Е.П. ЖИЛЬНИКОВ, В.Н.САМСОНОВ

ТРЕНИЕ И ИЗНАШИВАНИЕ В УЗЛАХ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

2007

СГАУ

САМАРА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

Е.П. ЖИЛЬНИКОВ, В.Н.САМСОНОВ

ТРЕНИЕ И ИЗНАШИВАНИЕ В УЗЛАХ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Утверждено Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

С А М А Р А
Издательство СГАУ
2007

УДК 621.81; 621.869
ББК 34.41; 34.42
Ж 725



Инновационная образовательная программа "Развитие центра компетенции и подготовка специалистов мирового уровня в области аэрокосмических и геоинформационных технологий"

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А. Н. К о п т е в,
д-р техн. наук, проф. Д. Г. Г р о м а к о в с к и й

Жильников Е.П.
Ж-725 **Трение и изнашивание в узлах авиационной техники:** учеб. пособие / *Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов.* – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007. – 144 с. : ил.

ISBN 978-5-7883-0654-4

Рассмотрены основные характеристики рабочих поверхностей деталей и их влияние на процессы трения и изнашивания. Приводятся характеристики различных видов трения и изнашивания. Особое внимание уделяется методам расчёта типовых узлов трения, используемых в авиационных и автомобильных двигателях. Изложены основные методы расчета динамических процессов в триботехнических системах.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 160901 – Техническая эксплуатация летательных аппаратов и двигателей, 160301 – Авиационные двигатели и энергетические установки, 140501 – Двигатели внутреннего сгорания, а также может быть полезным для студентов других факультетов при выполнении дипломных и курсовых проектов.

УДК 621.81; 621.869
ББК 34.41; 34.42

ISBN 978-5-7883-0654-4

© Жильников Е.П., Самсонов В.Н., 2007
© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2007

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 5
1. Характеристики поверхностей трущихся тел..... 6
1.1 Физико-химические свойства поверхностей..... 6
1.2 Механические свойства поверхностей..... 8
1.3 Геометрические характеристики поверхностей.. 9
2. Контактные задачи в трибологии..... 12
2.1 Задача Буссинеска-Фламана..... 12
2.2 Задача Герца..... 14
2.3 Три площади контакта шероховатых тел..... 17
3. Виды трения и их характеристики..... 19
3.1 Основные понятия и термины..... 19
3.2 Трение чистых поверхностей..... 22
3.3 Граничное трение..... 26
3.4 Классификация и основные свойства смазочных материалов..... 28
3.5 Вывод уравнения Рейнольдса..... 33
3.6 Гидродинамическое трение..... 37
3.7 Эластогидродинамическое трение..... 39
3.8 Смешанное трение..... 42
3.9 Трение качения..... 46
4. Тепловые задачи в трибологии..... 49
4.1 Расчет температуры на поверхностях трения скольжения без учета смазки..... 50
4.2 Расчет температуры смазочного слоя в гидродинамическом контакте..... 53
5. Виды изнашивания и их характеристики..... 57
5.1 Основные понятия и термины..... 57
5.2 Механическое изнашивание..... 59
5.3 Молекулярно-механическое изнашивание..... 67
5.4 Коррозионно-механическое изнашивание..... 70
5.5 Избирательный перенос при трении..... 71
5.6 Усталостная теория изнашивания..... 72
5.7 Основное уравнение изнашивания..... 76
6. Расчет типовых узлов трения..... 78
6.1 Расчет винтовой передачи..... 78
6.2 Расчет шлицевых соединений..... 81
6.3 Расчет фрикционной муфты сцепления..... 86

6.4 Расчет зубчатых передач..... 93
6.5 Расчет подшипников скольжения сухого и полужидкостного трения..... 102
6.6 Расчет гидродинамического подшипника скольжения..... 113
6.7 Расчет подшипников качения..... 125
Заключение 142
Список рекомендуемой литературы..... 143

ВВЕДЕНИЕ

Проблема трения и изнашивания является в настоящее время одной из наиболее важных при эксплуатации машин. С трением человечество знакомо с давнейших времён. Оно подарило человечеству огонь, возможность услышать звуки скрипки, остановить автомобиль и многое другое. Вместе с тем более 80% всех отказов машин связано с износом их деталей при трении. В нашей стране на ремонте изделий вследствие износа их деталей задействовано в несколько раз больше производственных мощностей, чем на их изготовление. Оценка состояния области контактов металлических поверхностей является наиболее актуальной при анализе надежности авиационной техники.

Изучением трения занимались отечественные учёные Н.Е.Жуковский, П.А.Ребиндер, И.В.Крагельский, А.И.Петрусевич, Д.С.Коднир, Ю.Н.Дроздов и др., а также зарубежные ученые Ф.Боуден, Б.Тейбор, Д.Даусон, Н.Чихос и др.

Несмотря на обилие работ в области трения и изнашивания, до настоящего времени многие вопросы трения остаются нерешёнными. Это объясняется сложностью процессов трения и обилием факторов, влияющих на их протекание, которое иллюстрируется схемой на рис.1.

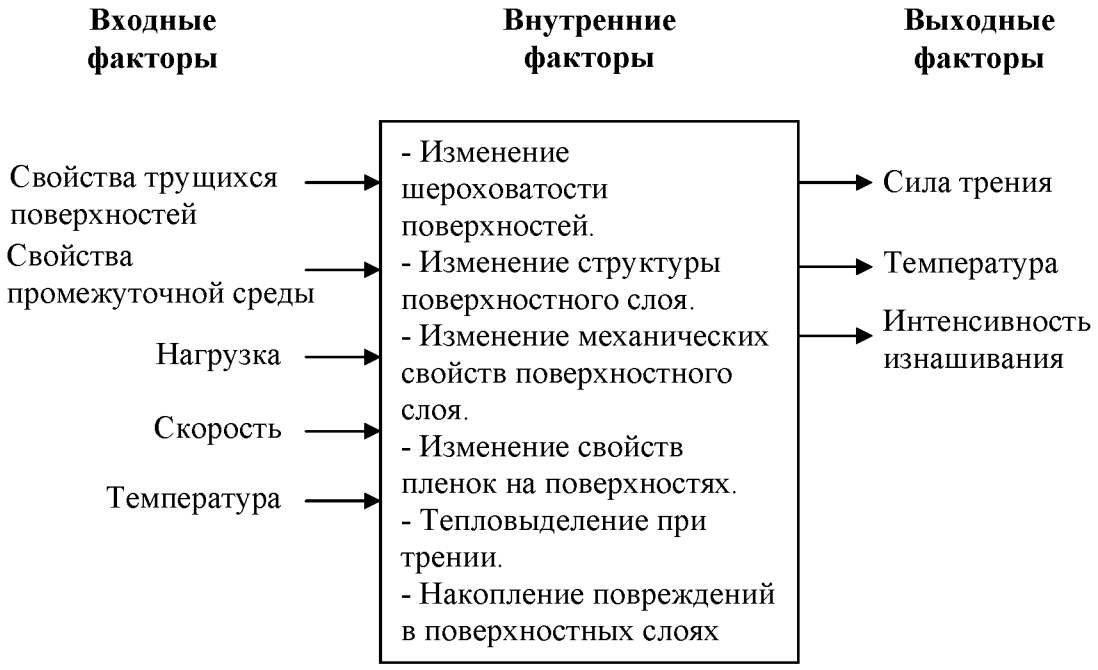


Рис.1. Факторы, определяющие процессы трения и изнашивания

Сложность процессов трения и изнашивания требует системного подхода к их решению.

Трибологию можно определить как науку о прочности поверхностных слоёв твёрдых материалов при их относительном перемещении.

В связи с развитием науки о трении и изнашивании можно сформулировать следующие основные разделы трибологии.

Трибофизика – раздел трибологии, изучающий физические аспекты взаимодействия контактирующих поверхностей при их взаимном перемещении.

Трибохимия – раздел трибологии, изучающий взаимодействие контактирующих поверхностей с химически активной средой и,в частности,проблемы коррозии при трении.

Трибомеханика – раздел трибологии, изучающий механику взаимодействия поверхностей при трении и, частности, силы трения, гидродинамические явления, дислокацию энергии при трении и т. п.

Триботехника – рассматривает технические и технологические мероприятия обеспечения оптимального функционирования узлов трения.

В настоящем пособии рассматриваются преимущественно вопросы трибомеханики и триботехники. При этом будем рассматривать контакт двух металлических поверхностей.

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУЩИХСЯ ТЕЛ

Все характеристики поверхностей трущихся тел условно можно разделить на три группы: физико-химические, механические и геометрические.

1.1. Физико-химические свойства поверхностей

Важнейшей физической характеристикой поверхности является поверхностная энергия. Атомы на поверхности кристаллического тела вследствие наличия свободных связей обладают большей энергией, чем атомы внутри твёрдого тела. Схема образования избыточной энергии атомов показана на рис.2.

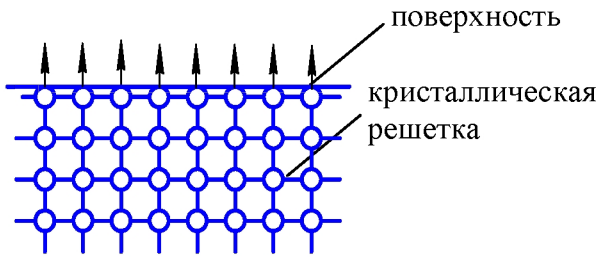


Рис.2. Схема образования избыточной энергии атомов кристаллической решётки

Поверхностной энергией называется избыточная энергия атомов поверхности, отнесённая к единице площади поверхности. Поверхностная энергия определяет явления адгезии и когезии материалов.

Адгезией называется слипание, возникающее вследствие молекулярной связи поверхностей разнородных твёрдых тел.

Когезией называется наиболее прочный вид сцепления поверхностей вследствие молекулярной связи между поверхностями однородных твёрдых тел.

Явление адгезии наблюдается в опытах по физике при слипании плиток Иогансона. Явление когезии используется в процессах сварки трением.

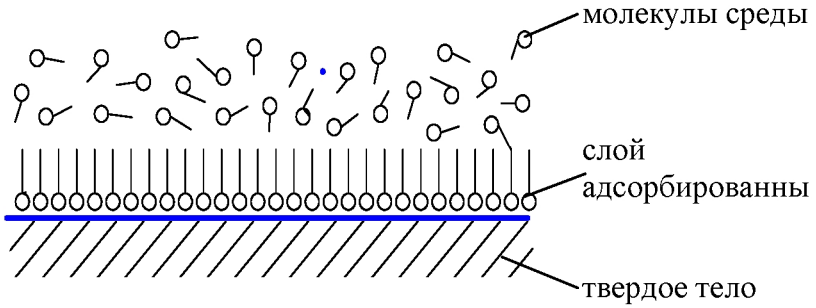


Рис. 3. Схема образования адсорбированных слоёв на поверхности

С поверхностной энергией связаны также такие явления,как адсорбция и хемосорбция.

Адсорбцией называется образование на поверхности твердых тел тонких плёнок молекул газов или других веществ из окружающей среды, как показано на рис.3. Толщины таких плёнок могут быть от молекулярного слоя до мультимолекулярного.

Адсорбция, сопровождающаяся химическими реакциями, называется хемосорбцией.

При адсорбировании понижается поверхностная энергия твёрдых тел и уменьшается способность к адгезии.

Наибольшей способностью к адсорбции обладают поверхностно-активные вещества (ПАВ), молекулы которых ориентируются перпендикулярно поверхности (см. рис.3). ПАВ значительно уменьшают силы трения, снижают прочность и сопротивляемость деформированию твёрдых тел (эффект Ребиндера).

Большое влияние на процессы трения оказывают окисные плёнки, которые образуются на поверхностях металлов в результате взаимодействия с кислородом воздуха или смазывающей жидкости. Окисные плёнки в триботехнике играют двоякую роль. Некоторые, например окись кремния SiO_2 или окись алюминия Al_2O_3, обладают более высокой твёрдостью. Окислы других металлов имеют меньшую твёрдость, чем твёрдость основного материала. Наибольший практический интерес представляют окислы железа FeO, Fe_3O_4 и Fe_2O_3, свойства которых определяют коррозионное изнашивание поверхностей.

1.2. Механические свойства поверхностей

Характеристиками механических свойств поверхностей являются те же величины, что и для основного материала. К ним относятся предел прочности $\sigma_в$, пределы текучести $\sigma_т$ и $\tau_т$, модуль упругости первого E и второго G рода, твёрдость HB и др.

Известно, что механические свойства материалов неоднородны в различных направлениях и по глубине. Наиболее существенная неоднородность механических свойств наблюдается в поверхностных слоях. На рис.4 приведена схема структуры поверхностного слоя металлической детали. Размеры слоёв, их состояние и свойства зависят как от механической обработки поверхности, так и от воздействия нагрузок и температур в процессе эксплуатации. Кроме того, от механической обработки и воздействия эксплуатационных нагрузок в поверхностных слоях возникают остаточные

напряжения, величина и знак которых изменяются по глубине материала.

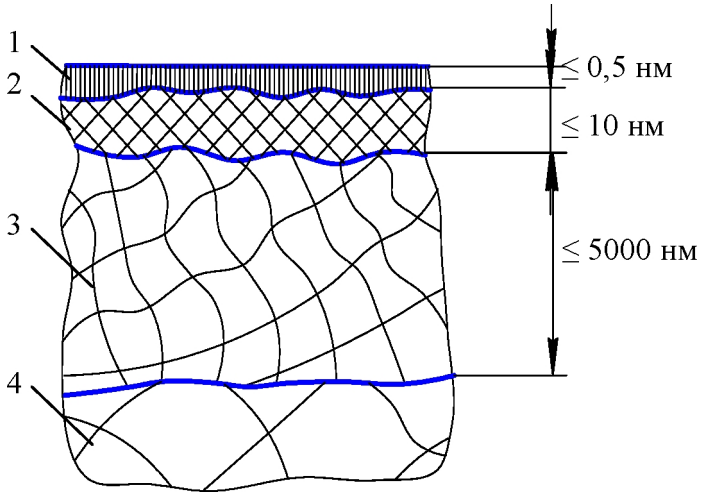


Рис. 4. Структура поверхностного слоя металла: 1 – граничный слой – адсорбированные плёнки; 2 – слой сильно раздробленного металла с включением окислов, пустот и трещин; 3 – слой металла, сильно деформированного под действием нормальных и тангенциальных сил; 4 – исходная структура материала

Изменение механических свойств поверхностных слоёв оценивается градиентом механических свойств. Градиентом механических свойств называется вектор, характеризующий интенсивность изменения механической характеристики материала. За положительный градиент механических свойств принят градиент, при котором механические свойства увеличиваются от поверхности в глубину материала.

И.В.Крагельским установлено правило положительного градиента, согласно которому материалы составляют антифрикционную пару с высокой износостойкостью, если создан положительный градиент механических свойств хотя бы для одного из контактирующих тел.

1.3. Геометрические характеристики поверхности

Геометрические характеристики определяются макро- и микрогеометрией поверхностей тел.

Макрогеометрические характеристики определяются формой поверхности контактирующих тел (шар, цилиндр, плоскость и т. п.) и макроотклонениями (овальность, гранность,

волнистость, бочкообразность и т. п.), возникающими при обработке или в процессе эксплуатации.

К микрогеометрическим характеристикам относится шероховатость поверхностей, образующаяся при механической обработке или в процессе эксплуатации. Параметры шероховатости поверхности приведены на рис.5.

Важной характеристикой профиля шероховатой поверхности, определяющей процессы трения и изнашивания, является R_{max} – максимальная высота микронеровностей.

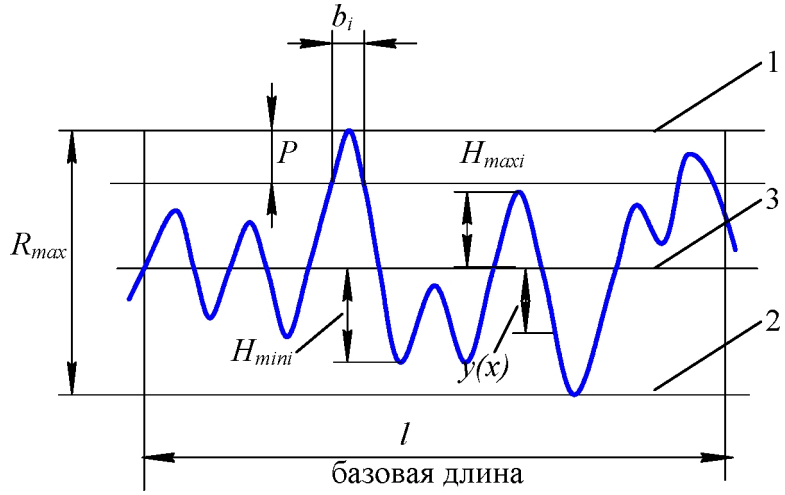


Рис. 5. Параметры шероховатости поверхности: 1 – линия выступов;
2– линия впадин; 3 – средняя линия профиля

В связи с трудностью её определения стандартами предусмотрена величина R_z – максимальная высота профиля по десяти точкам, вычисляемая по формуле

$$R_z = \frac{1}{5}\left(\sum_1^5 \left|H_{\max i}\right| + \sum_1^5 \left|H_{\min i}\right|\right).$$

Здесь H_{maxi} и H_{mini} – соответственно пять максимальных выступов и пять минимальных впадин в пределах базовой длины профиля.

Существует понятие – средняя линия профиля. Средней линией профиля является линия, для которой среднее квадратичное отклонение профиля от этой линии минимально.

Величина среднего квадратичного отклонения профиля от средней линии профиля определяется по зависимости

$$R_{ск} = \left[\frac{1}{l}\int_0^l y^2(x)dx\right]^{\frac{1}{2}}.$$

Кроме величины среднего квадратичного отклонения используется величина – среднее арифметическое отклонение, определяемая по соотношению

$$R_a = \frac{1}{l}\int_0^l |y(x)|dx.$$

В связи с трудоёмкостью интегрирования в приведенных выше формулах стандартами в качестве среднего арифметического отклонения применяется величина, определяемая по формуле

$$R_a = \frac{1}{n}\sum_1^n |y_i|.$$

При оценках несущей способности шероховатой поверхности используется относительная опорная длина профиля. В сечении на расстоянии p от линии выступов относительная опорная длина профиля определяется зависимостью

$$t_p = \frac{\sum b_i}{l}.$$

Зависимость относительной опорной длины профиля от положения сечения, в котором она определяется, приведена на рис. 6.

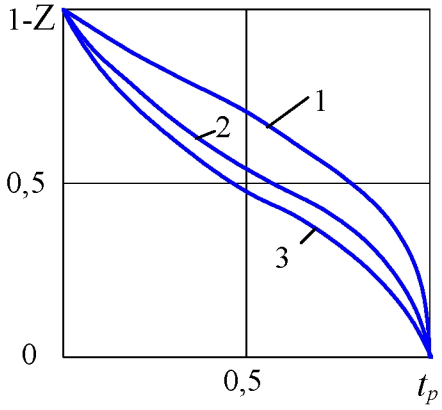


Рис. 6. Опорные кривые профилей шероховатых поверхностей: 1 – полирование; 2 – шлифование; 3 – чистовое точение

Здесь $z = \frac{p}{R_{\max}}$.

Наиболее приемлемым для расчётов является нормальный закон распределения высот микронеровностей шероховатой

поверхности. Тогда формула для определения относительной опорной длины профиля имеет вид

$$t_p = \frac{1}{2}\left[1 - \Phi\left(\frac{1-2z}{2R_{ск}}\right)\right].$$

Здесь Φ – функция нормального закона распределения.

Широко используется также степенная зависимость вида $t_p = b \cdot z^{\nu}$, где b и ν - константы, определяемые видом механической обработки поверхности.

2. КОНТАКТНЫЕ ЗАДАЧИ В ТРИБОЛОГИИ

Вопросы контактного взаимодействия поверхностей при трении решаются на основе зависимостей, полученных для контакта двух сферических поверхностей Г. Герцем.

2.1. Задача Буссинеска-Фламана

Исследуются напряжения и деформации, вызываемые действием сосредоточенной нагрузки на упругое полупространство.

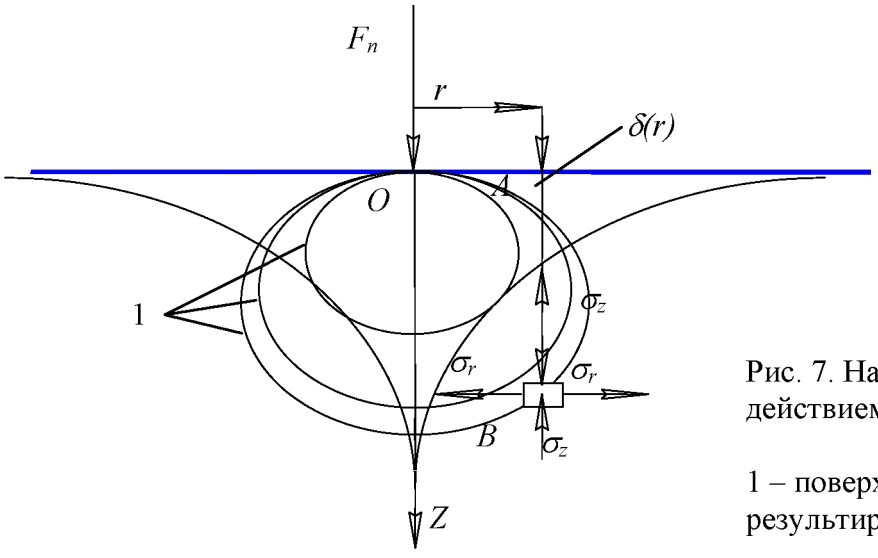
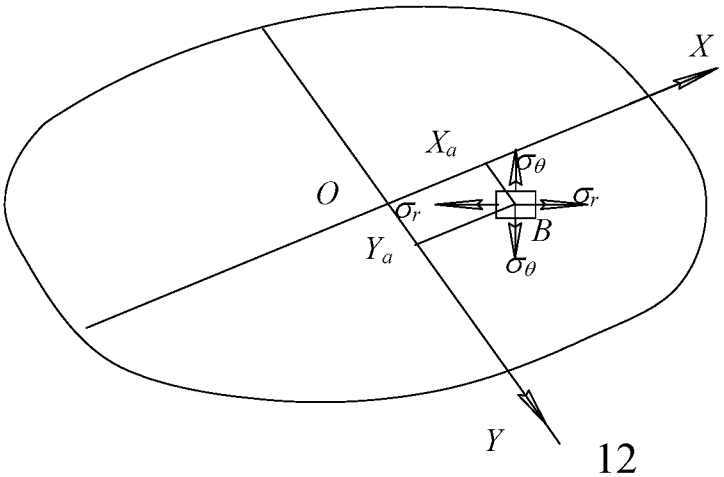


Рис. 7. Напряжения и деформации под действием сосредоточенной силы:

1 – поверхности равного результирующего напряжения



Упругим полупространством называется бесконечно упругая среда, ограниченная с одной стороны плоской поверхностью. При этом упругая среда принята изотропной.

Напряжения и деформации упругого полупространства показаны на рис.7. Упругие деформации поверхности определяются по формуле

$$\delta(r) = \frac{1-\varepsilon^2}{\pi \cdot E} \cdot \frac{F_n}{r}.$$

Здесь E и ε - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала.

Материал в точке B зоны контакта испытывает сжимающие σ_z и растягивающие σ_r и σ_Θ напряжения. Напряжения на поверхности в точке A определяются зависимостями

$$\sigma_z = 0; \quad \sigma_r = -\sigma_\Theta = \frac{1-2\varepsilon}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{F_n}{r^2}.$$

Выводы задачи Буссинеска позволяют решать задачу о деформациях поверхности под действием нагрузки, распределённой по некоторой области S , как показано на рис. 8.

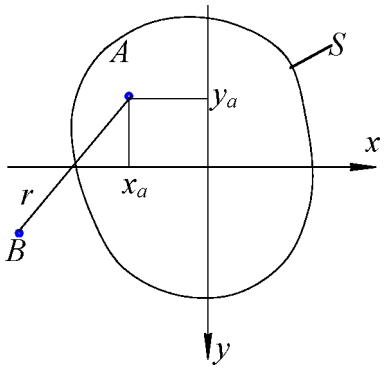


Рис. 8. К определению деформаций при нагрузке, распределённой по площади

Элементарное значение нормальной нагрузки в точке A с координатами x_a и y_a будет равно: $dF_n = p(x_a,y_a)\ dx\ dy$, а величина деформации в точке B от этой нагрузки будет равна

$$d\delta = \frac{1-\varepsilon^2}{\pi \cdot E} \cdot \frac{p(x_a, y_a) \cdot dx \cdot dy}{r(x_a, y_a)}.$$

Полная величина деформации поверхности в точке B от нагрузки, распределённой по области S, определится интегрированием:

$$\delta = \frac{1-\varepsilon^2}{\pi \cdot E} \cdot \iint_S \frac{p(x_a, y_a) \cdot dx \cdot dy}{r(x_a, y_a)}.$$

2.2. Задача Герца

Г.Герцем в 1882 году была решена задача о напряжениях и деформациях в контакте двух упругих тел вращения. При решении этой задачи Герцем приняты допущения:

- величины деформаций и размеры области контакта значительно меньше размеров контактирующих тел;
- контактные напряжения не зависят от уровня общего напряжённого состояния;
- не учитывается шероховатость поверхностей;
- отсутствуют силы трения.

Герцем принято допущение о том, что давление в зоне контакта распределяется по эллипсоиду:

$$p = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2},$$

где :p_0 – максимальное давление в центре площади контакта; a и b – размеры полуосей эллиптической площадки контакта.

Это предположение впоследствии было с большой точностью подтверждено экспериментами.

Рассмотрим контакт двух сферических поверхностей, имеющий наибольшее практическое значение в трибологии. В этом случае нагрузка распределяется по круговой площадке контакта радиусом a и определяется по формуле

$$p = p_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}},$$

где: $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ - координата точки на площадке контакта.

Полная нормальная нагрузка в контакте определяется интегрированием:

$$F_n = 2 \cdot \pi \cdot p_0 \cdot \int_0^a r \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{a^2}} \cdot dr = \frac{2}{3} \pi \cdot a^2 \cdot p_0 .$$

Геометрические соотношения в контакте приведены на рис.9.

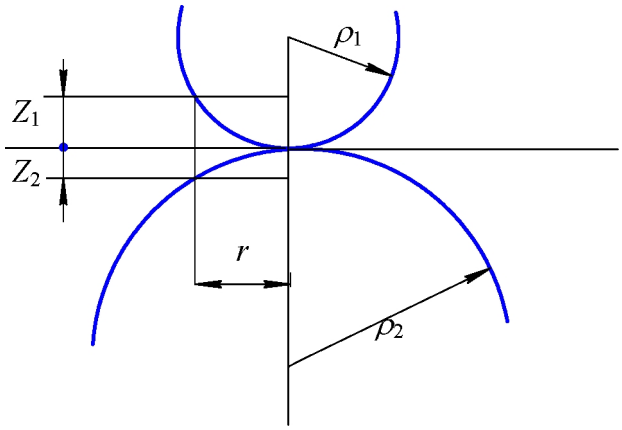


Рис. 9. Начальный контакт двух сферических тел

При начальном касании в точке зазор между поверхностями на расстоянии r от оси будет определяться суммой:

$$h = z_1 + z_2, \text{ где } z_1 = \rho_1 - \sqrt{\rho_1^2 - r^2} = \rho_1 \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2}\right).$$

Так как $r << \rho_1$, то $\sqrt{1 - \left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2} \approx 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2$.

Отсюда получим: $z_1 = \frac{r^2}{2 \cdot \rho_1}$ и, аналогично, $z_2 = \frac{r^2}{2 \cdot \rho_2}$.

Тогда зазор будет равен $h = \frac{r^2}{2}\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)$.

Введём понятие: $\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$ – приведенный радиус кривизны в контакте. Зазор определится выражением: $h = \frac{r^2}{2 \cdot \rho_{пр}}$.

Под действием нагрузки F_n произойдёт деформация поверхностей, как показано на рис.10. Фактическая площадка контакта, по которой распределяется давление от нагрузки, несколько меньше, чем область деформации поверхностей тел.

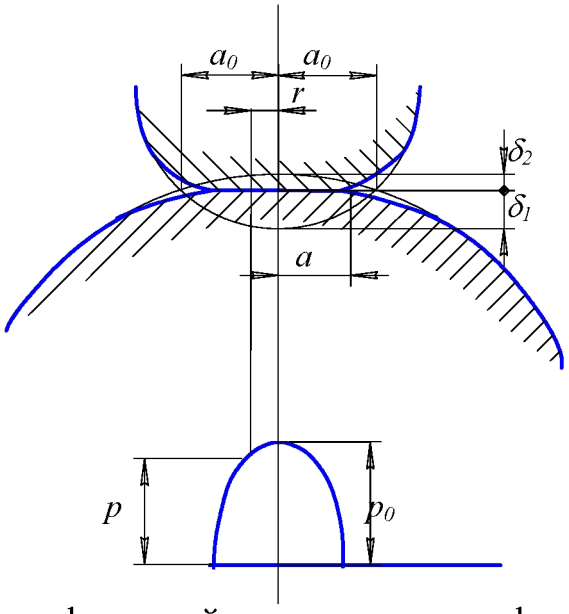


Рис.10. Схема деформаций в контакте двух сферических тел

Введём понятие: $\delta = \delta_1 + \delta_2$ - сближение центров контактирующих тел, где δ_1 и δ_2 – максимальные деформации в центре площадки контакта.

Для герцевского распределения давления деформацию в центре площадки контакта первого шара с использованием решения Буссинеска найдём интегрированием:

$$\delta_1 = \frac{1-\varepsilon_1^2}{\pi \cdot E_1} \cdot \int_0^a \int_0^{2\pi} \frac{p(r)}{r} r \cdot d\phi \cdot dr = 2 \cdot \frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} \int_0^a p(r) \cdot dr =$$

$$= \frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} \cdot \frac{2p_0}{a} \int_0^a \sqrt{a^2 - r^2}\, dr = \frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} \cdot \frac{2p_0}{a} \cdot \frac{\pi}{4} a^2 = \frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} \cdot \frac{\pi}{2} p_0 \cdot a.$$

Аналогично получим

$$\delta_2 = \frac{1-\varepsilon_2^2}{E_2} \frac{\pi}{2} p_0 \cdot a\,.$$

Тогда

$$\delta = \left(\frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\varepsilon_2^2}{E_2} \right) \frac{\pi}{2} p_0 \cdot a\,.$$

Введём понятие $E_{пр} = \dfrac{2}{\dfrac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\varepsilon_2^2}{E_2}}$ - приведенный модуль упругости. Тогда получим $\delta = \dfrac{\pi \cdot a \cdot p_0}{E_{пр}}$.

Из геометрических соотношений имеем

$$\delta_1 + \delta_2 = h(a_0) = \frac{a_0^2}{2 \cdot \rho_{пр}}.$$

Принимая $a_0 = k \cdot a$, получим

$$\frac{\pi \cdot a \cdot p_0}{E_{пр}} = \frac{k^2 \cdot a^2}{2 \cdot \rho_{пр}}.$$

Тогда

$$a = \frac{2 \cdot \pi \cdot \rho_{пр} \cdot p_0}{k^2 \cdot E_{пр}}.$$

Так как $p_0 = \dfrac{3 \cdot F_n}{2 \cdot \pi \cdot a^2}$, то найдём: $a = \sqrt[3]{\dfrac{3 \cdot F_n \cdot \rho_{пр}}{k^2 \cdot E_{пр}}}$.

Точное решение даёт выражение

$$a = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_n \cdot \rho_{пр}}{2 \cdot E_{пр}}}$$

и с учетом этого получим

$$p_0 = \frac{1}{\pi}\sqrt[3]{\frac{3 \cdot F_n \cdot E_{пр}^2}{2 \cdot \rho_{пр}^2}}; \qquad \delta = \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F_n^2}{4 \cdot \rho_{пр} \cdot E_{пр}^2}}.$$

2.3. Три площади контакта шероховатых тел

Контакт двух шероховатых поверхностей всегда дискретен. Это объясняется макро- и микронеровностями поверхностей. В этой связи И.В.Крагельским и Н.Б.Демкиным было предложено оценивать три площади контакта. Во-первых, номинальная площадь контакта A_a, которая определяется номинальными размерами деталей. Вследствие макроотклонений, например, волнистости нагрузка будет передаваться только участками на вершинах волн. В пределах этих участков нагрузка воспринимается контактами микронеровностей. Во-вторых,

фактическая площадь контакта A_r, равная сумме элементарных площадок контакта ΔA_r, возникающих в результате деформаций отдельных неровностей. Область, ограниченная контуром, в пределах которой существуют фактические площадки контакта, представляет собой контурную элементарную площадку ΔA_c. В-третьих, контурная площадь A_c, равная сумме элементарных площадок ΔA_c. Соответственно трём площадям контакта различают три величины давления на поверхности:

$p_a = F_n/A_a$ – номинальное давление;

$p_c = F_n/A_c$ – контурное давление;

$p_r = F_n/A_r$ – фактическое давление.

Площадь фактического контакта определяет область силового взаимодействия двух шероховатых тел. По этой причине расчёт фактической площади контакта является одной из главных составляющих расчёта на трение и изнашивание.

Для расчёта площади фактического контакта используются различные модели шероховатых поверхностей. Основной принята модель, при которой шероховатая поверхность состоит из сферических сегментов радиусом r, расположенных на жёстком основании. Принято, что деформации контактов не оказывают взаимного влияния. Контакт двух шероховатых поверхностей заменяется контактом шероховатой и гладкой поверхностей с приведенными характеристиками шероховатости, как показано на рис.11.

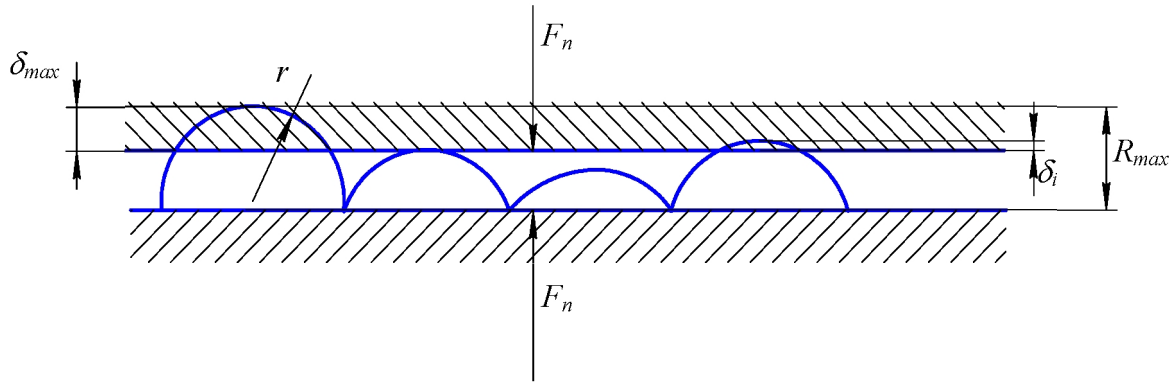


Рис. 11. Расчётная модель контакта гладкой и шероховатой поверхностей

Вводится понятие - относительное сближение поверхностей: $\varepsilon = \delta_{\max} / R_{\max}$.

Площадь фактического контакта определяется в зависимости от относительного сближения и закона распределения высот микронеровностей. Вводится понятие – относительная площадь фактического контакта: $\eta = A_r / A_a$.

Принимая контакт микронеровностей упругим, нагрузку на контакт ΔF_i определяем в зависимости от величины деформации δ_I, используя формулы Герца. Полная нормальная нагрузка F_n будет равна сумме нагрузок ΔF_i.

Используя приведённую выше степенную зависимость закона распределения высот микронеровностей, получим формулы для расчёта:

$$\varepsilon = \left(\frac{4}{K_\nu} \frac{p_c}{E_{np}} \sqrt{\frac{\pi}{\Delta_R}} \right)^{\frac{2}{2\cdot\nu+1}}; \qquad \eta = \frac{1}{2} b \cdot \varepsilon^\nu .$$

где Δ_R – характеристика шероховатой поверхности; b, ν и K_ν - константы, определяемые видом механической обработки. При этом $\Delta_R = \frac{b^2 \cdot R_{\max}}{r}$.

В случае пластического контакта давление на площадках контакта микронеровностей постоянно и равно $p_r = c \cdot \sigma_T$. Для контакта сферы с плоскостью $c \approx 3$. В этом случае получим

$$\eta = \frac{A_r}{A_c} = \frac{p_c}{c \cdot \sigma_T}; \qquad \varepsilon = \left(\frac{p_c}{b \cdot c \cdot \sigma_T} \right)^{1/\nu} .$$

3. ВИДЫ ТРЕНИЯ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1. Основные понятия и термины

Схема взаимодействия поверхностей при трении показана на рис.12.

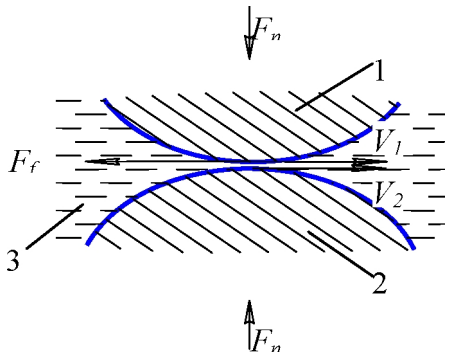


Рис. 12. Схема взаимодействия поверхностей при трении

В настоящее время принято рассматривать триаду трения: контактирующие тела 1, 2 и промежуточную среду – тело 3.

При взаимодействии твёрдых деформируемых тел различают внешнее и внутреннее трение. В трибомеханике рассматривается преимущественно внешнее трение.

Внешним трением называется сопротивление относительному перемещению, возникающему между двумя телами в зонах соприкосновения их поверхностей, сопровождаемое диссипацией энергии.

Различают два вида внешнего трения:

- трение покоя – трение двух тел до перехода к их взаимному перемещению;
- трение движения – трение двух тел, находящихся в относительном движении.

Трение покоя определяется упругим предварительным смещением материала в зоне контакта.

В свою очередь, различают два вида трения движения:

- трение качения – трение движения, при котором скорости поверхностей в зоне контакта одинаковы по величине и направлению;
- трение скольжения – трение движения, при котором скорости поверхностей в зоне контакта различны по величине или по направлению.

Количественной характеристикой трения является сила трения. Различают также два вида силы трения:

- сила трения покоя – наибольшая сила трения покоя до перехода к относительному перемещению поверхностей;
- сила трения скольжения (движения) – сила сопротивления относительному перемещению поверхностей, направленная по касательной к поверхности в зоне контакта.

Зависимость силы трения от относительного смещения поверхностей приведена на рис.13. Силу трения покоя иногда называют силой сцепления. Вводится понятие – коэффициент трения. Различают два вида коэффициентов трения:

$f = \frac{F_f}{F_n}$ - коэффициент трения скольжения;

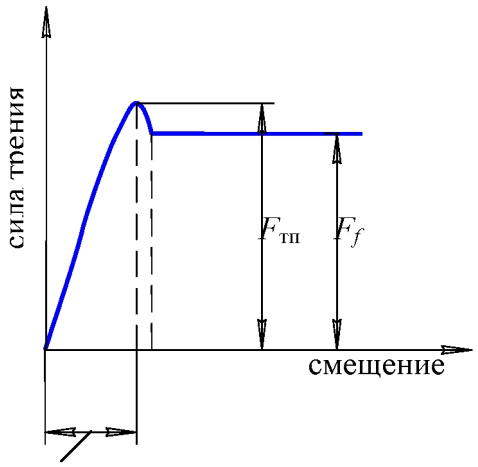


Рис. 13. Зависимость силы трения от относительного смещения поверхностей

$f_{ТП} = \frac{F_{ТП}}{F_n}$ - коэффициент трения покоя (коэффициент сцепления).

Здесь F_n – нормальная нагрузка в контакте, F_f и $F_{ТП}$ – силы трения.

Кроме того, вводится понятие – коэффициент трения качения, который более подробно рассмотрим позже.

При трении скольжения вводится понятие – скорости скольжения $V_S = V_1 - V_2$. Здесь V_1 и V_2 – скорости поверхностей в зоне контакта двух тел. При этом под V_1 обычно понимается большая по величине скорость.

В зависимости от состояния трущихся поверхностей и наличия и свойств смазочного материала различают следующие виды трения скольжения:

- трение чистых поверхностей;
- граничное трение;
- гидродинамическое трение;
- эластогидродинамическое трение.

Такое разделение видов трения несколько условно, так как в эксплуатации в зоне контакта шероховатых поверхностей могут наблюдаться одновременно несколько видов трения. Такой режим называется смешанным трением, схематично представленным на рис. 14.

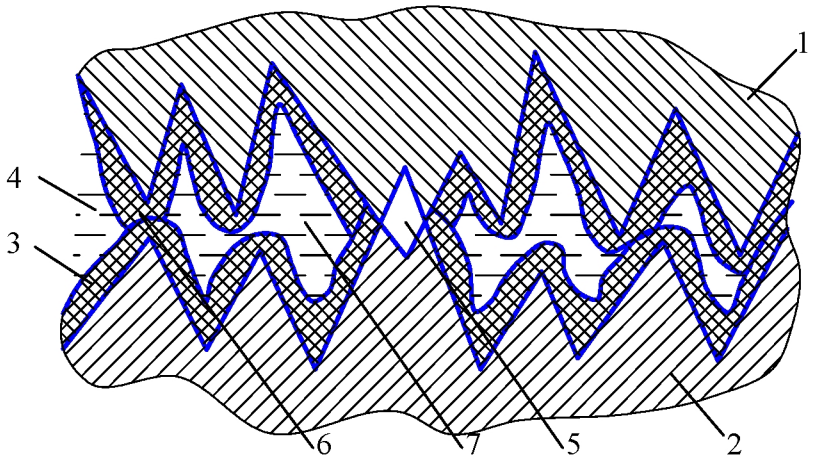


Рис.14. Схема смешанного трения в контакте: 1,2 – металлические тела; 3 – граничные плёнки; 4 – смазочная жидкость; 5 – зона трения чистых поверхностей; 6 – зона граничного трения; 7 - зона жидкостного трения

3.2. Трение чистых поверхностей

Трение в этом случае имеет молекулярно-механическую природу. Двойственную природу трения описал впервые И.В.Крагельский.

На площадках фактического контакта действуют силы молекулярного притяжения. Молекулярное взаимодействие приводит к образованию соединений – микросхватываний. Молекулярная составляющая силы трения оценивается отношением τ / σ_T, где τ - сдвиговое сопротивление молекулярной связи.

В настоящее время принята биномиальная зависимость $\tau = \tau_0 + \beta \cdot p_r$.

Здесь при трении металлов β = 0,02…0,15 и τ_0 = 2,5…30 МПа – при отсутствии смазки. Молекулярную составляющую силы трения также называют адгезионной составляющей. Молекулярную составляющую коэффициента трения определим отношением

$$f_a = \frac{\tau}{p_r} = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta .$$

Механическая составляющая силы трения имеет сложную природу. Она определяется подъёмом по гребешкам микронеровностей, срезанием вершин, деформированием и образованием бороздок, а также гистерезисными потерями при деформациях материала. В настоящее время основным видом потерь приняты деформационные потери.

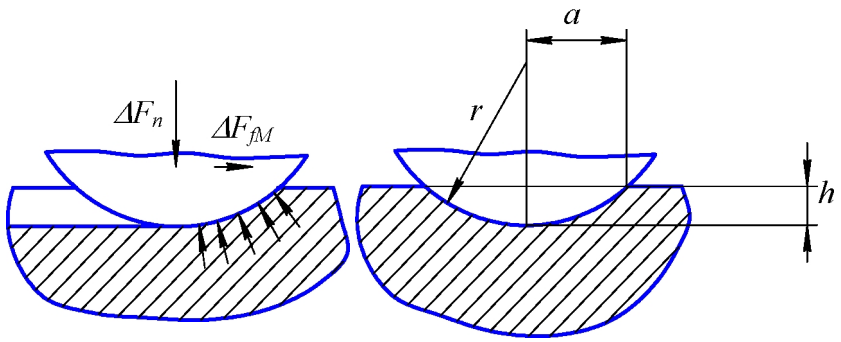


Рис. 15. Схема пластического оттеснения материала единичной микронеровностью

Схема деформирования материала единичной микронеровностью радиуса r при внедрении на глубину h приведена на рис.15. Так как при пластическом деформировании материала напряжения в материале постоянны по всей поверхности, то нормальная ΔF_n и касательная ΔF_{fM} силы при движении микронеровности будут определяться соотношениями

$$\Delta F_n = c_1 \cdot \frac{1}{2}\pi \cdot a^2 \cdot \sigma_T; \qquad \Delta F_{fM} = c_2 \cdot \frac{4}{3} a \cdot h \cdot \sigma_T.$$

Тогда механическая составляющая коэффициента трения при пластическом оттеснении материала будет равна

$$f_{MП} = \frac{c_2}{c_1}\frac{8}{3\pi}\frac{h}{a}.$$

При $h << r$ имеем $a = \sqrt{2 \cdot r \cdot h}$. Подставив эту величину в формулу для коэффициента трения, получим

$$f_{MП} = \frac{c_2}{c_1}\frac{4\sqrt{2}}{3\pi}\sqrt{\frac{h}{r}}.$$

Учитывая значения коэффициентов c_1 и c_2, находим

$$f_{MП} \approx 0{,}55\sqrt{\frac{h}{r}}.$$

Для упругого контакта микронеровности получаим

$$f_{MУ} = 0{,}19\alpha_Г \sqrt{\frac{h}{r}}.$$

Здесь $\alpha_Г$ – коэффициент, учитывающий гистерезисные потери при скольжении.

Учитывая зависимости глубины внедрения от нормальной нагрузки, формулы для коэффициентов трения приводятся к виду:

$f_{МП} = \frac{0{,}31}{r}\sqrt{\frac{F_n}{c \cdot \sigma_T}}$ - при пластическом деформировании;

$f_{МУ} = 0{,}88\alpha_Г \cdot \frac{p_r}{E_{пр}}$ - при упругом деформировании материала.

Необходимо отметить, что $p_r << \sigma_T$, тогда $\frac{p_r}{E_{пр}} < \frac{\sigma_T}{E_{пр}}$.

Для стали σ_T < 1500 МПа, $E_{пр} \approx 2 \cdot 10^5$ МПа. Тогда $\frac{p_r}{E_{пр}} < 0{,}0075$. Следовательно, упругая составляющая существенна лишь для материалов с малым модулем упругости.

Суммарное значение коэффициента трения в контакте чистых поверхностей $f = f_a + f_M$.

С учётом приведенных выше формул имеем

$$f = \frac{3.66 \cdot \tau_0}{\Delta_r \cdot p_c^{1/5} \cdot E_{пр}^{4/5}} + \beta + 0.26 \cdot \alpha_Г \cdot \Delta_R \left(\frac{p_c}{E_{пр}}\right)^{1/5}.$$

Эта формула справедлива для степенной функции распределения высот микронеровностей при показателе степенной зависимости ν = 2. Она позволит нам сделать некоторые выводы, графически представленные на рис.16.

Видно, что коэффициент трения при упругом контакте незначительно зависит от нагрузки в контакте. Отмечаемое некоторыми исследователями увеличение коэффициента трения с ростом нагрузки наблюдается лишь при переходе к пластическому деформированию высот микронеровностей. Зависимость коэффициента трения от высоты микронеровностей шероховатых поверхностей является более сильно выраженной, т. к. в формуле характеристика шероховатости Δ_R находится в

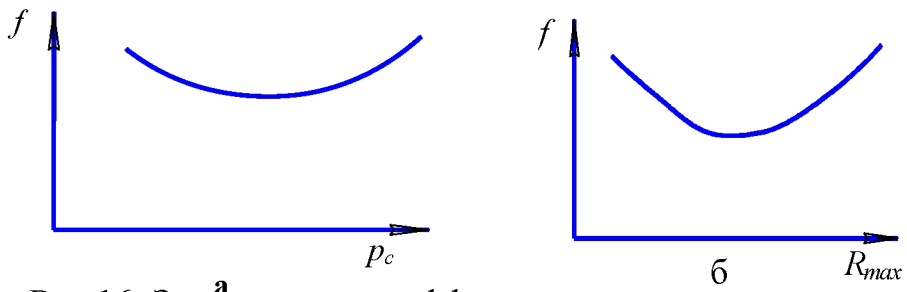


Рис.16. Зависимости коэффициента трения чистых поверхностей от нагрузки (*а*) и шероховатости (*б*) при упругом контакте

первой степени, а её величина определяется формулой

$$\Delta_R = \frac{b^2 \cdot R_{\max}}{r}.$$

Необходимо отметить, что изнашивание поверхностей пропорционально коэффициенту трения. В результате при эксплуатации весьма гладкие поверхности «портятся», а грубые – «выглаживаются». В этой связи в результате приработки устанавливается оптимальное для режима эксплуатации значение шероховатости поверхности – приработочная или равновесная шероховатость.

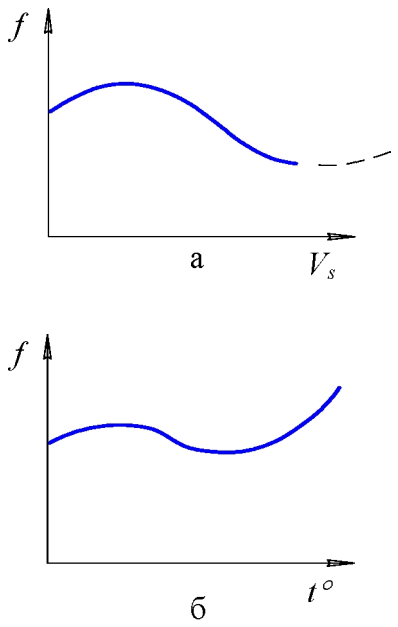


Рис. 17. Зависимость коэффициента трения чистых поверхностей от скорости скольжения (*а*) и температуры поверхностей (*б*)

На рис.17 приведены зависимости коэффициента трения от скорости скольжения и температуры. Эти зависимости не объясняются приведенной выше формулой, но отмечаются экспериментами. Влияние скорости связано вероятнее всего с

гистерезисными явлениями при деформациях микронеровностей, а влияние температуры с изменением механических и физических свойств материала на поверхности. Необходимо отметить, что с ростом скорости скольжения, как правило, увеличивается температура поверхностей. Поэтому при высоких скоростях может наблюдаться схватывание и заедание поверхностей и, как следствие, значительный рост коэффициентов трения.

В целом коэффициенты трения при контакте чистых поверхностей могут достигать весьма больших значений (иногда больше единицы), но такой вид трения практически существует только на незначительной части контакта деталей (вследствие адгезии молекул из окружающей среды) и реально наблюдается только в абсолютном вакууме.

При трении в вакууме наблюдаются специфические условия:

- трудность восстановления адсорбированных граничных плёнок;
- образование «газа» из атомов и молекул, испаряющихся из поверхностных слоёв материала;
- отсутствие конвективного отвода тепла из зоны трения и, как следствие, резкий градиент температуры;
- большой интервал температур - от положительных до отрицательных, с разных сторон трущихся деталей;
- влияние радиационного излучения на свойства материалов.

Коэффициенты трения в вакууме могут быть значительно больше единицы, что необходимо учитывать при конструировании машин.

Необходимо отметить, что всё изложенное выше относится к трению металлов. При использовании полимерных материалов могут наблюдаться и иные процессы и характеристики трения.

3.3. Граничное трение

Граничным называется такой вид трения, при котором силы сопротивления относительному перемещению поверхностей определяются свойствами граничных плёнок на поверхностях.

Плёнки на поверхностях трения могут быть различного происхождения:

- предварительно нанесённые;
- образующиеся в результате различных процессов при трении.

Предварительно нанесённые плёнки называют покрытиями. Применяются гальванические покрытия – меднение, серебрение, кадмирование и др., электрохимические покрытия – оксидирование, газотермические покрытия – металлизация и напыления и др. Уменьшение коэффициента трения происходит за счёт низкого сопротивления материала покрытия. На рис. 18 показана зависимость коэффициента трения от толщины покрытия. Видно, что имеется оптимальное значение. Необходимо учесть, что покрытия в процессе работы разрушаются и не восстанавливаются.

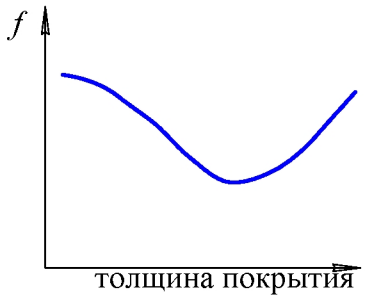


Рис.18. Зависимость коэффициента трения f от толщины покрытия

Плёнки, образующиеся в процессе работы, также разделяются на твёрдые и адсорбированные.

Твёрдые плёнки могут образовываться из материалов, выделяющихся из глубины основного материала при трении. Например, в антифрикционных чугунах постоянно выделяется свободный графит, который образует на поверхности плёнку слоистой структуры, имеющую малую прочность на сдвиг.

Чаще всего твёрдые плёнки образуются в процессе работы из порошкообразных добавок в смазку. К ним относятся графит, дисульфид молибдена, медь, порошки других мягких металлов. Эффект снижения трения таких плёнок объясняется также низкой прочностью на сдвиг этих материалов. Достоинством таких плёнок является возможность их постоянного восстановления.

Основным видом граничных плёнок на поверхностях трения являются плёнки, образующиеся из адсорбированных молекул смазки и воздуха. Адсорбированные плёнки имеют малую толщину и способность постоянно самовосстанавливаться. Механизм снижения трения такими плёнками недостаточно изучен. Известно, что адсорбированные плёнки уменьшают

поверхностную энергию металлических поверхностей. В частности, сдвиговая составляющая молекулярной силы уменьшается с $\tau_0 = 2{,}5\ldots3$ МПа до 1 МПа и меньше. Установлено, что на характеристики трения в граничной смазочной плёнке не оказывают влияние объёмные свойства смазки и, в частности, её вязкость. В этой связи для оценки смазочных свойств масел введено понятие – маслянистость, которая характеризуется как способность масла снижать коэффициент трения в граничных смазочных слоях. Маслянистость зависит как от свойств смазки, так и от свойств поверхности металлического тела. Наиболее высокой маслянистостью обладают растительные и животные масла.

3.4. Классификация и основные свойства смазочных материалов

Смазочным материалом называется вещество, вводимое на поверхности трущихся тел с целью снижения коэффициентов трения и повышения износостойкости.

Все смазочные материалы можно разделить на твёрдые, жидкие, пластические и газовые. Рассмотрим только жидкие смазочные вещества, которые обычно называют масла.

Жидкие смазочные материалы по своему происхождению делятся на растительные или животные, нефтяные и синтетические.

По своему назначению масла делятся на трансмиссионные, моторные, индустриальные, приборные и др. В зависимости от назначения к маслам предъявляются особые требования. Так, к трансмиссионным маслам предъявляются требования: вязкость, индекс вязкости, температура застывания. Для тяжело нагруженных узлов трения важной характеристикой является зависимость вязкости от давления. К моторным маслам предъявляются требования: вязкость, индекс вязкости, температура застывания, температура вспышки, зольность, щелочное число и др.

Важными для всех смазок являются такие свойства, как устойчивость к окислению, низкая коррозионная активность, защитные свойства (предохранение металла от окисления), моющие свойства.

Для обеспечения требуемых свойств масел широко

применяются присадки и антифрикционные добавки.

Присадкой называется органическое маслорастворимое вещество, добавляемое к маслу с целью придания ему нужных свойств. Различают противозадирные, противоизносные, противопенные, противоокислительные и противоскачковые присадки. Используются соединения, содержащие серу, хлор, фосфор, силиконы, жирные кислоты и т.п.

Добавками называются твёрдые, нерастворимые в масле вещества, называемые иногда – твёрдые смазки. Наиболее распространены противозадирные добавки, в качестве которых используются порошки некоторых металлов и соединений. К ним относятся графит, сульфиды молибдена, меди и т.д.

Основными характеристиками масел, используемых в задачах гидродинамической теории трения, являются вязкость и липкость.

Липкостью называется способность смазки образовывать с поверхностью прочносвязанные слои. Липкость определяет наличие скольжения на границе поверхность – смазочный слой. Учёт липкости имеется только в одной из первых формул Петрова для расчёта коэффициента трения в подшипнике скольжения. В дальнейших решениях задач гидродинамики принято, что скольжение на границе поверхность – смазочный слой отсутствует, как показано на рис. 19. Таким образом, липкость в задачах гидродинамики не учитывается. В то же время необходимо иметь в виду то, что при увеличении скоростей движения и при применении различных новых смазочных материалов может возникнуть необходимость её учёта.

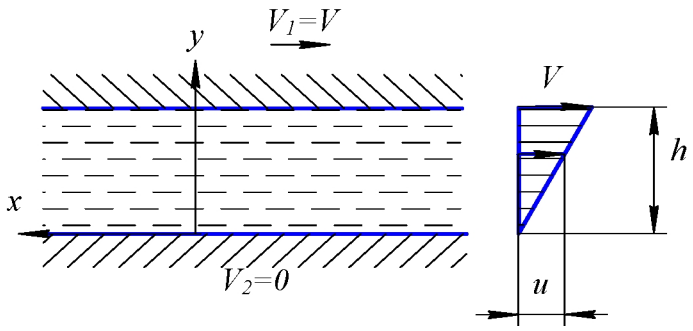


Рис. 19. Распределение скорости сдвига в смазочном слое

Важнейшей характеристикой смазочного масла является его вязкость. Экспериментами установлено, что сила сопротивления сдвигу плоской поверхности, находящейся на слое жидкости, равна величине

$$F_f = \mu \cdot \frac{V}{h} \cdot A .$$

где A – площадь поверхности.

Разделив левую и правую части уравнения на площадь поверхности (с учётом нелинейности распределения скорости сдвига в смазочном слое), получим

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y},$$

где u - текущее значение скорости смазочной жидкости (см. рис.19), μ – динамическая вязкость смазки.

Эта формула получена Ньютоном и поэтому жидкости, сопротивление сдвигу которых описывается приведенным уравнением, получили название ньютоновских жидкостей. Жидкости, сопротивление сдвигу в которых не подчиняется приведенной зависимости, получили название неньютоновских жидкостей. К таким жидкостям относятся некоторые синтетические масла, а также масла с присадками.

В соответствии с формулой Ньютона динамической вязкостью смазки называется коэффициент пропорциональности между касательными напряжениями сдвига и градиентом скорости сдвига в смазочном слое. Единицей измерения динамической вязкости принят $1 Па \cdot с$. Ранее использовалась единица 1 $П$ (пуаз) = $0{,}1 Па \cdot с$ или 1 $сПа$.

В ряде технических задач применяется единица - кинематическая вязкость смазки, определяемая отношением $\nu = \frac{\mu}{\gamma}$, где γ - плотность масла.

Единицей кинематической вязкости является 1 м^2/с. Ранее применялась единица 1 $Ст$ (стокс) = 1 см^2/с.

Для упрощения подбора масел в эксплуатации применяется разделение масел на классы вязкости. Например, в отечественной классификации для моторных масел имеется 21 класс, а в зарубежной, в соответствии с классификацией SAE, – 10 классов. Например: моторное масло М6/12 – масло класса 6, у которого при 100^{o} C кинематическая вязкость около 12 cCm. По зарубежной классификации этому маслу соответствует приблизительно масло SAE15W-40. Вязкость масла не является постоянной величиной и зависит от температуры и давления, как показано на рис. 20. Экспериментальные зависимости вязкости от температуры более сложные, поэтому используются разными авторами различные эмпирические формулы. Наиболее распространённой является экспоненциальная зависимость, предложенная Рейнольдсом:

$$\mu = \mu_{T0} \cdot e^{(-\beta(t-t_0))},$$

где μ и μ_{T0} – вязкости при температурах t и t_0 соответственно; β – экспериментальный коэффициент.

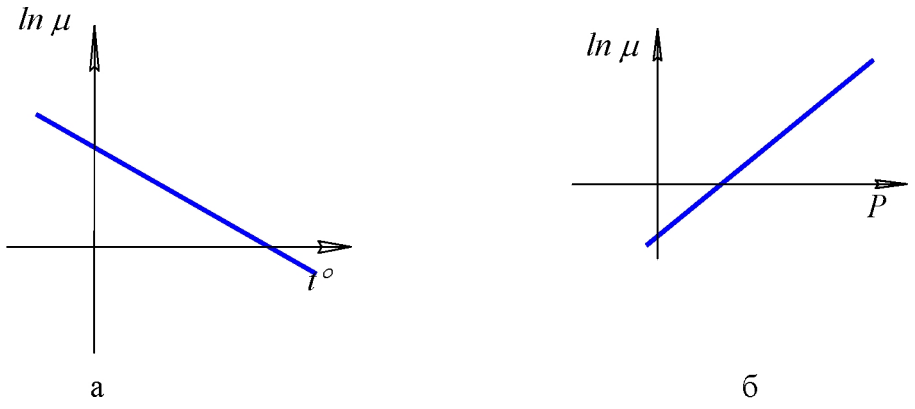


Рис.20. Зависимости вязкости масел от температуры *(а)* и давления *(б)*

На практике вязкостно-температурную характеристику масла принято оценивать величиной индекса вязкости, предложенной американским обществом инженеров-смазчиков. Для определения индекса вязкости используется график на рис.21.

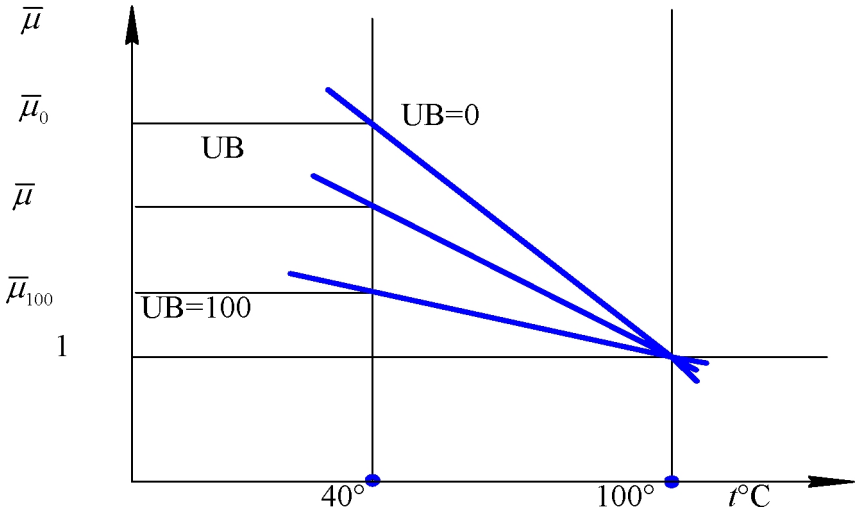


Рис.21. Вязкостно-температурные зависимости масел

Приведенная вязкостно-температурная зависимость каждой смазки изображается прямой, проведённой через две точки. При этом вязкость масла при температуре 100 °С принята за единицу. Второй точкой принимается отношение вязкости при 40 °С к вязкости при 100 °С. Лучшей из выпускавшихся в то время в США смазке присвоен индекс 100, худшей – 0. Индекс вязкости исследуемого масла находится по формуле

$$ИВ = 100 \cdot \frac{\overline{\mu}_0 - \overline{\mu}}{\overline{\mu}_0 - \overline{\mu}_{100}},$$

где $\overline{\mu} = \dfrac{\mu(t = 40^0 C)}{\mu(t = 100^0 C)}$; $\overline{\mu}_0$ и $\overline{\mu}_{100}$ – относительные значения вязкости для масел с ИВ = 0 и ИВ = 100 соответственно.

В настоящее время выпускаются масла с индексом вязкости 120, 150 и выше. Зависимость вязкости от давления принято выражать экспоненциальной зависимостью, получившей название формула Баруса:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{(\alpha \cdot p)},$$

где μ_0 – вязкость при атмосферном давлении; p – давление; α – пьезокоэффициент вязкости смазки.

Необходимо учитывать, что μ_0 и α зависят от температуры. Кроме того, формула Баруса наиболее точно описывает зависимость вязкости от давления для смазок, являющихся ньютоновскими жидкостями. При больших давлениях вязкость смазки, определённая по формуле Баруса, принимает столь большие значения, что касательные напряжения сдвига, определяемые по формуле Ньютона, в смазке становятся больше предела текучести на сдвиг металлических поверхностей. Это не подтверждается экспериментом, поэтому для больших значений давлений используются формулы, отличные от формулы Баруса. Наиболее часто применяемые зависимости показаны на рис.22.

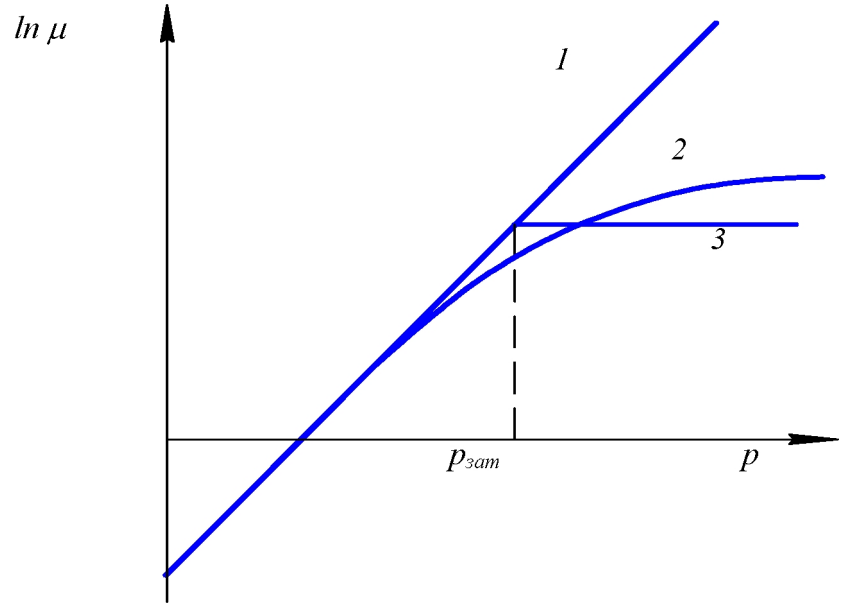


Рис.22. Зависимость вязкости от давления: 1 – по формуле Баруса; 2 – для неньютоновских жидкостей; 3 – по гипотезе «затвердевания»

3.5. Вывод уравнения Рейнольдса

Основное уравнение гидродинамической теории смазки было опубликовано Рейнольдсом в 1886 г., при выводе этого уравнения были сделаны следующие допущения:

- смазка – ньютоновская жидкость;

- силы инерции и массовые силы малы по сравнению с силами давления;
- изменение давления по толщине смазочной плёнки пренебрежимо мало;
- скольжение на границе поверхность – смазочный слой отсутствует;
- смазка несжимаемая;
- течение жидкости – ламинарное.

Рассмотрим вывод для одномерного потока смазки, т.е. при отсутствии бокового течения жидкости.

Силы, действующие на элемент жидкости, находящейся в клиновом зазоре, показаны на рис.23. Условие равновесия элемента запишется в виде

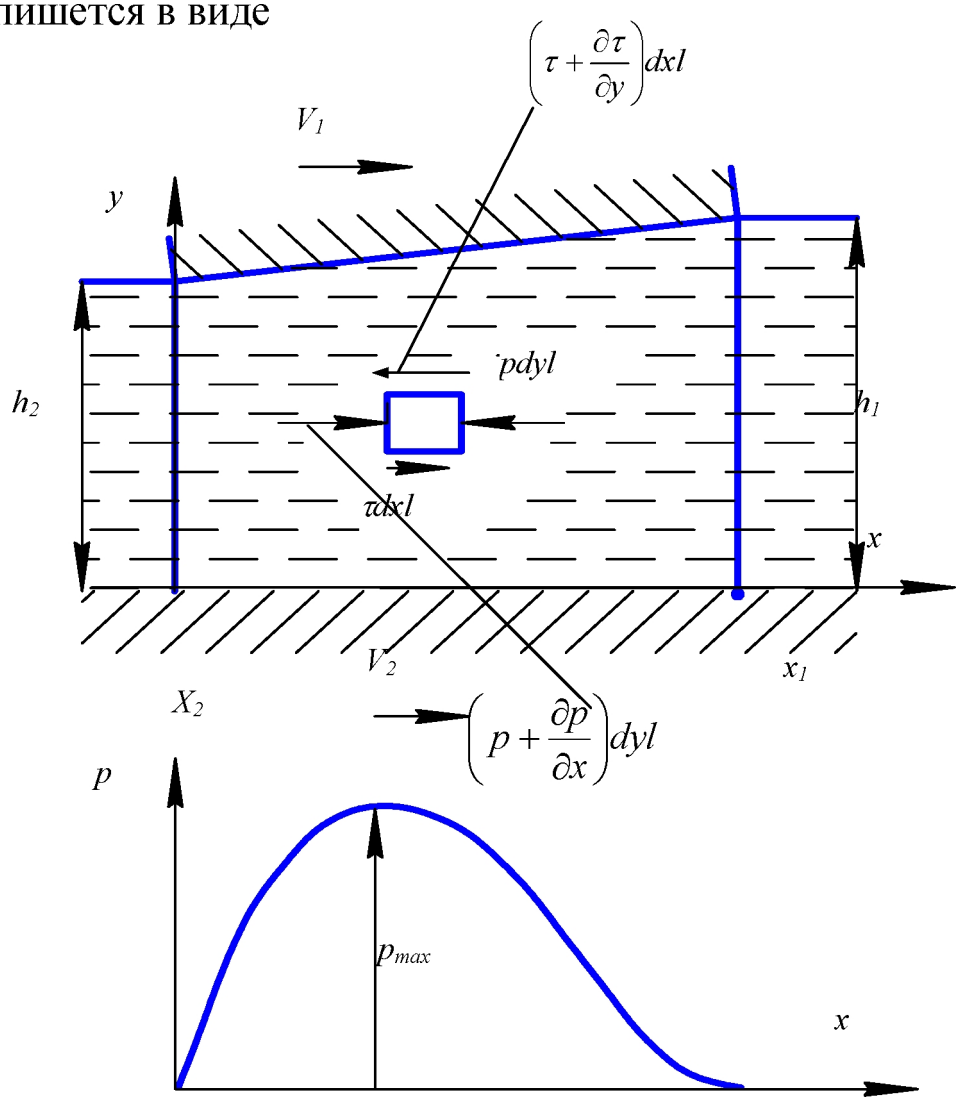


Рис.23. Течение смазочной жидкости в клиновом зазоре

$$\left(p+\frac{dp}{dx}dx\right)dy\cdot l-p\cdot dy\cdot l=\left(\tau-\frac{\partial\tau}{\partial y}dy\right)dx\cdot l-\tau\cdot dx\cdot l\,.$$

где dx, dy и l – размеры элемента смазки; p – давление, а τ – касательное напряжение сдвига смазочного слоя.

После сокращений уравнение равновесия приводится к виду $\frac{dp}{dx}=\frac{\partial\tau}{\partial x}$.

Для ньютоновской жидкости имеем $\tau=\mu\frac{\partial u}{\partial y}$. Здесь u – скорость элемента смазки в данной точке.

Тогда найдём

$$\frac{\partial\tau}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right).$$

Если принять, что вязкость постоянна по толщине смазочного слоя, то получим

$$\frac{\partial\tau}{\partial y}=\mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}.$$

Отсюда имеем: $\frac{dp}{dx}=\mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$, или $\mu\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dx}$.

Интегрируем последнее уравнение по y:

$$\frac{\partial u}{\partial y}=\frac{1}{\mu}\frac{dp}{dx}y+c_1;\;\; u=\frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}y^2+c_1y+c_2\,.$$

Для определения констант интегрирования рассмотрим граничные условия:

- при $y = 0$ имеем $u = V_2$;
- $y = h$ имеем $u = V_1$.

Здесь h – текущее значение толщины смазочного слоя в клиновом зазоре.

С использованием граничных условий находим:

$$c_2 = V_2\,;\;\; c_1=\frac{V_1-V_2}{h}-\frac{h}{2\mu}\frac{dp}{dx}.$$

При отсутствии бокового истечения смазки расход несжимаемой жидкости через зазор, отнесённый к единице длины зазора, определим интегрированием

$$Q = \int_0^h u \cdot dy = \int_0^h \left(\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h \cdot y + \frac{V_1 - V_2}{h} y + V_2 \right) dy =$$

$$= \frac{1}{6\mu} \frac{dp}{dx} h^3 - \frac{1}{4\mu} \frac{dp}{dx} h^3 + \frac{V_1 - V_2}{2h} h^2 + V_2 \cdot h = \frac{V_1 - V_2}{2} h - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}.$$

По условию неразрывности потока смазки $\frac{dQ}{dx} = 0$. Тогда получим

$$\frac{V_1 - V_2}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{1}{12} \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} - \frac{dp}{dx} \right) = 0.$$

Отсюда получаем уравнение Рейнольдса:

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} - \frac{dp}{dx} \right) = 6(V_1 + V_2) \frac{dh}{dx}.$$

Интегрируя левую и правую части уравнения по *x*, получим

$$\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} = 6(V_1 + V_2) h + c.$$

В точке максимума давления $\frac{dp}{dx} = 0$. Если обозначим толщину смазочного слоя в этой точке $h = h_0$, то найдём константу интегрирования $c = -6(V_1 + V_2) h_0$.

Подставив значение константы, после преобразований получим наиболее распространённую форму уравнения Рейнольдса

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu(V_1 + V_2) \frac{h - h_0}{h^3}.$$

Если в уравнение расхода масла подставить $h = h_0$ (при $\frac{dp}{dx} = 0$), то получим выражение для расчета расхода жидкости:

$$Q = \frac{(V_1 + V_2)h_0}{2}.$$

3.6. Гидродинамическое трение

Гидродинамическим трением принято называть режим, при котором металлические поверхности полностью разделяются смазочным слоем. При этом принимается, что минимальная толщина смазочного слоя значительно больше суммы высот микронеровностей шероховатых поверхностей. В этой связи поверхности рассматриваются как гладкие и не учитывается также влияние граничных смазочных плёнок. Таким образом, сила сопротивления относительному перемещению поверхностей определяется сопротивлением сдвига смазочных слоёв в контакте.

Касательные напряжения сдвига в смазочном слое определяются формулой Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}.$$

Продифференцировав ранее полученное выражение для скорости течения смазочного слоя, получим:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}\left(y^2 - h \cdot y\right) + \frac{V_1 - V_2}{h}y + V_2\right) = \frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}(2y - h) + \frac{V_1 - V_2}{h}.$$

Тогда найдём:

$$\tau = \frac{dp}{dx}\left(y - \frac{h}{2}\right) + \mu\frac{V_1 - V_2}{h}.$$

При $y = 0$ имеем:

$$\tau_{(0)} = \mu\frac{V_1 - V_2}{h} - \frac{dp}{dx}\frac{h}{2}.$$

При $y = h$ имеем:

$$\tau_{(h)} = \mu \frac{V_1 - V_2}{h} + \frac{dp}{dx}\frac{h}{2}.$$

Таким образом, на поверхностях трущихся тел касательные напряжения различны. Однако нарушения условия равновесия здесь нет, т.к. эта разница определяется потерями на сдавливание смазки в сужающемся зазоре. Как отмечалось ранее, поверхность 1 является ведущей, а поверхность 2 – ведомой с некоторым проскальзыванием. Наибольший интерес представляют, как правило, силы трения на ведущей поверхности. Подставив в формулу для касательных напряжений выражение для *dP/dx*, после преобразований получим

$$\tau_{(h)} = \mu \frac{V_1 + V_2}{h}\left(3\frac{h - h_0}{h} + \frac{V_1 - V}{V_1 + V}\right).$$

Силу трения на ведущей поверхности определим интегрированием $F_f = \int_{x_1}^{x_2} \tau_{(h)} \cdot l \cdot dx$. Здесь x_1 и x_2 – координаты начала и конца области трения, указанные на рис.23.

Давление в смазочном слое определим интегрированием уравнения Рейнольдса:

$$p = \int_{x}^{x_2} \frac{dp}{dx} dx.$$

Нормальную нагрузку в контакте определим интегрированием эпюры давлений: $F_n = \int_{x_1}^{x_2} p \cdot l \cdot dx$.

Коэффициент трения при гидродинамической смазке определяется отношением

$$f = \frac{F_f}{F_n} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} \tau_{(h)} \cdot dx}{\int_{x_1}^{x_2} p \cdot dx}.$$

Значения коэффициентов трения при гидродинамической смазке невелики и составляют порядка 0,005…0,05.

3.7. Эластогидродинамическое трение

При больших нагрузках в контакте возникают деформации поверхностей. Кроме того, проявляется влияние давления на вязкость смазки. Такое явление возникает преимущественно в контакте двух смазываемых криволинейных поверхностей с большой разностью радиусов кривизны.

Эластогидродинамическим трением называется режим трения, при котором сила трения и толщина смазочного слоя между поверхностями, находящимися в относительном движении, определяются упругими свойствами поверхностей и реологическими свойствами смазки.

Рассмотрим контакт двух цилиндрических поверхностей значительной длины. Заменим контакт двух цилиндров контактом упругого цилиндра с приведённым радиусом кривизны с жёсткой плоскостью. Схема контакта приведена на рис.24.

Основными уравнениями, описывающими течение смазочной жидкости в эластогидродинамическом контакте, являются уравнение Рейнольдса, формула Баруса и уравнение, описывающее форму зазора с учётом упругих деформаций поверхностей:

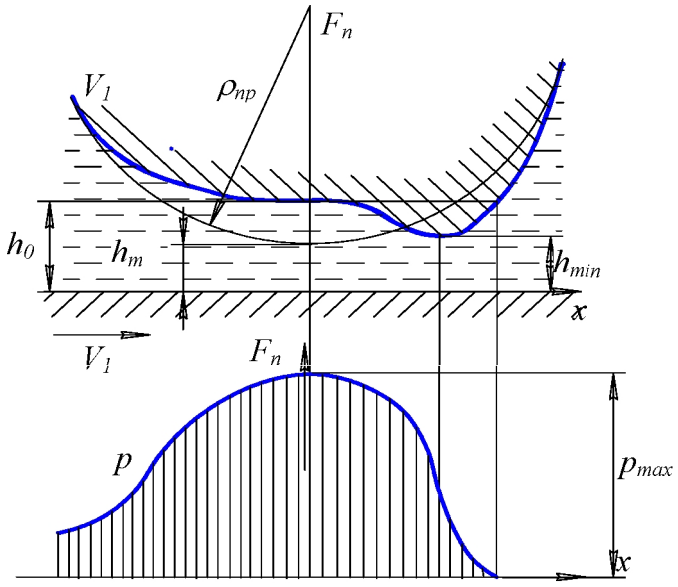


Рис.24. Смазочный слой в эластогидродинамическом контакте

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \mu \cdot U_{\Sigma} \cdot \frac{h - h_0}{h^3}; \quad \mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha \cdot P}; \quad h = h_m + \frac{x^2}{2 \cdot \rho_{np}} + \delta(p).$$

Приведённая система уравнений не имеет аналитического решения и решается только численными методами.

На основе численных расчётов разными авторами получены многочисленные расчётные формулы для определения толщины смазочного слоя h_0 в точке максимума гидродинамических давлений. Приведём формулу, полученную Д.С.Кодниром и В.Н.Васиным для контакта цилиндров:

$$\frac{h_0}{\rho_{np}} = \frac{1{,}864 \cdot p_S^{0.723} \cdot p_U^{0.558} \cdot p_N^{0.167}}{K_1}.$$

Здесь K_1 - безразмерный коэффициент, учитывающий уменьшение толщины смазочного слоя за счёт разогрева смазки в зоне контакта:

$$K_1 = 1 + P_T^{0,65} \cdot \lg(0.9 \cdot P_S^{0.114} \cdot P_U^{0.285} \cdot P_N^{0.0855}).$$

В приведенных формулах P_S, P_H, P_N, P_T - безразмерные критерии:

$$P_S = \frac{\mu_0 \cdot U_{\Sigma}}{E_{np} \cdot \rho_{np}}; \quad P_U = \alpha \cdot E_{np}; \quad P_N = \frac{E_{np} \cdot \rho_{np}}{q_n}; \quad P_T = \frac{\mu_0 \cdot \beta \cdot V_1^2}{\lambda_M}.$$

Здесь μ_0 - динамическая вязкость смазки при температуре масла на входе в контакт; α - пьезокоэффициент вязкости смазки; β - коэффициент в экспоненциальной зависимости вязкости от температуры; λ_M – коэффициент теплопроводности смазки; q_n – нагрузка на единицу длины линии контакта; ρ_{np} – приведённый радиус кривизны в контакте; E_{np} – приведённый модуль упругости контактирующих тел; U_{Σ} - суммарная скорость поверхностей в контакте.

При этом

$$q_n = \frac{F_n}{l}; \quad \rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}; \quad E_{np} = \frac{2}{\frac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1-\varepsilon_2^2}{E_2}}.$$

Здесь F_n – нормальная нагрузка в контакте; l – длина линии контакта цилиндров; ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны в контакте 1-го и 2-го цилиндров; E_1 и E_2 – модули упругости материалов цилиндров; ε_1 и ε_2 – коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Как следует из приведенной формулы, при эластогидродинамическом расчёте определяется толщина смазочного слоя h_0 в зоне максимального давления. Расчёты показывают, что минимальная толщина смазочного слоя равна $h_{min} \approx 0.8 \cdot h_0$.

При расчёте сил трения учитывается зависимость вязкости смазки от давления. Тогда касательные напряжения на ведущей поверхности будут определяться по формуле

$$\tau_{(h)} = \mu_0 \cdot e^{\alpha \cdot p} \cdot \frac{U_\Sigma}{h} \cdot (3 \cdot \frac{h - h_0}{h} + \frac{V_S}{U_\Sigma}),$$

где $V_s = V_1 - V_2$.

Однако при больших давлениях в контакте касательные напряжения, определяемые по приведённой формуле, становятся нереально большими. Для устранения этого недостатка существуют следующие приемы:

- используется гипотеза предельных касательных напряжений $\tau \le \tau_{пред}$;
- при расчёте вязкости смазки используется гипотеза «затвердевания» и учитываются лишь давления $p \le p_{зат}$ и, следовательно, $\mu \le \mu_0 \cdot exp(\alpha \cdot p_{зат})$;
- используются различные модели неньютоновского поведения смазочной жидкости, как показано на рис.25;

- широко применяются полуэмпирические зависимости для расчёта коэффициентов трения.

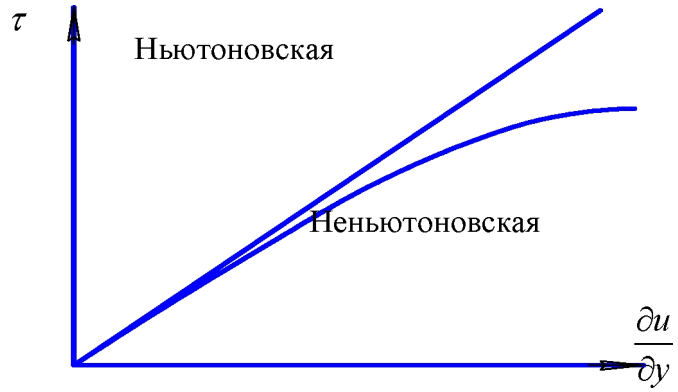


Рис.25. Касательные напряжения сдвига для различных моделей смазочной жидкости

Из полуэмпирических зависимостей хорошие результаты даёт формула Дроздова:

$$f = \frac{4.5 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_H^{0.02} \cdot \left[10 + \lg\left(\frac{HB \cdot R_a}{E_{np} \cdot \rho_{np}} \right) \right]}{\mu_0^{0,07} \cdot U_\Sigma^{0.12} \cdot V_S^{0.2}},$$

где $\sigma_н$ – контактное напряжение, определяемое по формуле Герца; HB – твёрдость поверхности; R_a – среднее арифметическое отклонение профиля шероховатой поверхности.

Значения коэффициентов трения в эластогидродинамическом контакте имеют порядок 0,01...0,1.

3.8. Смешанное трение

Как отмечалось выше, в смазываемом контакте шероховатых поверхностей могут одновременно в разных зонах наблюдаться различные виды трения. Величина коэффициента трения в этом случае изменяется в широком диапазоне и зависит от толщины смазочного слоя. Под толщиной смазочно-

го слоя в этом случае чаще всего понимается расстояние между средними линиями профилей шероховатых поверхностей, как показано на рис.26.

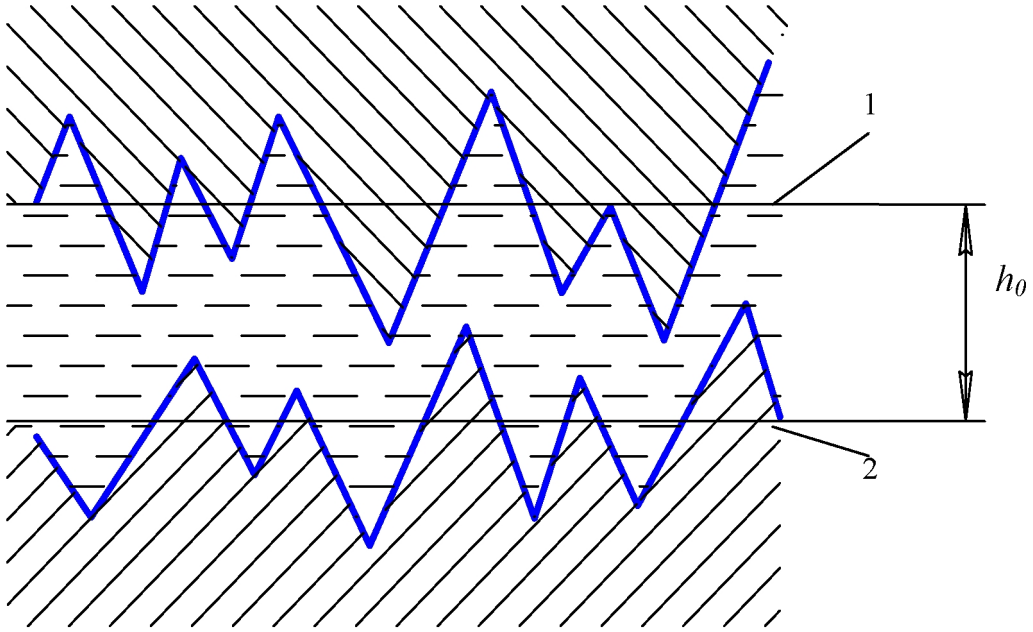


Рис.26. Толщина смазочного слоя между шероховатыми поверхностями: 1 и 2 – средние линии профилей шероховатых поверхностей

В качестве характеристики режима смешанного трения может быть использовано предложенное Тальяном отношение

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{ск1}^2 + R_{ск2}^2}} \approx \frac{0{,}8 \cdot h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}.$$

Экспериментально установлено, что при $\lambda>3$ рабочие поверхности разделены смазочной плёнкой и наблюдается жидкостный режим трения. При $\lambda<1$ в контакте преобладает граничное трение и трение чистых поверхностей в местах контакта микронеровностей. При $1<\lambda<3$ наблюдается смешанный режим трения. Эти процессы наглядно иллюстрируются экспериментально установленной зависимостью, приведённой на рис.27 и получившей название кривой Штрибека.

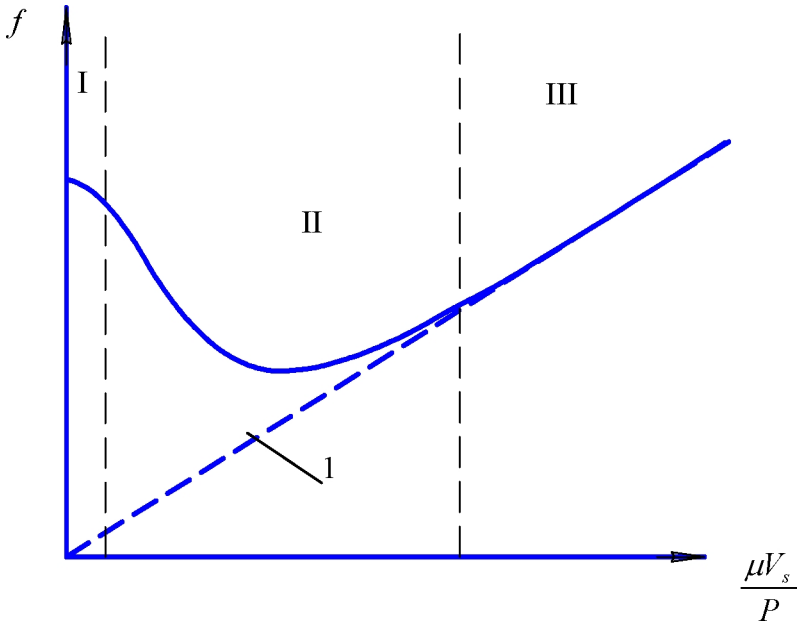


Рис.27. Кривая Штрибека: I – область граничного трения; II – область смешанного трения; III – область гидродинамического трения; 1 – линия Петрова

Силу сопротивления относительному перемещению поверхностей при смешанном режиме трения можно представить в виде суммы

$$F_f = F_{ч.пов} + F_{гр} + F_{гидр}.$$

Нормальную нагрузку на контакт также представим в виде суммы

$$F_n = F_{пч.пов} + F_{пгр} + F_{пгидр}.$$

Разделить все три составляющие в расчётах или экспериментах затруднительно, поэтому представим силу трения и нормальную нагрузку в виде суммы двух составляющих:

$$F_f = F_{мет} + F_{гидр};$$

$$F_n = F_{пмет} + F_{пгидр}.$$

Если под толщиной смазочного слоя понимать, как на рис.26, расстояние между средними линиями профилей, то относительное сближение смазываемых шероховатых поверхностей можно определить по следующей формуле:

$$\varepsilon = \frac{\delta_{\max}}{R_{\max}} = \frac{1}{2} - \frac{h_0}{R_{\max}}.$$

Используя приведенные ранее зависимости относительного сближения и толщины смазочного слоя от нагрузки, авторами установлено распределение общей нагрузки между металлическим контактом шероховатых поверхностей и эластогидродинамическим смазочным слоем, показанное на рис.28.

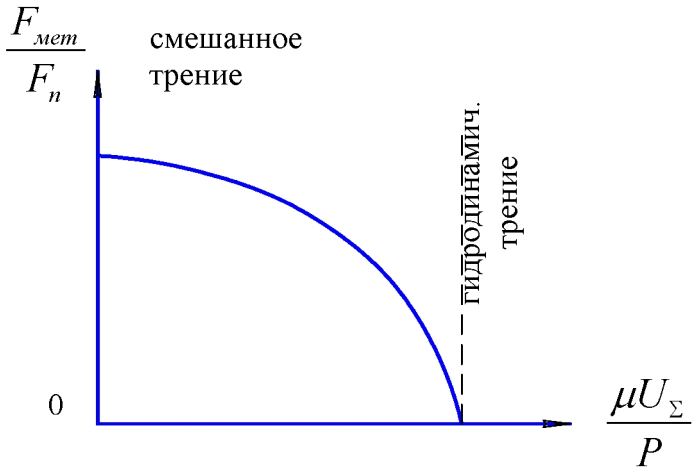


Рис.28. Распределение нагрузки в смазываемом контакте шероховатых поверхностей

Если принять

$$F_{пмет} = F_n \cdot \eta; \quad F_{пгидр} = F_n \cdot (1-\eta),$$

где η - относительная площадь фактического контакта микронеровностей, то составляющие силы трения определяются по зависимостям

$$F_{мет} = f_{мет} \cdot F_{пл} = f_{мет} \cdot \eta \cdot F_n,$$

$$F_{гидр} = f_{гидр} \cdot F_{пгидр} f_{гидр} \cdot (1-\eta) \cdot F_n.$$

Коэффициент трения скольжения в контакте при смешанном режиме трения можно определить по формуле

$$f = \frac{F_f}{F_n} = f_{мет} \cdot \eta + f_{гидр} \cdot (1 - \eta).$$

Обычно $\eta << 0{,}5$, следовательно, $f << f_{мет}$.

3.9. Трение качения

Установлено, что сопротивление качению при сухом и граничном видах трениях значительно меньше сопротивления скольжению. Однако до настоящего времени нет единой теории трения качения, а количественные оценки сопротивления качению основываются преимущественно на экспериментальных данных. Природу сопротивления при качении рассмотрим на примере качения цилиндра по упругому основанию, показанному на рис.29.

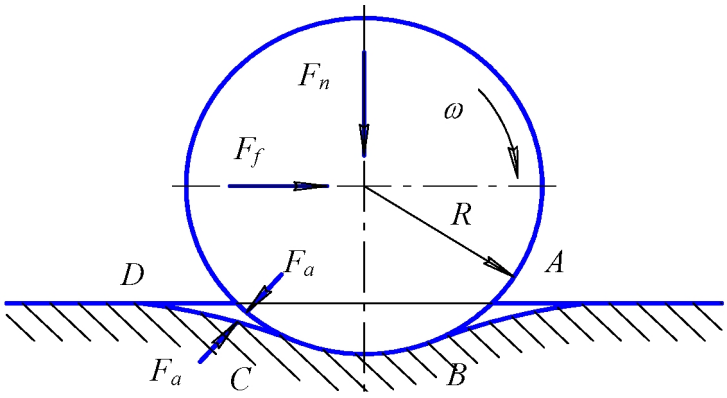


Рис.29. Качение цилиндра по упругому основанию

Одной из составляющих сопротивления качения являются адгезионные силы молекулярного сцепления. На участке CD поверхности удаляются, этому противодействуют силы молекулярного сцепления. Вторая составляющая определяется гистерезисными явлениями при деформациях. Известно, что на деформацию материала при качении на участке AB затрачивается энергии больше, чем восстанавливается на участке CD. Это объясняется потерями на внутреннее трение.

Третьей составляющей сопротивления качению являются силы трения скольжения между поверхностями. Экспериментом установлено, что при качении жёсткого цилиндра по упругому основанию путь, пройденный центром цилиндра за один оборот, меньше длины окружности цилиндра. Возникает микроскольжение вследствие деформаций поверхностей. Это явление подробно изучалось Рейнольдсом и названо им дифференциальным скольжением. Им установлено, что материал в зоне контакта деформируется, как показано на рис.30.

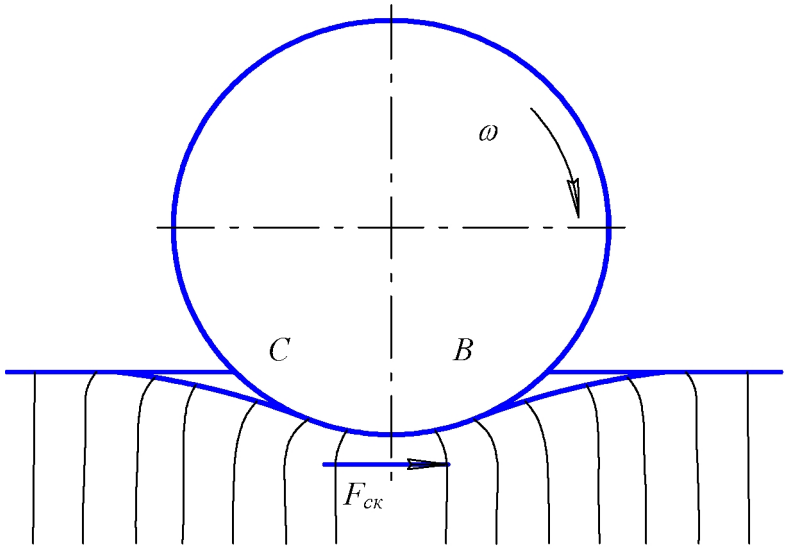


Рис.30. Деформация материала в зоне качения

В этой связи в зоне контакта в центральной части имеется зона сцепления, а по краям зоны в районе точек В и С имеется зона скольжения.

При качении шара по желобу кроме дифференциального скольжения возникает скольжение по боковым поверхностям, как показано на рис.31.

Наличие смазки и граничных плёнок на поверхностях снижает коэффициент трения качения за счёт уменьшения адгезионной составляющей сопротивления качению и сил трения скольжения при микроскольжении в контакте.

Влияние гистерезисных потерь на сопротивление качению цилиндров изучалось Ишлинским. Им установлено, что сопротивление качению определяется жёсткостью основания и характеристиками внутреннего трения материала.

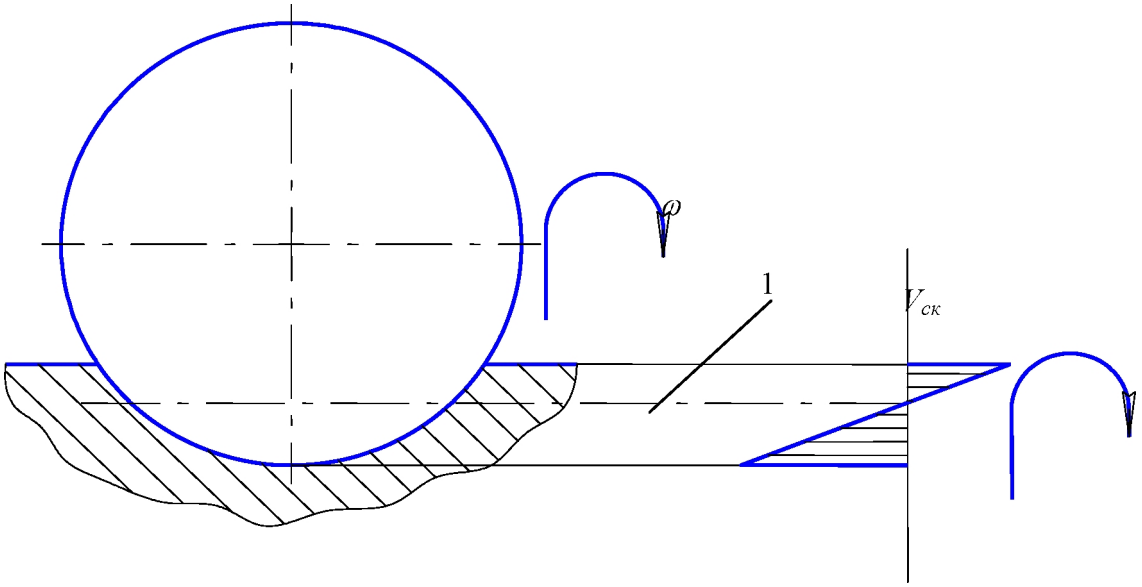


Рис.31. Качение шара по желобу: 1 – мгновенная ось вращения

При относительно небольших скоростях качения сила сопротивления перемещению цилиндра определяется по формуле:

$$F_f = \frac{\mu \cdot V}{c} \cdot \frac{F_n}{R},$$

где μ - коэффициент внутреннего трения; с – жёсткость основания.

Момент трения при качении определится произведением:

$$T = F_f \cdot R.$$

Подставив в последнее уравнение выражение для F_f, получим:

$$T = \frac{\mu \cdot V}{c} \cdot F_n \qquad \text{или} \qquad T = f_к \cdot F_n.$$

Здесь $f_к$ – коэффициент трения качения, имеющий размерность линейной величины.

При гистерезисных потерях получим:

$$f_к = \frac{\mu \cdot V}{c};$$

Таким образом, коэффициент трения качения увеличивается с ростом скорости качения. Однако при очень больших скоростях может наблюдаться уменьшение f_K с ростом скорости.

4. ТЕПЛОВЫЕ ЗАДАЧИ В ТРИБОЛОГИИ

Трение всегда связано с рассеянием энергии и в этой связи оно вызывает тепловыделение и рост температуры в зоне трения. Однако, несмотря на то, что это было известно с глубокой древности, полное решение тепловой задачи трения пока сложно и поэтому на практике рассматриваются, как правило, частные решения при различных упрощающих допущениях. Сложность решения тепловых задач в трибологии иллюстрируются рис.32 и требует системного подхода.

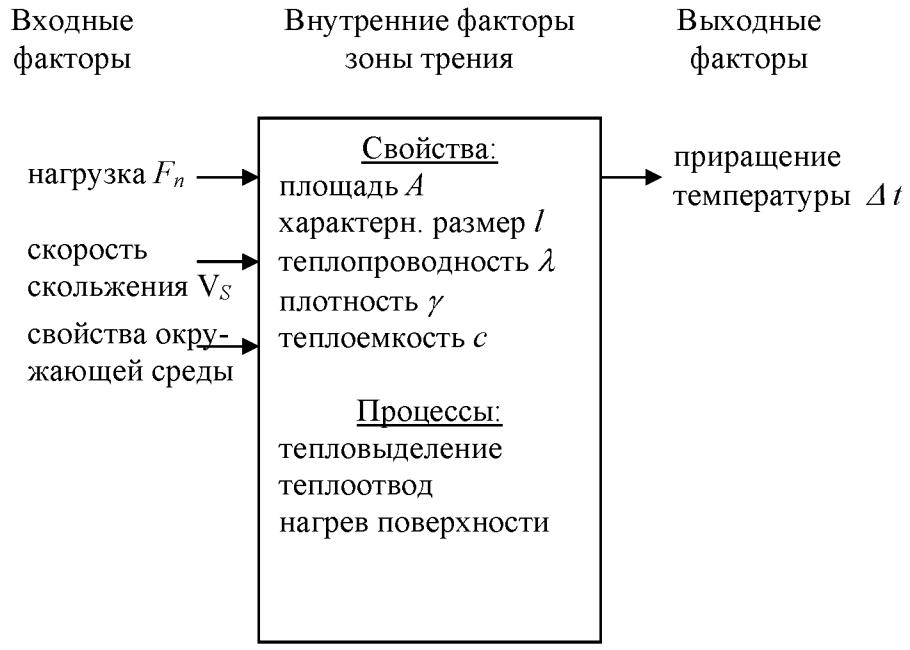


Рис.32. Факторы, определяющие температуру поверхностей при трении

4.1. Расчёт температуры на поверхностях трения скольжения без учёта смазки

Решение тепловой задачи трения без учёта смазочного слоя выполняется методом анализа размерностей. При этом принимается условие, что в зоне трения температуры поверхностей одинаковы: $t^\circ_1 = t^\circ_2$.

Интенсивность тепловыделения в зоне трения равна мощности трения:

$$Q_{выд} = f \cdot F_n \cdot V_S \ ;$$

При незначительной скорости перемещения источника тепла по поверхности теплоотвод определяется передачей тепла в поверхности за счёт теплопроводности:

$$Q_{отв} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{l} \cdot A \cdot \Delta t^\circ \ ,$$

где λ_1 и λ_2 - коэффициенты теплопроводности материалов контактирующих тел; A – площадь поверхности трения; l – характерный размер; Δt° – приращение температуры в зоне трения.

Величины A и l – определяются из условий конкретной задачи. Так, при расчёте температуры в точках фактического контакта микронеровностей принимают:

$$l = r_\phi ,$$

где r_Φ – средний радиус площадки контакта микронеровностей.

При расчёте температуры в контакте гладких сферических тел принимают:

$$l = a ,$$

где a – радиус площадки контакта по Герцу.

Из условия теплового баланса $Q_{выд} = Q_{отв}$ получим:

$$\Delta t^\circ = \frac{f \cdot F_n \cdot V_S \cdot l}{(\lambda_1 + \lambda_2) \cdot A} .$$

Обозначим

$$p = {F_n}/{A} \qquad \text{и} \qquad \overline{\lambda} = 0.5 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2),$$

тогда

$$\Delta t^{o} = \frac{f \cdot p \cdot V_S \cdot l}{2 \cdot \overline{\lambda}} .$$

Если одна из поверхностей перемещается относительно источника тепла со значительной скоростью, то часть тепла, выделяющегося при трении, расходуется на подогрев постоянно вступающих в контакт холодных участков поверхности. Количество тепла, расходуемого на подогрев поверхности, пропорционально удельной теплоёмкости c_1 и массе материала M_1, поступающего в контакт в единицу времени:

$$Q_{нагр} = c_1 \cdot M_1 \cdot \Delta t^{\circ} .$$

При этом имеем: $M_1 = \gamma_1 \cdot V_S \cdot l \cdot l .$

Тогда $Q_{нагр} = c_1 \cdot \gamma_1 \cdot V_S \cdot l^2 \cdot \Delta t^{\circ} .$

Введём величину P_e - число Пекле, которое определяется отношением:

$$P_e = \frac{V_S \cdot l}{a_T},$$

где a_T – коэффициент температуропроводности, определяемый отношением $a_T = \dfrac{\lambda}{\gamma \cdot c}$.

Для движущейся поверхности имеем:

$$a_{T1} = \frac{\lambda_1}{\gamma_1 \cdot c_1} \qquad \text{и} \qquad P_{e1} = \frac{V_S \cdot l}{a_{T1}}.$$

Тогда получим: $Q_{нагр} = \lambda_1 \cdot P_{e1} \cdot l \cdot \Delta t^{\circ} .$

Уравнение баланса тепла для этого случая имеет вид:

$$Q_{выд} = Q_{отв} + Q_{нагр} .$$

Отсюда найдём:

$$\Delta t^{\circ} = \frac{f \cdot F_n \cdot V_S}{\frac{2 \cdot \overline{\lambda} \cdot A}{l} + \lambda_1 \cdot P_{e1} \cdot l} .$$

Принимая $A \approx l^2$ и $p = F_n / A$, получим :

$$\Delta t^{\circ} = \frac{f \cdot p \cdot V_S \cdot l}{2 \cdot \overline{\lambda} + \lambda_1 \cdot P_{e1}} .$$

Эта формула справедлива при $P_{e1} > 0.3$. На рис.33 приведены зависимости приращения температуры от скорости скольжения для двух рассмотренных случаев расчёта.

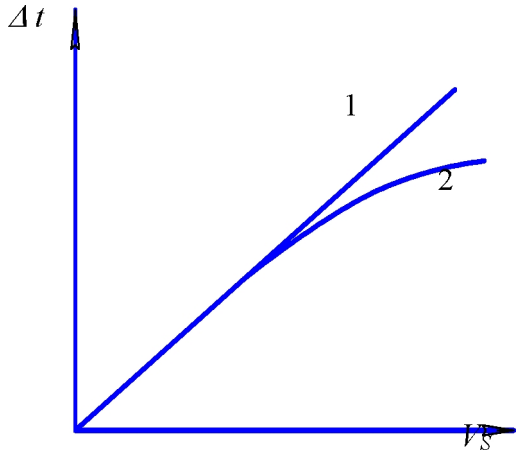


Рис.33. Зависимости приращения температуры при трении от скорости скольжения: 1 – при $P_{e1} \approx 0$; 2 – при $P_{e1} > 0.3$

Наиболее полное решение для двух движущихся относительно источника тепла поверхностей дано Блоком.

В этом случае имеем:

$$V_S = V_1 - V_2; \qquad P_{e1} = \frac{V_1 \cdot l}{a_{T1}}; \qquad P_{e2} = \frac{V_2 \cdot l}{a_{T2}};$$

$$a_{T1} = \frac{\lambda_1}{\gamma_1 \cdot c_1}; \qquad a_{T2} = \frac{\lambda_2}{\gamma_2 \cdot c_2}.$$

Тогда формула для расчёта приращения температуры принимает вид:

$$\Delta t^{\circ} = const \cdot \frac{f \cdot p \cdot V_S \cdot l}{\lambda_1 \cdot \sqrt{P_{e1}} + \lambda_2 \cdot \sqrt{P_{e2}}}.$$

Здесь *const* зависит от формы контакта и источника тепловыделения.

На практике последняя формула применяется для расчёта температуры в контакте двух гладких цилиндров. В качестве характерного размера в этом случае принимается: $l = b$, где b – полуширина площадки контакта по Герцу, и последняя формула принимает вид:

$$\Delta t^{\circ} = 0.83 \cdot \frac{f \cdot q_0 \cdot V_S}{(\sqrt{\lambda_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_1 \cdot V_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_2 \cdot V_2}) \cdot \sqrt{b}} .$$

Здесь q_0 – нагрузка на единицу длины линии контакта цилиндров.

4.2. Расчёт температуры смазочного слоя в гидродинамическом контакте

Тепловыделение в смазочном слое элементарной толщины определяется по формуле:

$$dQ_{выд} = \tau \cdot l \cdot \frac{\partial u}{\partial y} \cdot dy .$$

Касательные напряжения в смазочном слое определяются формулой Ньютона:

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial u}{\partial y} .$$

Тогда получим:

$$dQ_{выд} = \mu \cdot l \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 dy .$$

Теплоотвод в соседние слои смазки определится по формуле:

$$dQ_{отв} = \lambda_0 \cdot l \cdot \frac{\partial^2 t^{\circ}}{\partial y^2} dy .$$

Здесь λ_0 – коэффициент теплопроводности смазочного материала.

Количество тепла, расходуемого на подогрев смазки, поступающей в зону трения, определится по формуле:

$$dQ_{нагр} = c_0 \cdot \gamma_0 \cdot u \cdot l \cdot \frac{\partial t^\circ}{\partial x} dy \ .$$

Здесь c_o и γ_o – удельная теплоёмкость и плотность смазочного материала, l – длина линии контакта.

Уравнением баланса энергии будет выражение:

$$dQ_{выд} = dQ_{отв} + dQ_{нагр} \ .$$

После подстановки приведенных выше выражений уравнение баланса энергии примет вид:

$$\mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 = \lambda_0 \cdot \frac{\partial^2 t^\circ}{\partial y^2} + c_0 \cdot \gamma_0 \cdot u \cdot \frac{\partial t^\circ}{\partial x}.$$

В правой части уравнения первый член определяет тепловой поток поперёк смазочного слоя, а второй – теплоотвод из зоны трения с протекающим потоком смазки. Для решения задачи о распределении температуры поперёк смазочного слоя необходимы уравнения, описывающие теплоотвод от смазки в поверхности трения. В связи со значительными трудностями решения задачи в полном объёме, как правило, на практике решаются частные задачи с определёнными упрощениями.

Рассмотрим решение для случая, когда теплоотводом в поверхности трения можно пренебречь. Кроме того, примем, что температура поперёк смазочного слоя постоянна, то есть:

$$\frac{\partial t^\circ}{\partial y} = 0 \qquad \text{и} \qquad \frac{\partial^2 t^\circ}{\partial y^2} = 0 .$$

Таким образом, температура смазки будет изменяться только по длине смазочного слоя и можно принять:

$$\frac{\partial t^\circ}{\partial x} = \frac{dt^\circ}{dx}.$$

С учётом принятых допущений уравнение баланса энергии примет вид:

$$\mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 = c_0 \cdot \gamma_0 \cdot u \cdot \frac{dt^\circ}{dx} \ .$$

Как было показано ранее:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{dp}{dx} \cdot (2 \cdot y - h) + \frac{V_1 - V_2}{h} \ ;$$

$$\frac{dp}{dx} = 6 \cdot \mu \cdot (V_1 + V_2) \cdot \frac{h - h_0}{h^3} \ .$$

Тогда

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{U_\Sigma}{h} \cdot \left[3 \cdot \frac{(h - h_0) \cdot (2 \cdot y - h)}{h^2} + \frac{V_S}{U_\Sigma} \right] .$$

Подставим полученное выражение и проинтегрируем левую и правую части уравнения баланса энергии:

$$\int_0^h \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy = \mu \cdot \frac{U_\Sigma^2}{h^2} \cdot \int_0^h \left[3 \cdot \frac{(h - h_0) \cdot (2 \cdot y - h)}{h^2} + \frac{V_S}{U_\Sigma} \right]^2 dy =$$

$$= \mu \cdot \frac{U_\Sigma^2}{h^2} \cdot \int_0^h \left[6 \cdot \frac{h - h_0}{h^2} \cdot y - \left(3 \cdot \frac{h - h_0}{h} - \frac{V_S}{U_\Sigma} \right) \right]^2 dy.$$

После интегрирования и преобразований получим:

$$\int_0^h \mu \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 dy = \mu \cdot \frac{U_\Sigma^2}{h} \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{h - h_0}{h} \right)^2 + \left(\frac{V_S}{U_\Sigma} \right)^2 \right].$$

Для правой части уравнения баланса энергии:

$$\int_0^h c_0 \cdot \gamma_0 \cdot u \cdot \frac{dt^\circ}{dx} dy = c_0 \cdot \gamma_0 \cdot \frac{dt^\circ}{dx} \cdot \int_0^h u dy \ .$$

Как было показано ранее, полученный интеграл определяет расход смазки через зону трения и определяется формулой:

$$\int_0^h u dy = \frac{U_\Sigma \cdot h_0}{2} \ .$$

Тогда получим:

$$\int_0^h c_0 \cdot \gamma_0 \cdot u \cdot \frac{dt^\circ}{dx} dy = \frac{1}{2} \cdot c_0 \cdot \gamma_0 \cdot U_\Sigma \cdot h_0 \cdot \frac{dt^\circ}{dx} .$$

Подставляя значения интегралов в уравнение баланса энергии, после преобразований найдём:

$$\frac{dt^\circ}{dx} = \frac{2 \cdot \mu \cdot U_\Sigma}{c_0 \cdot \gamma_0 \cdot h_0 \cdot h} \cdot \left[3 \cdot \left(\frac{h - h_0}{h} \right)^2 + \left(\frac{V_S}{U_\Sigma} \right)^2 \right] .$$

Приращение температуры в любой точке поверхности трения при $h = h(x)$ определяется интегрированием:

$$\Delta t^o = \int_{x_1}^{x} \frac{2 \cdot \mu \cdot U_\Sigma}{c_0 \cdot \gamma_0 \cdot h_0 \cdot h} \left[3 \cdot \left(\frac{h - h_0}{h} \right)^2 + \left(\frac{V_S}{U_\Sigma} \right)^2 \right] dx .$$

На рис.34 показано распределение температуры по длине смазочного слоя при $V_2 = 0$ и $U_\Sigma = V_S = V_1$, где x_1 и x_2 – координаты начала и конца области трения.

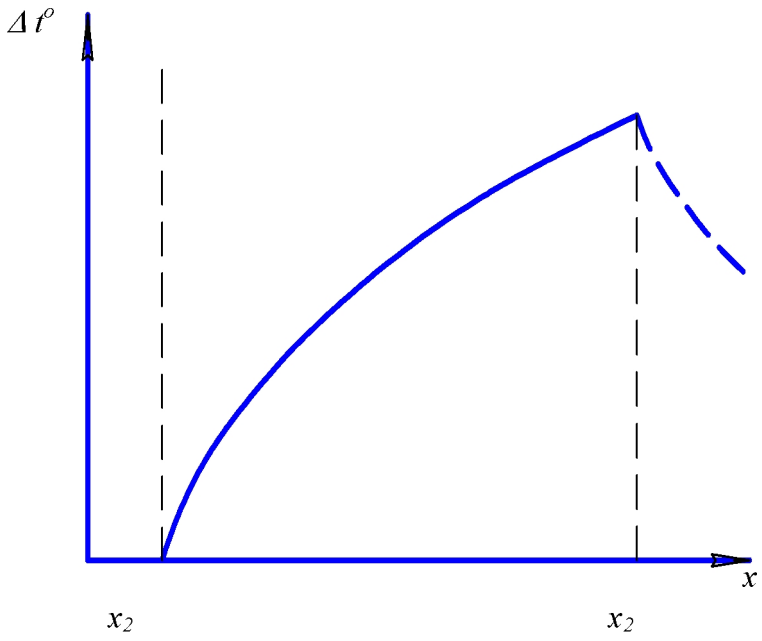


Рис.34. Приращение температуры по длине гидродинамического смазочного слоя

5. ВИДЫ ИЗНАШИВАНИЯ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

5.1. Основные понятия и термины

Изнашиванием называется происходящий при трении процесс разрушения материала твёрдого тела, приводящий к изменению размеров и формы тела.

Износ – результат процесса изнашивания. Количественными оценками износа являются:

- h – линейный износ;
- V_0 – объёмный износ;
- G – весовой (массовый) износ;

Износостойкость – свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию.

Для оценки износостойкости вводится понятие – интенсивность изнашивания. Различают различные виды интенсивности изнашивания:

$I_h = \frac{dh}{dS}$ - интенсивность линейного изнашивания;

$I_v = \frac{dV_0}{dS}$ - интенсивность объёмного изнашивания;

$I_G = \frac{dG}{dS}$ - интенсивность массового изнашивания;

$I_W = \frac{dV_0}{dW}$ - интенсивность энергетического изнашивания,

где S – путь трения; W – работа сил трения.

В некоторых случаях оценка интенсивности изнашивания производится за один цикл рабочего процесса:

$$I_Ц = \frac{h}{N_Ц},$$

где $N_Ц$ – число рабочих циклов.

Кроме характеристики интенсивности изнашивания на практике применяется другая характеристика – скорость изнашивания.

При линейном износе скорость изнашивания определяется отношением:

$$I_{ht} = \frac{dh}{dt_h},$$

где t_h – время работы.

Так как $dS = V \cdot dt_h$, то $dt_h = dS/V$ и $I_{ht} = \frac{dh}{dS} \cdot V = I_h \cdot V$.

Действующими стандартами установлено 10 классов износостойкости, характеризующиеся величиной интенсивности линейного изнашивания:

Класс износостойкости	*Интенсивность изнашивания*
0	$10^{-12}...10^{-13}$
1	$10^{-11}...10^{-12}$
...	.....
9	$10^{-3}...10^{-4}$
10	10^{-2} и более

Наиболее высокие классы износостойкости соответствуют упругому контакту микронеровностей. Низкая износостойкость, соответствующая 5-му и ниже классу, наблюдается при пластическом контакте и микрорезании.

Например, поршневые кольца двигателя автомобиля относятся к 1-му классу износостойкости, а фрикционные элементы тормозов – к 6-му.

По современной классификации все виды изнашивания в зависимости от характера процессов разделяются на следующие:

- механическое изнашивание;
- молекулярно-механическое;
- коррозионно-механическое.

В эксплуатации преимущественно наблюдаются одновременно несколько видов изнашивания. При оценке характеристик изнашивания сочетаются теоретические и экспериментальные методы.

5.2. Механическое изнашивание

Механическое изнашивание наблюдается в виде разрушения поверхности трущихся тел от механического воздействия в виде микрорезания, усталостного разрушения поверхностных слоёв и т.п.

Распространённым видом механического изнашивания является абразивное изнашивание. Оно возникает в результате режущего или царапающего действия твёрдых частиц, попадающих в зазор между трущимися поверхностями. Имеется значительное количество материалов по экспериментальному исследованию абразивного изнашивания.

Хрущёвым была предложена формула для расчёта объёмного износа в виде:

$$V_0 = const \cdot \frac{F_n \cdot S \cdot a}{H},$$

где a – размер абразивной частицы; H – твёрдость металлических поверхностей контактирующих тел.

Интенсивность объёмного изнашивания определим по формуле:

$$I_V = \frac{V_o}{S} = const \cdot \frac{F_n \cdot a}{H}.$$

На рис.35 показана экспериментальная зависимость интенсивного изнашивания от размера абразивной частицы.

Из графика видно, что формула Хрущёва соответствует начальному участку экспериментальной зависимости.

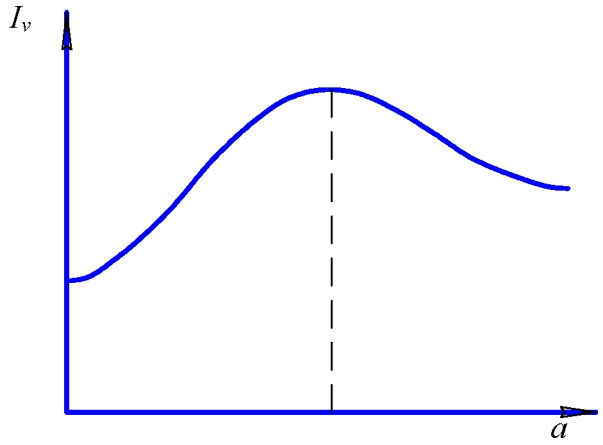


Рис.35. Зависимость интенсивности изнашивания от размера абразивной частицы

Константа в приведённых формулах зависит от свойств абразивных частиц и трущихся поверхностей. На рис.36 показана зависимость интенсивности изнашивания от относительной твёрдости абразивной частицы. Здесь H_a – твёрдость абразивной частицы. Видно, что в зонах I и III интенсивность изнашивания практически не зависит от твёрдости абразивных частиц, а формула Хрущёва соответствует зоне II.

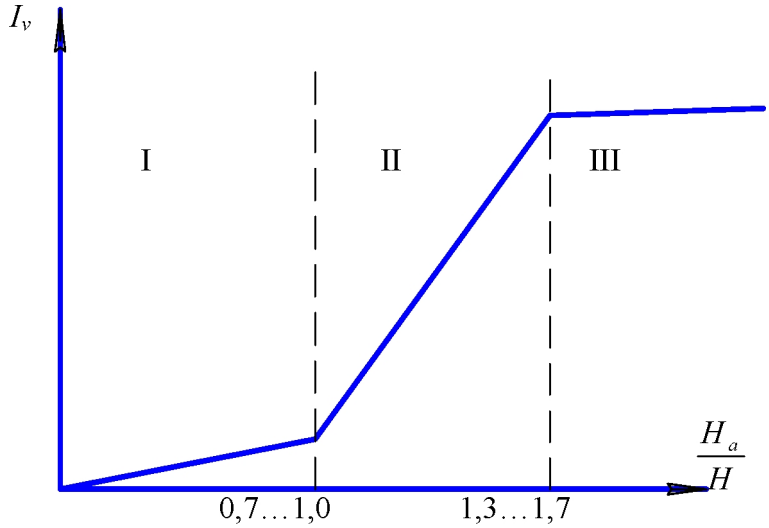


Рис.36. Зависимость интенсивности изнашивания от твёрдости абразивной частицы

Близким по характеру процесса разрушения поверхности абразивному изнашиванию является эрозионное изнашивание. Оно возникает в результате действия твёрдых частиц,

попадающих на поверхность тела с потоком жидкости или газа, как показано на рис.37.

Интенсивность эрозионного изнашивания определяется отношениями:

$$I_{эр} = const \cdot \frac{V_{0изн.материала}}{V_{0абраз.частиц}} \quad \text{или} \quad I_{эр} = const \cdot \frac{G_{изн.материала}}{G_{абраз.частиц}}.$$

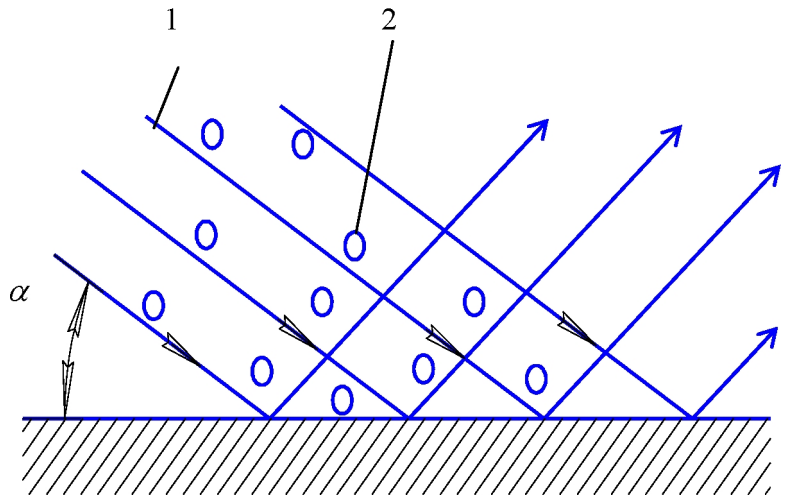


Рис.37. Схема эрозионного изнашивания: 1 – поток жидкости или газа; 2 – абразивная частица

Величина интенсивности изнашивания зависит от свойств абразивных частиц и материала, скорости потока жидкости или газа и угла атаки потока α. Зависимость интенсивности эрозионного изнашивания от твёрдости абразивных частиц аналогична зависимости при абразивном изнашивании (см. рис.36). Кинетическая энергия абразивных частиц в потоке пропорциональна квадрату скорости потока. В этой связи интенсивность эрозионного изнашивания увеличивается с увеличением скорости потока жидкости или газа.

Влияние угла атаки α на интенсивность эрозионного изнашивания показано на рис.38.

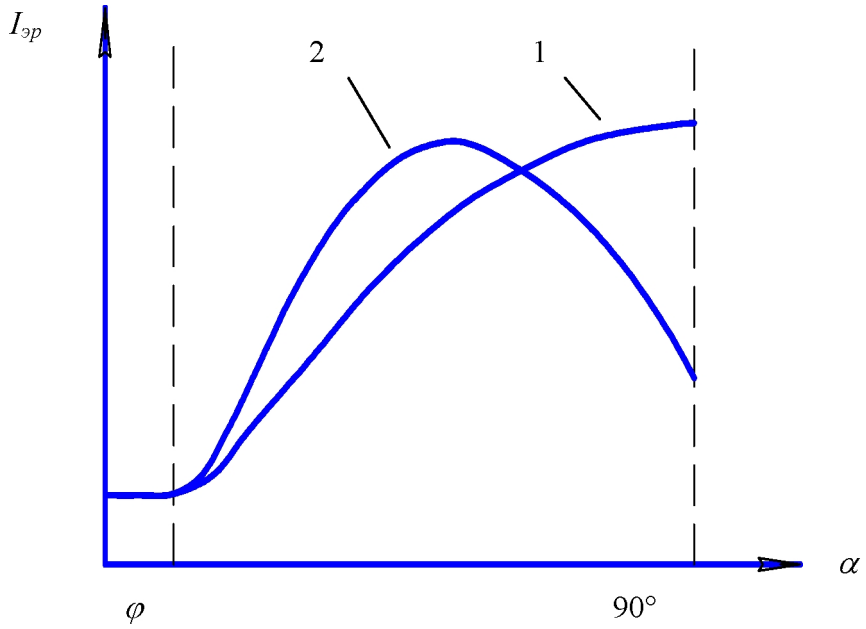


Рис.38. Зависимость интенсивности эрозионного изнашивания от угла атаки потока: 1 – хрупкие материалы; 2 – пластичные материалы; φ - угол трения

При этом необходимо иметь в виду, что с увеличением угла атаки изменяется характер разрушения поверхности – от режущего и царапающего действия до выкрашивания рабочей поверхности вследствие многократного воздействия ударных нагрузок. Одновременно происходит поверхностное упрочнение материала.

Необходимо отметить, что эрозионное изнашивание часто сочетается с коррозионным вследствие химического воздействия на поверхность потока газа или жидкости.

К видам механического изнашивания относят также усталостное выкрашивание рабочих поверхностей, возникающее в результате повторного деформирования микрообъёмов материала. Условия возникновения и развития усталостного выкрашивания зависят от напряжённо-деформированного состояния поверхностных и приповерхностных слоёв, а также от

механических и физико-химических свойств материала. Напряжённое состояние материала в зоне контакта шара с плоскостью подробно изучалось Пинегиным. На рис.39 показан характер изменения напряжений по глубине материала при коэффициенте Пуассона $\varepsilon = 0{,}3$ в центре площадки контакта при $r = 0$.

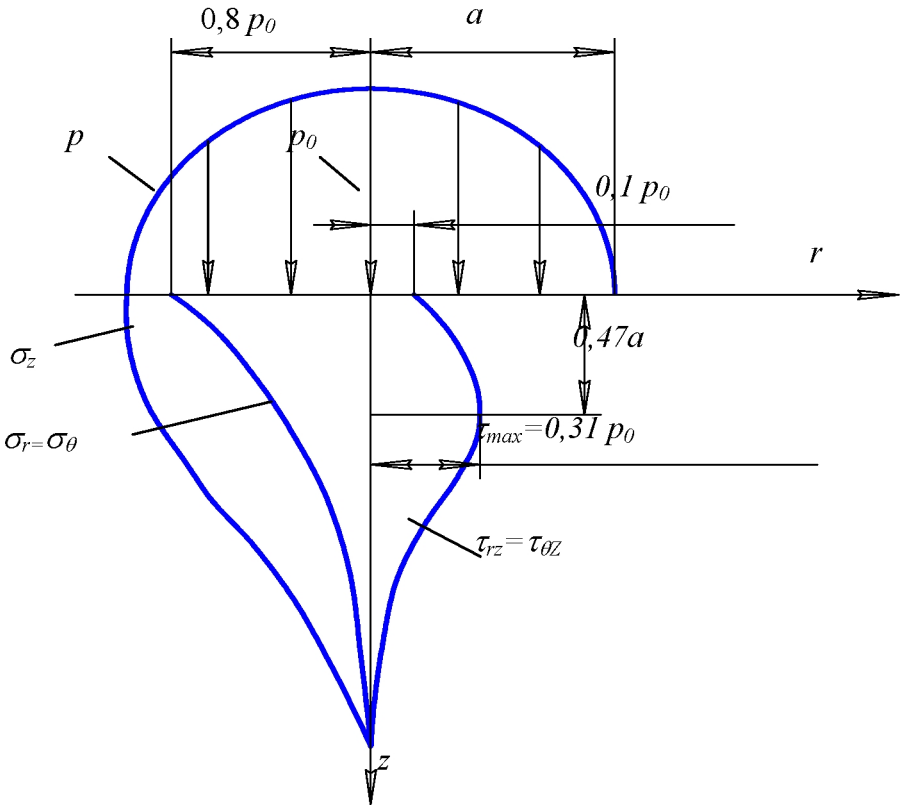


Рис.39. Напряжённое состояние приповерхностных слоёв материала в зоне контакта шара с плоскостью

Касательные напряжения сдвига материала, определяются по зависимостям:

$$\tau_{rz} = \tau_{\Theta Z} = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_Z - \sigma_r) = \frac{1}{2} \cdot (\sigma_Z - \sigma_\Theta).$$

Необходимо отметить, что максимальное значение касательные напряжения принимают на некоторой глубине от поверхности.

Величина максимального значения и глубина их расположения зависят от формы контакта. Так, для контакта цилиндра с плоскостью касательные напряжения достигают максимального значения $\tau_{\max} = 0.3 \cdot P_0$ на глубине $z = 0.78 \cdot a$.

К величинам напряжений на поверхности в месте контакта шара с плоскостью при отсутствии сил трения приведены на рис.40. Видно, что максимальные растягивающие напряжения возникают по контуру площадки контакта по Герцу.

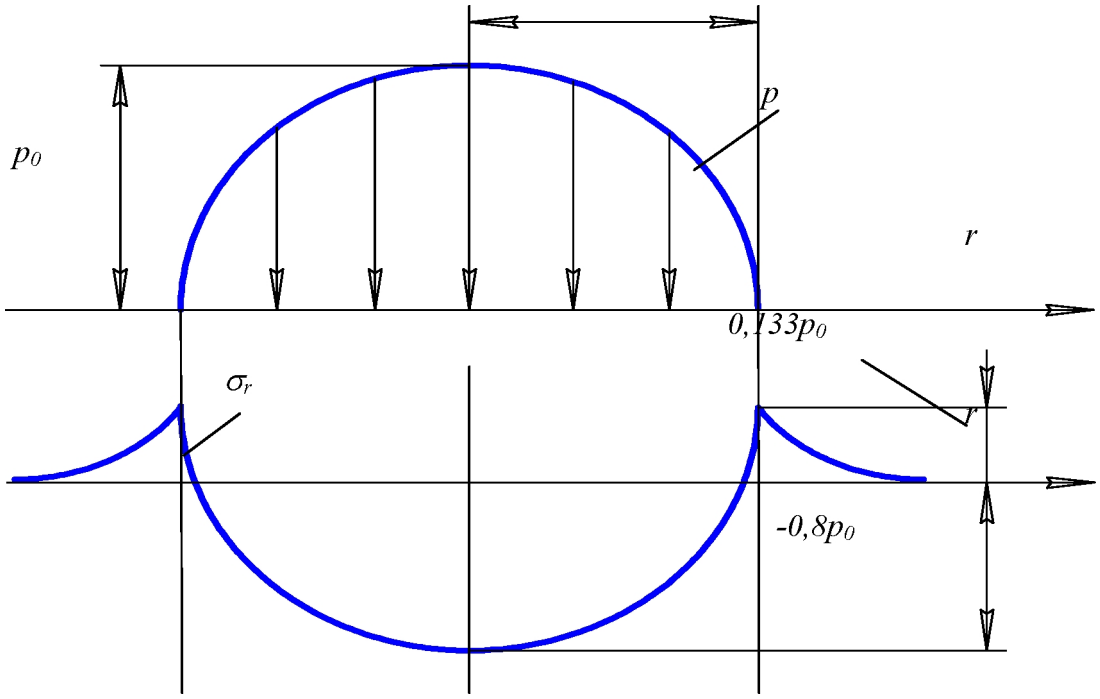


Рис.40. Напряжения на поверхности в контакте шара с плоскостью при отсутствии сил трения

Характер напряжений как на поверхности, так и в глубине материала изменяется при действии на поверхности касательных нагрузок от сил трения. В частности, тогда область с максимальными касательными напряжениями в подповерхностном слое перемещается вверх к поверхности и вперёд по направлению действия сил трения. В то же время максимальные растягивающие напряжения на поверхности смещаются к задней кромке площадки контакта.

Существует несколько моделей контактного усталостного выкрашивания. При этом различают два этапа процесса разрушения - возникновение первичной микротрещины и развитие трещины до выкрашивания частицы материала.

При пульсирующем нагружении разрушение начинается по контуру площадки контакта. Ответственными за разрушение принимаются максимальные растягивающие напряжения (см. рис.40) или максимальные касательные напряжения на поверхности.

При чистом качении внешние касательные нагрузки отсутствуют. Однако действуют касательные напряжения в зонах микропроскальзывания при качении.

При чистом качении механизм разрушения мало отличается от случая пульсирующего контакта. Однако могут создаться условия, при которых первичные поверхностные микротрещины не развиваются. В этом случае образуется первичная подповерхностная микротрещина.

При качении со скольжением на поверхности действуют касательные напряжения от сил трения. Силы трения оказывают существенное влияние на процесс возникновения и развития первичной микротрещины, т.к. основным фактором, вызывающим явление контактного выкрашивания, являются касательные напряжения, действующие в поверхностных слоях контактирующих тел. Исследования Дымшица показали, что микротрещины образуются преимущественно по площадкам скольжения в материале, направленным, как показано на рис.41.

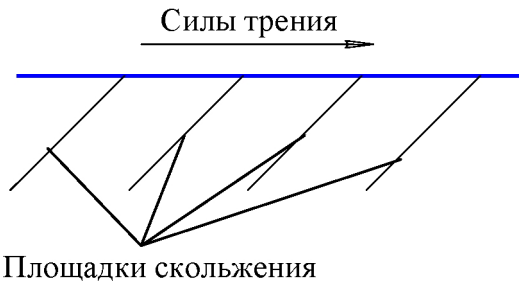


Рис.41. Направление площадок скольжения в приповерхностном слое

На их развитие после выхода трещины на поверхность оказывает влияние смазка. Как показано на рис.42, при $V_1 > V_2$ направление микротрещин на ведущей и ведомой поверхностях различно.В связи с этим при входе в зону контакта из микротрещины 1 смазка выдавливается и развитие трещины замедляется. В микротрещину 2 на ведомой поверхности, наоборот, входит масло. В результате возникающих при этом гидравлических явлений создаётся расклинивающий эффект и трещина увеличивается. Это объясняет установленный экспериментально факт выкрашивания преимущественно на отстающих поверхностях.

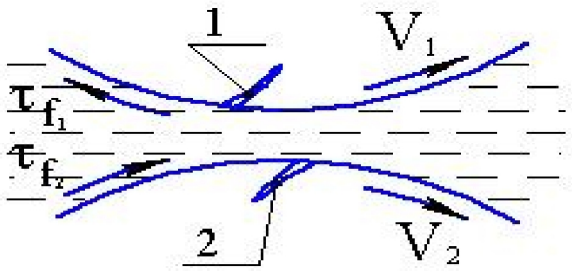


Рис.42. Развитие микротрещины в смазываемом контакте.
1,2 - микротрещины

Вопрос о напряжениях, ответственных за разрушение поверхностей, до настоящего времени окончательно не решён. Герц считал ответственными максимальные нормальные контактные напряжения $\sigma_н = p_0$.

После исследований напряжённого состояния в контакте в работах Динника, Беляева и Фёппля основными расчётными напряжениями стали считать максимальные касательные напряжения под поверхностью. После работ Саверина, Ковальского и других, установивших влияние касательных нагрузок от сил трения на поверхности, расчёт контактной

прочности предлагается вести по приведенным напряжениям. Однако до настоящего времени инженерных методов расчёта по приведённым напряжениям нет и для расчёта используется условие экспериментальной кривой контактной выносливости вида

$$N_H \cdot \sigma_H^{m_H} = const,$$

где σ_H – максимальное напряжение в контакте по Герцу; N_H – число циклов перемены напряжений до разрушения; m_H – экспериментальный показатель кривой выносливости.

Величина m_H определяется преимущественно формой контакта (точечный контакт, линейный контакт). Константа в уравнении определяется свойствами материала.

К видам механического изнашивания относится также кавитационное изнашивание. Оно наблюдается на поверхностях деталей, работающих в жидких средах. При определённых условиях в жидкости зарождаются кавитационные пузырьки. Они увеличиваются до предельного размера, а затем начинают захлопываться. Возникают ударные нагрузки на поверхностях деталей, вызывающие усталостное разрушение материала. Очаги разрушения образуются на границах зёрен кристаллической структуры материала деталей. Интенсивность кавитационного изнашивания зависит от физико-механических свойств жидкости и поверхностного натяжения.

5.3. Молекулярно-механическое изнашивание

Молекулярно-механическое изнашивание возникает в результате одновременного механического воздействия и действия молекулярных сил на поверхности.

Изнашивание при схватывании определяется адгезионным взаимодействием (слипанием) в местах контакта микронеровностей металлических поверхностей. По Арчарду

объёмный износ V_0 на пути трения скольжения S зависит от фактической площади контакта. Для сферической модели шероховатой поверхности, показанной на рис.43, контакт двух микронеровностей – круг диаметром $d_ф$. Тогда площадь одного контакта равна $\Delta A_r = \dfrac{\pi \cdot d_ф^2}{4}$.

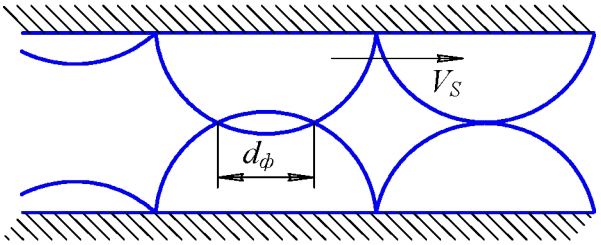


Рис.43. Схема адгезионного износа микронеровностей

Путь скольжения за одно взаимодействие равен $\Delta S = d_ф$.

Предполагая, что в результате взаимодействия снимается частица материала в виде полусферы диаметром $d_ф$, объём снимаемого материала определим по формуле

$$\Delta V_0 = \frac{\pi \cdot d_ф^3}{12}.$$

Интенсивность объёмного изнашивания определится отношением

$$I_V = \frac{\Delta V_0}{\Delta S} = \frac{\pi \cdot d_ф^3}{12 \cdot d_ф} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi \cdot d_ф^2}{4} = \frac{1}{3} \cdot \Delta A_r.$$

Для множественного контакта микронеровностей имеем

$$V_0 = \Sigma \Delta V_0 \quad \text{и} \quad S = \Sigma \Delta S.$$

Тогда $I_V = \dfrac{V_0}{S} = \dfrac{1}{3} \cdot \Sigma \Delta A_r$.

С учётом характера распределения высот микронеровностей получим

$$I_V = \frac{1}{3} \cdot K \cdot A \cdot r,$$

где K – константа, зависящая от характера деформаций микронеровностей.

При упругих деформациях контакта микронеровностей

$$I_V = \frac{1}{3} \cdot K_y \cdot \frac{F_n}{E_{np}},$$

где E_{np} – приведённый модуль упругости материалов контактирующих тел.

При пластических деформациях

$$I_V = \frac{1}{3} \cdot K_n \cdot \frac{F_n}{H},$$

где H – наименьшее из значений твёрдости поверхностей материалов контактирующих тел.

При определённых условиях схватывание поверхностей контактирующих тел может привести к возникновению заедания. Заедание является наиболее опасным видом разрушения трущихся поверхностей, возникающим в результате схватывания поверхностей, глубинного вырывания материала и переноса материала с одной поверхности на другую. Такие явления могут привести к заклиниванию, полной остановке движения деталей. Обязательным условием возникновения заедания является наличие контакта чистых поверхностей. Различают «холодное» заедание, встречающееся в тихоходных механизмах, и «горячее» заедание. Возникновение «горячего» заедания связано прежде всего с высокой температурой в зоне трения. При «холодном» заедании происходит разрушение поверхности детали из менее прочного материала. Сопровождается задиром, повышенным износом, наволакиванием материала и ростом коэффициентов трения.

При «горячем» заедании в случае высоких скоростей и нагрузок, больших мощностях тепловыделения в зоне трения возникает пластическая деформация поверхностей и оплавление поверхностных слоёв. Это приводит к катастрофически быстрому изнашиванию и задирам поверхностей трения.

Наиболее распространённым критерием оценки условий возникновения заедания является температурный критерий Блока, а условие отсутствия возникновения заедания записывают в виде $t^o = t^o{}_0 + \Delta t^o \le t^o{}_{крит}$.

С использованием ранее приведённой формулы Блока для приращения температуры получим

$$t^o = t^o{}_0 + 0.83 \cdot \frac{f \cdot q_0 \cdot V_S}{(\sqrt{\lambda_1 \cdot \gamma_1 \cdot c_1 \cdot V_1} + \sqrt{\lambda_2 \cdot \gamma_2 \cdot c_2 \cdot V_2}) \cdot \sqrt{b}} \le t^o{}_{крит} \ ,$$

где: $t^0{}_0$ – температура поверхности трения перед входом в контакт; $t^0{}_{крит}$ – критическая температура, при которой происходит заедание.

Значение $t^0{}_{крит}$ определяется опытом эксплуатации для конкретных условий.

Кроме критерия Блока могут быть применены иные критерии. В частности, Дроздовым приводятся критерии заедания, основанные на оценке температуры в дискретных точках фактического контакта шероховатых поверхностей, а также на оценке предельной толщины смазочного слоя, соответствующей началу заедания. В некоторых случаях оценку условий возникновения заедания производят по критической нагрузке в контакте при скольжении.

5.4. Коррозионно-механическое изнашивание

Коррозионно-механическое изнашивание наблюдается при трении материалов, вступающих в химическое взаимодействие с окружающей средой. Наиболее распространённым видом коррозионно-механического изнашивания является окислительное изнашивание. Оксидные плёнки на трущихся поверхностях ослабляют адгезионное схватывание и уменьшают коэффициент трения. Интенсивность окислительного изнашивания зависит от толщины и прочности оксидной плёнки

и определяется отношением скоростей разрушения и восстановления плёнок. Структура и свойства оксидных плёнок зависят от температуры.

Особым видом коррозионно-механическое изнашивание является водородное изнашивание. Оно связано с влиянием свободного водорода, выделяющегося при трении, на свойства металлических поверхностей. Под действием свободного водорода происходит охрупчивание металлов. Это способствует образованию и развитию в зоне трения микротрещин и, как следствие, интенсивному изнашиванию.

Опасным видом коррозионно-механического изнашивания является фреттинг-коррозия. Она возникает при колебательных или возвратно-поступательных перемещениях с малыми амплитудами. Продукты износа оксидных плёнок обладают абразивными свойствами. Если частицы износа не имеют выхода из зоны трения, то значительно увеличивается интенсивность разрушения поверхностных плёнок. В результате может возникнуть адгезионное взаимодействие поверхностей. Таким образом, при фреттинг-коррозия в контакте могут одновременно наблюдаться коррозионно-механическое, адгезионное и абразивное изнашивание, что приводит в целом к повышению интенсивности изнашивания.

5.5. Избирательный перенос при трении

Явление избирательного переноса впервые было обнаружено Г.Чаркуновым. Им было установлено самопроизвольное образование тонкой плёнки меди на поверхностях трения пары сталь-бронза при смазывании спиртоглицериновой смесью. Плёнка образуется в результате анодного растворения бронзовой поверхности. Цинк, олово и др.

добавки уходят в смазку, и поверхность обогащается медью, после чего растворение бронзы прекращается. В установившемся режиме медная плёнка не разрушается, а переходит с одной поверхности на другую, удерживаясь в зоне трения силами электростатического взаимодействия поверхностей. Возникает эффект «безизносности».

Плёнка меди на поверхностях трения получила название сервовитной. По своей структуре и свойствам она отличается от свойств чистой меди. В частности, она не способна к наклёпу, не образует окислов, и имеем малую прочность на сдвиг.

Таким образом, в режиме избирательного переноса обеспечивается низкий коэффициент трения.

5.6. Усталостная теория изнашивания

Теория усталостного разрушения поверхностей трения впервые была предложена Крагельским. При этом была использована модель контактного выкрашивания поверхностей подшипников качения, разработанная Пальмгреном.

Согласно этой теории разрушение поверхности идёт в три стадии:

- на первой стадии накапливаются упругие искажения кристаллической решётки и увеличивается плотность дислокаций в решётке;
- на второй стадии происходит образование микротрещин и выход их на поверхность; происходит отслаивание микрообъёмов материала поверхности;
- на третьей стадии происходит лавинообразное разрушение поверхности.

Типичный вид зависимости величины износа от пути трения S или времени работы t_h приведён на рис.44.

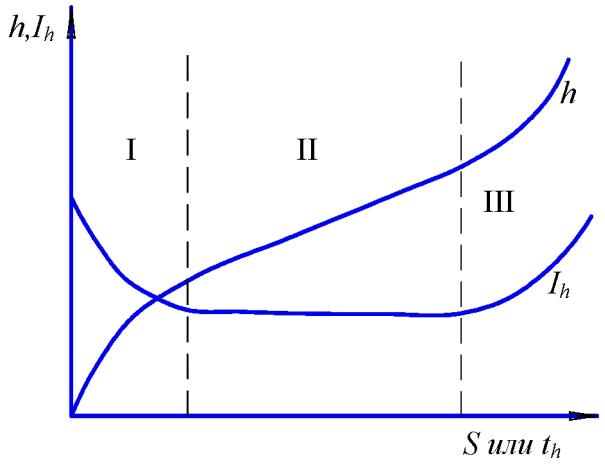


Рис.44. Изменение интенсивности изнашивания во времени

Там же показано изменение интенсивности изнашивания I_h . Зона I является зоной приработки. Для неё характерно изменение микрогеометрии и возникновение установившейся шероховатости. Как правило, к концу приработки уменьшаются силы трения и температура на поверхности трения. Зона II является зоной установившегося изнашивания. Как правило, в этой зоне интенсивность изнашивания можно считать постоянной. Зона установившегося износа является самой продолжительной, и все расчётные зависимости устанавливаются обычно для этой зоны. Зона III является зоной катастрофического изнашивания и свидетельствует о выработке ресурса узла трения.

Приведённые на рис.44 зависимости являются типичными для большинства узлов трения, однако в некоторых случаях закономерности изнашивания иные, что показано на рис.45.

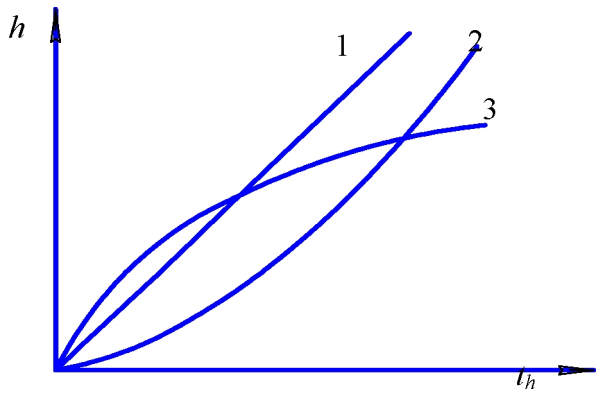


Рис.45. Зависимости изнашивания от времени работы: 1 – композитные материалы; 2 – режущий инструмент; 3 – поршень-цилиндр

Закономерности для зоны установившегося изнашивания (зона II на рис.44) устанавливаются по аналогии с закономерностями контактного выкрашивания. Как известно, уравнение кривой контактной выносливости имеет вид

$$N_H \cdot \sigma_H^{m_H} = const.$$

Экспериментальные исследования позволяют получить уравнение кривой фрикционной усталости в виде

$$N_f \cdot \tau_f^{m_f} = const \ ,$$

где τ_f – касательные напряжения от сил трения на поверхности; N_f – число циклов нагружения, соответствующее началу отделения частиц износа.

Показатель степени m_f меняется в широких пределах от 2 до 12. Касательные напряжения от сил трения определяются зависимостью

$$\tau_f = f \cdot p \ ,$$

где p – нормальное давление на поверхности.

Число циклов нагружения поверхности трения определяется временем работы или путём трения, а также функцией распределения высот микронеровностей и относительным сближением шероховатых поверхностей. Учитывая, что толщина снимаемого при механическом изнашивании слоя материала также определяется относительным сближением или внедрением шероховатых поверхностей, с использованием уравнения кривой фрикционной усталости можно получить зависимость для расчёта интенсивности линейного изнашивания при механическом изнашивании. В упрощённом виде формула имеет вид

$$I_h = K_0 \cdot \left(\frac{p_a}{K_1 \cdot E_{np}} \right)^{1+\beta \cdot m_f} \cdot \Delta^{\frac{m_f}{2} \cdot (1+\beta)} \cdot \left(\frac{K_2 \cdot f \cdot E_{np}}{\sigma_0} \right)^{m_f} \cdot \eta^{-\beta \cdot m_f} .$$

Здесь K_0, K_1, K_2 – контакты, определяемые в зависимости от распределения высот микронеровностей и коэффициента

Пуассона; p_a – номинальное давление в контакте; E_{np} – приведённый модуль упругости материала; Δ - характеристика профиля шероховатой поверхности; σ_0 – характеристика усталостной прочности материала поверхности; η - относительная площадь поверхности фактического контакта; β - константа в двучленной зависимости адгезионной составляющей коэффициента трения.

Приведённая формула позволяет сделать анализ влияния некоторых фактов на интенсивность износа.

Влияние давления определяет зависимость $I_h \sim p_a^{1+\beta \cdot m_f}$.

Так как $\beta = 0{,}02...0{,}15$ и $m_f = 2...12$, то $1+\beta \cdot m_f = 1...4$.

В большинстве практических случаев имеем $1+\beta \cdot m_f = 1...2$.

Влияние коэффициента трения более значительно: $I_h \sim f^{m_f}$.

Необходимо иметь в виду, что последняя зависимость получена только для механического изнашивания в виде царапающего действия твёрдого шероховатого тела на более мягкую поверхность.

Влияние модуля упругости определяется зависимостью

$$I_h \sim E_{np}^{m_f \cdot (1-\beta)-1} .$$

Для приведенных значений коэффициентов

$$m_f \cdot (1-\beta)-1 \approx 1...10 .$$

Увеличение интенсивности изнашивания с увеличением модуля упругости не всегда подтверждается экспериментом. Это связано с тем, что, как правило, с увеличением модуля упругости увеличивается и характеристика прочности материала σ_0 .

Характеристика профиля шероховатой поверхности Δ определяется отношением

$$\Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^{1/\nu}},$$

где R_{max} – максимальная высота микронеровности; r – радиус вершин микронеровности; b и ν - характеристики распределения высот микронеровностей.

Тогда влияние высоты микронеровностей определяется зависимостью

$$I_h \sim R_{\max}^{0.5 \cdot m_f \cdot (1-\beta)}.$$

Для приведённых значений коэффициентов имеем: $0{,}5 \cdot m_f \cdot (1-\beta) \approx 1...6$.

Однако необходимо иметь в виду, что в процессе приработки шероховатость изменяется. После приработки при установившейся равновесной шероховатости интенсивность изнашивания будет определяться только физико-механическими свойствами поверхностей.

5.7. Основное уравнение изнашивания

Основное уравнение изнашивания устанавливает зависимость интенсивности изнашивания от физико-механических свойств материалов, условий нагружения и микрогеометрических характеристик поверхностей трения. Эти зависимости основаны на экспериментальных и теоретических исследованиях процессов изнашивания и постоянно развиваются. Пример такой зависимости рассмотрен в предыдущем разделе. В большинстве случаев зависимости для расчёта интенсивности изнашивания строятся с использованием теории подобия на основе теоретико-экспериментальных исследований в виде функции нескольких безразмерных факторов:

$I_h=I_h(\Phi_1,\Phi_2,\Phi_3$ и т.д.)

Если процесс изнашивания определяется механическим разрушением поверхности, а химические и тепловые процессы не имеют решающего значения, таким фактором являются:

- Φ_a - фактор, характеризующий напряжённое состояние и площадь фактического контакта:

$$\Phi_a = \frac{p}{HB} \quad \text{и} \quad \Phi_a = \frac{f \cdot p}{HB},$$

где p – давление; f – коэффициент трения; HB – твёрдость поверхности;

- $\Phi_y = \frac{\xi \cdot p}{\sigma_0}$ - фактор, характеризующий усталостную прочность поверхностей; σ_0 – предел усталости материала в условиях трения; ξ - коэффициент, зависящий от формы контакта;

- $\Phi_ш = \Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^{1/\nu}}$ - фактор, характеризующий влияние шероховатости поверхности; R_{max} – максимальная высота микронеровностей; r – радиус вершины микронеровности; b и ν - коэффициенты, характеризующие распределение высот микронеровностей;

- $\Phi_{см} = \frac{h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}$ или $\Phi_{см} = \frac{h_0}{\sqrt{R_{ск1}^2 + R_{ск2}^2}}$ - фактор, характеризующий влияние толщины смазочного слоя в контакте; h_0 – толщина смазочного слоя; R_{a1} и R_{a2} , $R_{ск1}$ и $R_{ск2}$ – средние арифметические и средние квадратичные отклонения высот микронеровностей.

На рис.46 показан характер зависимостей интенсивности изнашивания от этих факторов.

В случае физико-химического воздействия среды, влияния тепловых факторов на интенсивность изнашивания могут быть использованы и другие безразмерные факторы.

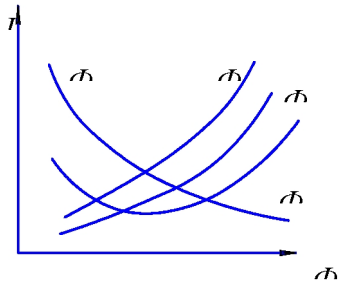


Рис.46. Влияние безразмерных факторов на интенсивность изнашивания

В большинстве случаев формула для расчёта интенсивности изнашивания имеет вид:

$$I_h = K \cdot \Phi_a^{m1} \cdot \Phi_y^{m2} \cdot \Phi_ш^{m3} \cdot \Phi_{см}^{m4} \ .$$

Здесь константа K и показатели степени при различных факторах m_1 , m_2 , m_3 и m_4 устанавливаются на основе экспериментов и опыта эксплуатации.

6. РАСЧЕТ ТИПОВЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

Для изучения методов расчета надежности и ресурса по изнашиванию рассмотрим расчет некоторых наиболее часто встречающихся типовых узлов трения.

6.1. Расчет винтовой передачи

Основным видом разрушения винтовой передачи винт – гайка скольжения является изнашивание. Изнашиваются преимущественно витки гайки, т.к. винты стальные и часто закаленные, а материалом для изготовления гаек являются бронзы или чугуны. В настоящее время оценка износостойкости винтовых передач выполняется по давлению на поверхностях резьбы по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{F_x}{\pi \cdot d_2 \cdot \psi_h \cdot H} \le [\sigma_{изн}] .$$

где: F_x - осевая нагрузка на винт; d_2 - средний диаметр резьбы; ψ_h - коэффициент высоты профиля резьбы; H - высота гайки.

Допускаемое напряжение $[\sigma_{изн}]$ зависит от материалов винта и гайки и определяется экспериментально.

Однако приведенная зависимость не определяет ресурс работы передачи. Для решения этой задачи рассмотрим условие:

$$h \le [h],$$

где h – толщина изношенного слоя витков гайки; $[h]$ – допустимая величина износа, определяемая в зависимости от шага резьбы.

Толщину изношенного слоя определим по формуле

$$h = I_h \cdot S,$$

где I_h - интенсивность линейного изнашивания; S – путь трения.

В винтовых передачах наблюдается преимущественно механическое изнашивание. В связи с этим для расчета воспользуемся формулой

$$I_h = k \cdot \frac{f \cdot p_a}{HB}.$$

Здесь k – экспериментальный коэффициент; f - коэффициент трения; p_a - номинальное давление; HB – твердость поверхности витков.

Принимая $p_a = \sigma_{см}$, получим

$$I_h = k \cdot \frac{f \cdot F_x}{\pi \cdot d_z \cdot \psi_h \cdot H \cdot HB}.$$

Путь трения можно определить по формуле

$$S = S_1 \cdot N_ц,$$

где S_1 - путь трения за один оборот винта; $N_ц$ - число циклов за время работы передачи.

Путь трения за один оборот определим по схеме, приведенной на рис.47:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_2}{\cos\psi}$$

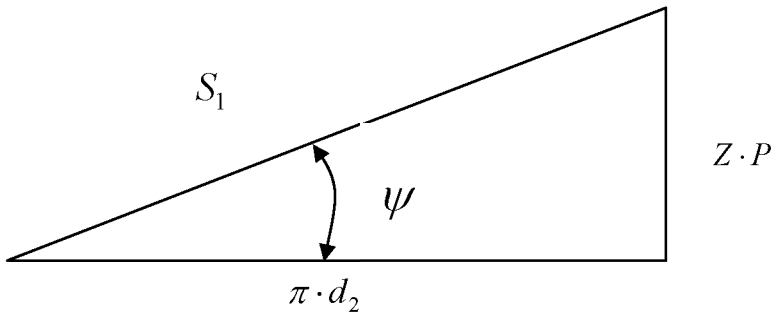


Рис.47. Развертка винтовой линии резьбы

Здесь ψ - угол подъема резьбы, определяемый по зависимости:

$$tg\psi = \frac{Z \cdot P}{\pi \cdot d_2},$$

где Z – число заходов резьбы; P – шаг резьбы.

Число циклов за время работы определится по формуле

$$N_ц = 60 \cdot n \cdot t_h \cdot K_E,$$

где n – частота вращения винта; t_h - время работы; K_E - коэффициент эквивалентности, учитывающий переменный режим нагружения передачи.

Введем обозначение: $L_h = t_h \cdot K_E$ - долговечность передачи.

Подставив полученные зависимости в условие допустимого износа, получим

$$h = 60 \cdot k \cdot \frac{f \cdot F_x \cdot n \cdot L_h}{HB \cdot \psi_h \cdot H \cdot \cos\psi} \le [h].$$

Отсюда найдем долговечность передачи:

$$L_h \le \frac{[h] \cdot HB \cdot \psi_h \cdot H \cdot \cos\psi}{60 \cdot k \cdot f \cdot F_x \cdot n}.$$

Полученная формула, несмотря на упрощенный характер модели изнашивания, принятый при ее выводе, позволяет сделать некоторые рекомендации. В частности, для повышения долговечности передачи целесообразно повышение твердости поверхности трения и уменьшение коэффициента трения. Последнее может быть обеспечено применением смазочных материалов. Шаг резьбы оказывает влияние на угол подъема винтовой линии и скорость осевого перемещения в передаче. Так как углы подъема ψ относительно невелики, то $\cos\psi \approx 1$ и меняется мало. Поэтому изменение шага резьбы не оказывает заметного влияния на долговечность передачи.

6.2. Расчет шлицевых соединений

Основными видами разрушений шлицевых соединений являются смятие и изнашивание рабочих поверхностей. Изнашивание возникает в результате относительного перемещения поверхностей вала и установленной на нем детали вследствие деформаций и неточностей установки.

Рассмотрим расчет эвольвентных шлицевых соединений. Проверка прочности на смятие боковых поверхностей зубьев выполняется по номинальным напряжениям по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_m \cdot z \cdot 0{,}8 \cdot m \cdot l} \le [\sigma_{см}].$$

Здесь T – расчетное значение передаваемого соединением крутящего момента; d_m - средний диаметр соединения; z – число зубьев; m – модуль соединения; l - расчетная длина соединения.

Допускаемое значение $[\sigma_{см}]$ определяется с учетом неравномерности распределения нагрузки между зубьями и по

длине зуба, возникающей вследствие неточностей изготовления и установки, а также деформаций под действием нагрузки.

Рассмотрим расчет на изнашивание при перекосе осей вала и установленной детали. Схема перекоса приведена на рис.48. Для упрощения показаны размеры шлицев лишь одной из сопряжённых деталей. Принимаем, что перекос осей деталей соединения происходит относительно центра соединений – точки О. Тогда при перекосе на угол φ точка A на внешнем торце зуба переносится в точку A_1. Величина перемещения будет равна

$$S^{I} = OA \cdot \varphi.$$

Так как

$$OA = \sqrt{(\frac{d_m}{2})^2 + (\frac{l}{2})^2} = \frac{d_m}{2} \cdot \sqrt{1 + (\frac{l}{d_m})^2},$$

то

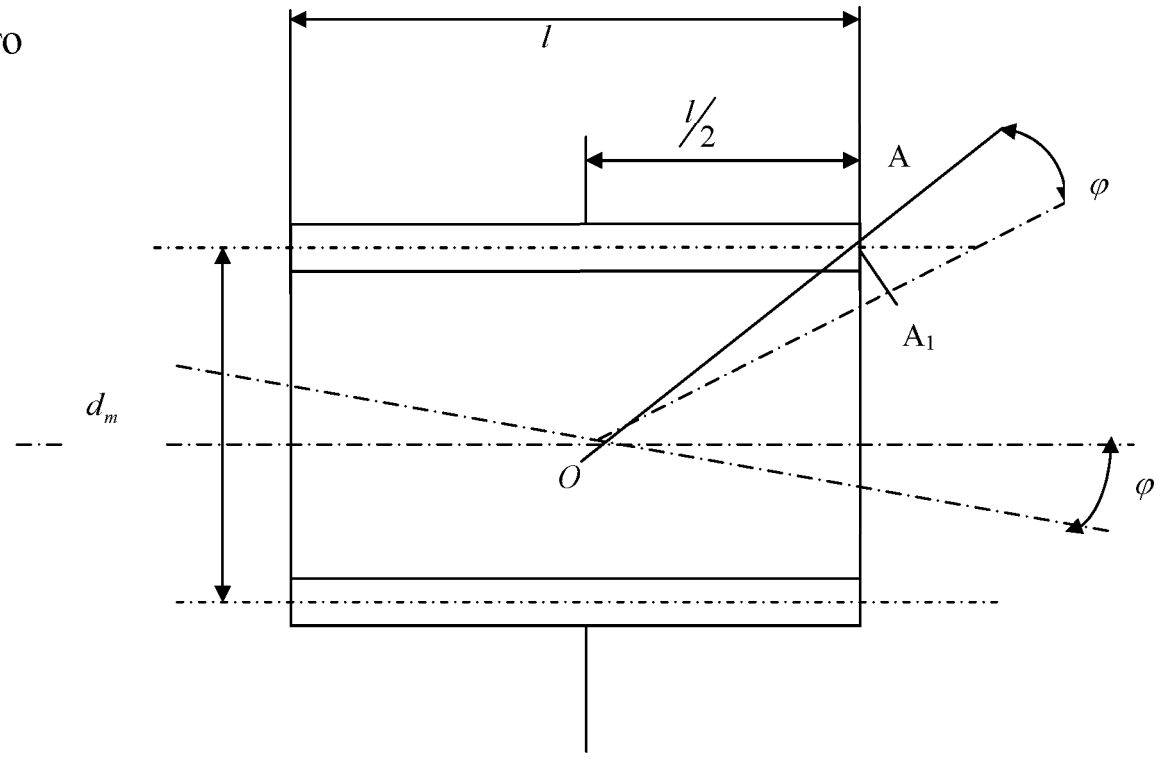


Рис.48. Схема перекоса шлицевого соединения

$$S^{I} = \frac{d_m \varphi}{2} \sqrt{1 + (\frac{l}{d_m})^2}.$$

За один полный оборот точка A совершит путь

$$S_1 = 4\,S^I = 2d_m\varphi\sqrt{1+(\frac{l}{d_m})^2}\,.$$

Это перемещение вызывает изнашивание боковых поверхностей зубьев. Оценку износостойкости можно выполнить по соотношению $h. \le [h]$.

Толщину изношенного слоя определим по формуле

$$h = I_h \cdot S.$$

Допускаемую толщину износа рекомендуется определять по зависимости

$$[h] = (0{,}10 \ldots 0{,}15)m.$$

Износ зубьев определяется, прежде всего, механическим изнашиванием, однако при высоких скоростях скольжения большое влияние будут оказывать тепловые процессы при трении. В связи с этим интенсивность линейного изнашивания определим по формуле

$$I_h = k \cdot \frac{fp_a}{HB} \cdot \frac{V_s l}{a},$$

где: k– экспериментальный коэффициент, p_a – номинальное давление на поверхности, V_s – скорость скольжения, a – коэффициент температуропроводности, f – коэффициент трения, HB – твердость на поверхности.

Примем $p_a = \sigma_{см}$, тогда получим

$$p_a = \frac{2T}{0{,}8d_m^2 l}.$$

Среднюю скорость скольжения определим по формуле

$$V_s = \frac{S_1}{t_1}.$$

Здесь t_1 - время одного оборота вала в секундах, равное $t_1 = \frac{60}{n}$, где n – частота вращения вала.

Подставив значение S_1 и t_1, получим

$$V_s = \frac{d_m \varphi n}{30} \sqrt{1 + (\frac{l}{d_m})^2} \ .$$

Коэффициент температуропроводности определяется отношением

$$a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c},$$

где λ - коэффициент теплопроводности, γ - плотность, c – удельная теплоемкость материала поверхности.

С использованием выражений для p_a и V_s, получим

$$I_h = \frac{k}{15} \cdot \frac{fT\varphi n}{HBd_m a} \sqrt{1 + (\frac{l}{d_m})^2} \ .$$

Путь трения S за время работы определим по формуле

$$S = S_1 \cdot N_ц .$$

Число циклов нагружения за время работы будет равно

$$N_ц = 60 n t_h \cdot K_E .$$

Обозначив $L_h = t_h \cdot K_E$, получим после подстановки значений $N_ц$ и S_1:

$$S = 120 d_m \varphi n L_h \sqrt{1 + (\frac{l}{d_m})^2} \ .$$

Толщина изношенного слоя за время работы будет равна

$$h = 8k\frac{fT\varphi^2 n^2}{HB \cdot a}\left[1+\left(l/d_m\right)^2\right]L_h.$$

Из условия $h \le [h]$ найдем долговечность соединения по изнашиванию:

$$L_h \le \frac{[h]HBa}{8kfT\varphi^2 n^2[1+(\frac{l}{d_m})^2]}.$$

Полученное выражение позволяет сделать некоторые рекомендации по повышению долговечности шлицевого соединения. Прежде всего, это повышение твердости поверхности и коэффициента температуропроводности, что обеспечивается нанесением на поверхности зубьев твердых покрытий металлами или сплавами с высокими значениями коэффициентов температуропроводности. В основном это меднение, иногда серебрение. Меднение обеспечивает также уменьшение коэффициента трения.

Кроме того, для снижения коэффициентов трения шлицы смазываются смазкой. При этом в случае прокачки через соединение жидкой смазки осуществляется также отвод тепла из зоны трения. Большое влияние на долговечность соединения при перекосах оказывает относительная длина соединения. На рис.49 приведена зависимость коэффициента снижения долговечности $\overline{L}$ от относительной длины l/d_m.

Как правило, в соединениях, подверженных относительному перекосу, принимают отношение $l/d_m \le 0{,}7$.

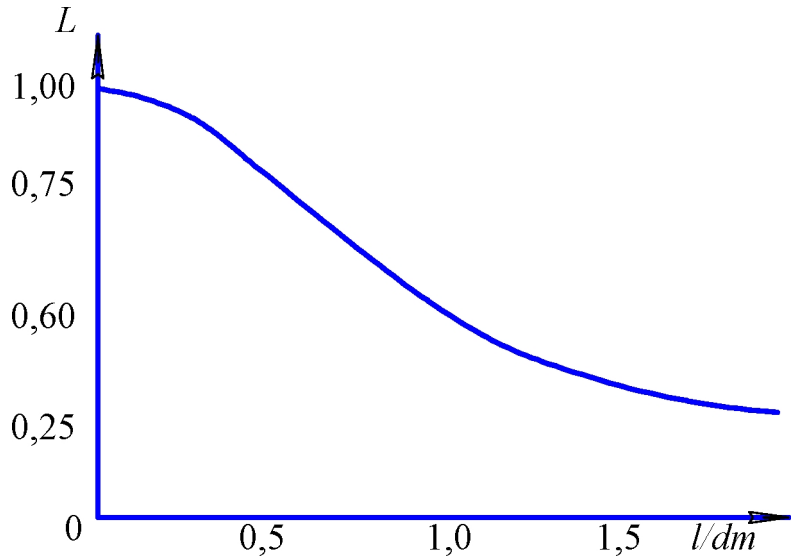


Рис.49. Влияние относительной длины шлицевого соединения на его долговечность при перекосах

Наконец, из формулы расчета долговечности видно большое влияние угла перекоса деталей. Таким образом, необходимо обеспечивать высокую точность установки деталей как при изготовлении и сборке, так и в эксплуатации с учётом деформации под действием рабочих нагрузок.

В заключение необходимо иметь в виду, что полученная формула может быть использована также для расчёта шлицевых и зубчатых муфт.

6.3. Расчет фрикционной муфты сцепления

Фрикционные муфты сцепления передают крутящий момент за счёт сил трения на рабочих поверхностях различной формы - дисковой, конусной или цилиндрической. Давление на рабочих поверхностях создаётся с помощью механизмов включения. Основными критериями работоспособности фрикционных муфт являются надёжность сцепления, высокая износостойкость и теплостойкость трущихся деталей.

Рассмотрим простейший вид - дисковую фрикционную муфту сцепления. На рис.50 показана расчётная схема однодисковой муфты сцепления.

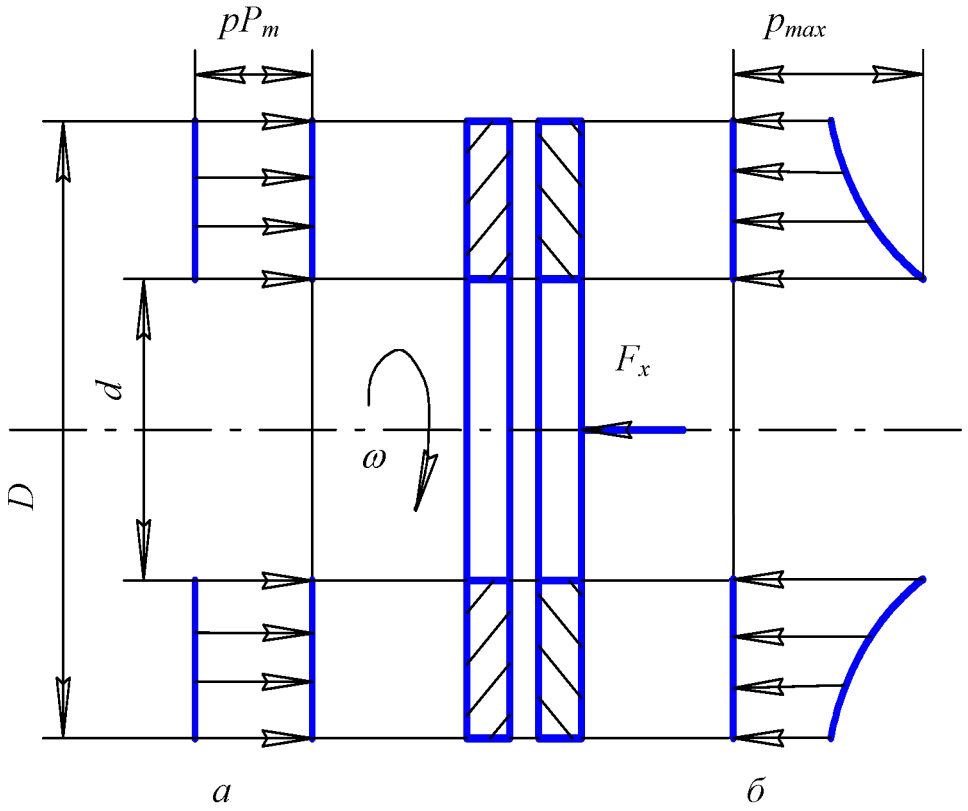


Рис.50. Распределение давления в фрикционной муфте:
а – до приработки; б – после приработки

При действии осевого усилия давление на поверхности дисков изменится от практически равномерного для новых дисков до неравномерного после приработки. Изнашивание поверхностей дисков носит характер механического изнашивания. В этой связи величину линейного износа можно определить по формуле

$$h=I_h \cdot S.$$

Интенсивность линейного изнашивания можно выразить формулой

$$I_h = k\frac{f \cdot p}{HB}.$$

Путь трения на окружности радиуса ρ будет равен $S = 2\pi \cdot \rho \cdot N_{об}$, где $N_{об}$ – число оборотов диска за время работы.

Тогда получим

$$h = 2\pi \cdot k \cdot \frac{f}{HB} p \cdot \rho \cdot N_{об}.$$

Таким образом, износ в период приработки увеличивается к наружной кромке диска. Условие равномерного изнашивания после приработки будет иметь вид $p\rho=const$.

Тогда можно записать

$$p \cdot \rho = p_{\max} \cdot \frac{d}{2}.$$

Отсюда

$$p = p_{\max} \cdot \frac{d}{2\rho}.$$

Нормальная нагрузка на элементарную площадку в виде кольца радиусом ρ и толщиной $d\rho$ будет равна

$$dF_n = p \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = \pi d p_{\max} \cdot d\rho.$$

Усилие прижатия дисков определим интегрированием

$$F_x = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} dF_n = \pi d p_{\max} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} d\rho = \frac{1}{2}\pi d p_{\max}(D-d).$$

Отсюда имеем: $$p_{\max} = \frac{2F_x}{\pi d(D-d)}.$$

Требуемое усилие прижатия дисков определяется из условия надежности сцепления, которое можно записать в виде:

$$T_f = K_{сц} T_{\max}$$

Здесь T_f - момент сил трения на поверхности дисков, T_{max} - максимальный передаваемый крутящий момент, $K_{сц}$ - коэффициент запаса по сцеплению.На рис.51 показан характер изменения момента, передаваемого фрикционной муфтой, где $t_в$ – время включения муфты.

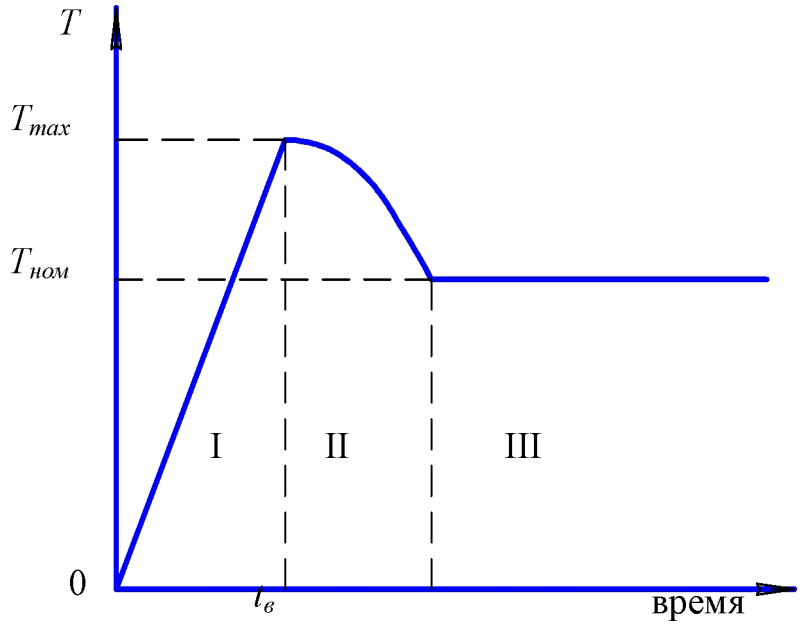


Рис. 51. Схема включения фрикционной муфты сцепления:I – зона разгона; II – переходная зона; III – зона работы

При этом максимальный момент T_{max} больше номинального значения момента $T_{ном}$. Его величина зависит от характеристик инерционных масс машины и ускорения при разгоне.

В период разгона имеет место скольжение дисков муфты и растет температура. В этой связи изменяются характеристики трения и изнашивания. Для упрощения расчётов принимаем постоянное значение коэффициента трения.

Касательные напряжения трения на поверхности определяются по формуле:

$$\tau = fp = fp_{\max}\frac{d}{2\rho}$$

Значение момента от сил трения на элементарной площадке в виде кольца радиусом ρ и толщиной $d\rho$ будет равно:

$$dT_f = \tau \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho \cdot \rho = \pi \cdot d \cdot f \cdot p_{\max} \cdot \rho \cdot d\rho .$$

Полное значение момента от сил трения на поверхностях дисков:

$$T_f = \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} dT_f = \pi d f p_{\max} \int_{\frac{d}{2}}^{\frac{D}{2}} \rho d\rho = \frac{1}{8}\pi \cdot d \cdot f \cdot p_{\max}(D^2 + d^2).$$

Подставив в полученную формулу выражение для $p_{\max}$, получим

$$T_f = \frac{1}{4} f F_x (D + d).$$

Из условия надежности сцепления найдем

$$F_x = \frac{4 K_{сц} T_{\max}}{f(D + d)}.$$

При упрощенных оценках износостойкости муфты после определения усилия F_x прижатия дисков определяется максимальное давление на поверхностях $p_{\max}$ и проверяется условие

$$p_{\max} \le [p].$$

При этом $[p]$ определяется опытом эксплуатации. Оценку долговечности фрикционной муфты можно сделать из условия

$$h \le [h].$$

Здесь h –толщина изношенного слоя,$[h]$ - допускаемая величина износа, определяемая толщиной фрикционных накладок или покрытия и конструкции муфты. Толщину изношенного слоя определим для режима равномерного износа после приработки поверхностей по приведённым ранее формулам. Как отмечалось выше, скольжение и изнашивание поверхностей муфты происходит преимущественно в период разгона при включении и остановки при выключении муфты. Принимаем, что условие прижатия дисков при включении муфты изменяется во времени линейно от нуля до F_x. Тогда в любой момент времени разгона усилие прижатия будет равно

$$F = F_x \frac{t}{t_в}.$$

Тогда соответствующее усилию F давление на поверхностях будет равно

$$p = p_{\max} \frac{t}{t_в}.$$

Текущее значение интенсивности линейного изнашивания:

$$I_h(t) = K \frac{f p_{\max}}{HB} \cdot \frac{t}{t_в}.$$

Путь трения за время dt будет равен

$$dS = V_s dt.$$

Принимаем, что скорость скольжения поверхностей изменяется линейно от V_1 до нуля, где V_1 – окружная скорость поверхности ведущего диска:

$$V_1 = \frac{d\omega}{2}.$$

Текущее значение скорости скольжения будет равно

$$V_s = \frac{d\omega}{2}(1 - \frac{t}{t_в}).$$

Тогда элементарное значение пути трения определяется по формуле

$$dS = \frac{d\omega}{2}(1 - \frac{t}{t_в})dt.$$

Величина износа за время dt будет равна

$$dh = I_h(t)dS = K \frac{f p_{\max}}{HB} \cdot \frac{d\omega}{2} \cdot \int_0^t \frac{t}{t_в}(1 - \frac{t}{t_в})dt = \frac{1}{12} K \frac{f p_{\max}}{HB} \cdot d\omega \cdot t_в.$$

По аналогии можно определить толщину изнашиваемого слоя при отключении муфты:

$$h_2 = \frac{1}{12} K \frac{f p_{\max}}{HB} d\omega \cdot t_0,$$

где t_0 – время отключения муфты.

За время эксплуатации толщина изнашиваемого слоя определяется по формуле

$$h = (h_1 + h_2) N_ц.$$

Здесь $N_ц$ – число циклов включения и выключения за время эксплуатации. Из условия $h \le [h]$ определяем ресурс муфты:

$$N_ц \le \frac{12[h]HB}{Kfp_{\max}d\omega(t_в + t_0)}.$$

Выразим значение $p_{\max}$ через величину момента $T_{\max}$:

$$p_{\max} = \frac{8K_{сц}T_{\max}}{\pi d(D^2 - d^2)}.$$

Величину $T_{\max}$ определяем в виде $T_{\max} = K_д T_{ном}$.

Тогда получим

$$N_ц \le \frac{12[h] \cdot HB \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{8K_{сц} \cdot K \cdot K_д \cdot (t_в + t_0) \cdot T_{ном} \cdot \omega}.$$

Обозначим: $P_m = \frac{4T_{ном} \cdot \omega}{\pi\left(D^2 - d^2\right)}$.

Здесь P_m - номинальная мощность привода, отнесённая к единице площади поверхности дисков муфты.

С учётом принятого обозначения получим

$$N_ц \le \frac{6[h]HB}{\pi \cdot K_{сц}KK_д P_m (t_в + t_0)}.$$

Полученная формула показывает, что ресурс фрикционной муфты зависит от характеристик материала поверхностей трения HB и K и инерционных характеристик машины $K_д$, $t_в$ и t_0.

Большое влияние на работоспособность фрикционной муфты сцеплением оказывает тепловыделение при трении. В связи с кратковременностью процесса включения муфт процесс нагрева поверхности носит нестационарный характер и здесь не рассматривается.

6.4. Расчет зубчатых передач

Расчеты зубчатых передач проводятся на контактную прочность боковых поверхностей и на изгиб в опасном сечении у ножки зуба. Эти расчеты являются наиболее развитыми и стандартизированными. Вместе с тем при определенных условиях могут наблюдаться разрушения поверхностей зубьев передач в виде изнашивания и заедания. Кроме того, опыт показывает, что контактная выносливость поверхностей зубьев зависит от толщины смазочных слоев, которые, в свою очередь, влияют на силы трения и напряженное состояние в контакте.

Расчет на изнашивание выполняется для открытых или тихоходных зубчатых передач в сельскохозяйственных, дорожных и других типах машин. Для расчета на изнашивание примем модель контакта, показанную на рис.52. Скорости поверхностей V_1 и V_2, а также радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 в контакте зубьев показаны на рис.53. Видно, что скорости скольжения и радиусы кривизны изменяются при перемещении точки контакта K по линии зацепления B_1B_2 .

При этом примем:

$B_1B_2 = a_w \cos\alpha_w$; $\rho_2 = a_w \cos\alpha_w - \rho_1$; $V_1 = \omega_1\rho_1$; $V_2 = \omega_2\rho_2$;

$\omega_1/\omega_2 = i$.

Здесь i – передаточное отношение передачи.

Как известно, при перемещении точки К по линии зацепления изменяется также и усилие F_n в контакте при двухпарном зацеплении, а также при переходе от двухпарного к однопарному зацеплению.

В связи с изложенным условия трения и интенсивность изнашивания зависят от положения точки контакта зубьев, поэтому характер износа различен на головке и на ножке зуба, как показано на рис.54. Как правило, оценку износа выполняют для нескольких характерных точек.

Для модели, приведенной на рис.52, рассмотрим изнашивание тела 1. Время прохождения зоны контакта любой точкой поверхности 1 будет равно $t_1 = \frac{2b}{V_1}$.

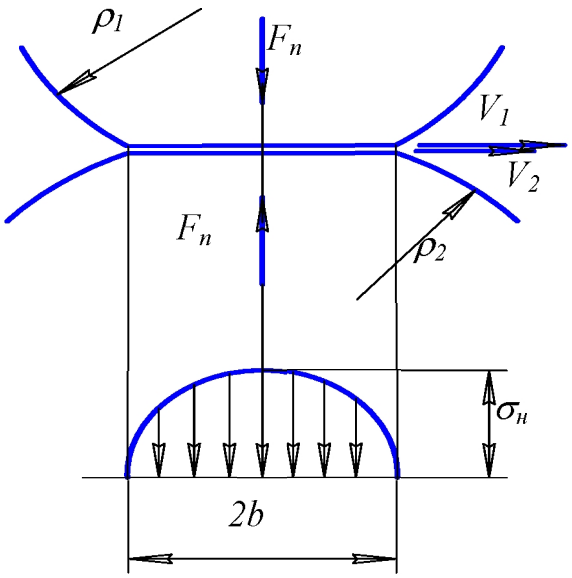


Рис.52. Модель контакта зубьев зубчатой передачи

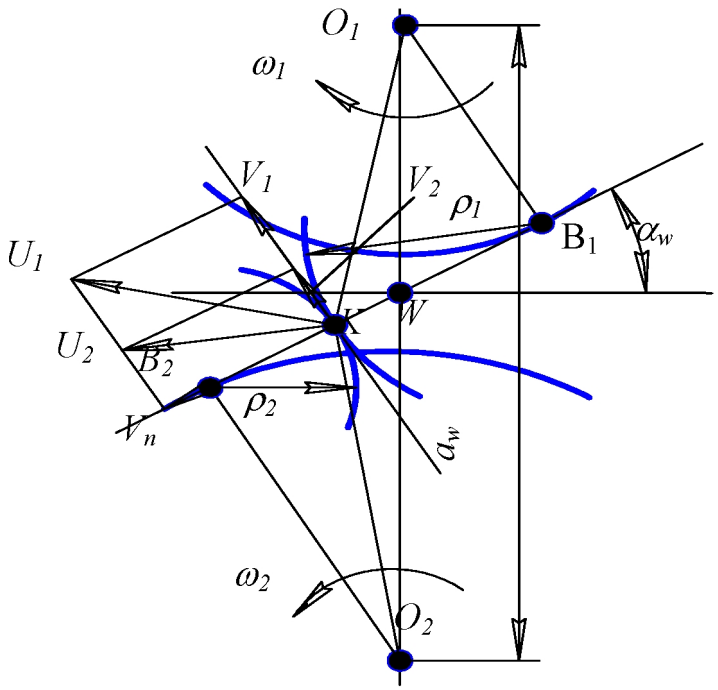


Рис.53. Скорости поверхностей в контакте зубьев прямозубой передачи

За это время путь трения скольжения определяется по формуле

$$S_{01} = V_s \cdot t_1 = 2b\frac{V_s}{V_1}.$$

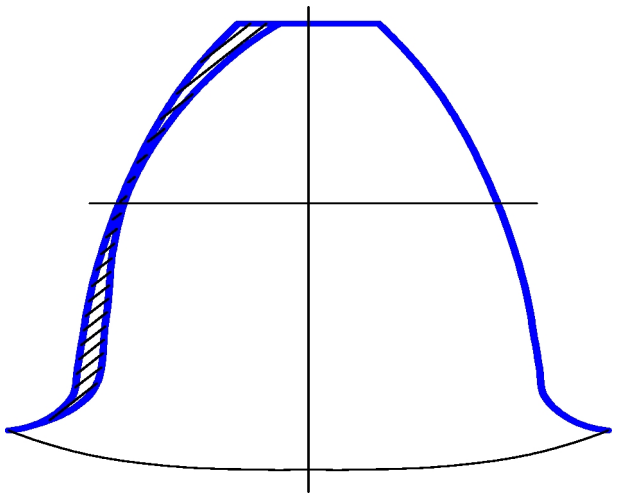


Рис. 54. Зоны износа боковой поверхности зуба

За время работы передачи путь трения для поверхности 1 будет равен $S_1 = S_{01} \cdot N_{ц1}$, где $N_{ц1}$ – число циклов нагружения зуба, определяемое по зависимости

$$N_{ц1} = 60c_1 n_1 t_h K_E.$$

Здесь c_1- число зацеплений зуба за один оборот колеса,определяемый конструкцией передачи; n_1-частота вращения колеса 1 в об./мин; t_h-время работы передачи в часах; K_E-коэффициент, учитывающий переменный характер нагружения передачи. Обозначив $L_h = t_h K_E$, получим

$$S_1 = 120b\frac{V_s}{V_1}c_1 n_1 L_h.$$

На основе экспериментальных исследований получено несколько формул для расчета интенсивности линейного изнашивания зубьев в различных условиях эксплуатации. Одна из них имеет вид

$$I_h = K\left(\frac{\sigma_H}{HB}\right)^{m1}\left(\frac{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}{h_0}\right)^{m2} \cdot \left(\frac{R * t^0}{Q}\right)^{m3}\left(\frac{\nu_{100}}{\nu}\right)^{m4}.$$

где R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профилей шероховатых поверхностей; h_0 – толщина смазочного слоя; $t°$ - температура поверхности; R – универсальная газовая постоянная; Q – теплота адсорбции смазочного материала; v_{100} и v– кинематическая вязкость масла при 100°С и при рабочей температуре; k, m_1,m_2, m_3,m_4 - экспериментальные коэффициенты.

Упрощая приведенную формулу, примем

$$I_h = K_0 \cdot \left(\frac{\sigma_H}{HB}\right)^{m_1}.$$

По результатам экспериментов $m_1 \approx 1$, тогда для поверхности 1 получим

$$I_{h1} = K_1 \cdot \frac{\sigma_H}{HB_1}.$$

Толщина изношенного слоя на поверхности 1 будет равна

$$h_1 = I_{h1} \cdot S_1 = 120 K_1 \cdot \frac{\sigma_H}{HB_1} \cdot b \frac{V_s}{V_1} c_1 n_1 L_h.$$

По формуле Герца

$$\sigma_H = \frac{2q}{\pi b},$$

где $q = F_n / l$, где l – длина линии контакта.

После замены и сокращений получим

$$h_1 = \frac{240}{\pi} K_1 \cdot \frac{q}{HB_1} \cdot \frac{V_s}{V_1} c_1 n_1 L_h.$$

Формулу для расчета толщины изношенного слоя на поверхности 2 получим аналогично:

$$h_2 = \frac{240}{\pi} K_2 \cdot \frac{q}{HB_2} \cdot \frac{V_s}{V_2} c_2 n_2 L_h.$$

Критерий работоспособности зубчатой передачи по изнашиванию имеет вид $h_1 + h_1 \le [h]$.

Допускаемое значение суммарной толщины износа устанавливается с учетом требований кинематической точности, динамических и виброакустических характеристик передачи. По критерию работоспособности можно определить долговечность передачи по изнашиванию:

$$L_h \le \frac{\pi[h]}{240q\left(\frac{K_1}{HB_1}\cdot\frac{V_s}{V_1}c_1n_1 + \frac{K_2}{HB_2}\cdot\frac{V_s}{V_2}c_2n_2\right)}.$$

Анализ полученной формулы показывает, что для повышения ресурса передачи необходимо прежде всего повышение твердости HB_1 и HB_2 поверхностей. Кроме того, коэффициенты K_1 и K_2 включают в себя характеристики смазочного слоя и смазочного материала. В этой связи необходимо применять масла с высокой вязкостью и обладающие высокой способностью образовывать граничные смазочные пленки. Выбором оптимальных условий смазывания передач можно практически исключить изнашивание боковых поверхностей зубьев.

Анализ формул для расчета величин износа h_1 и h_2 показывает, что изнашиваются прежде всег отстающие поверхности ($V_2 < V_1$). В этой связи приобретает значение формирование оптимального профиля зубьев за счет нарезания со смещением, позволяющее уменьшить величину скорости скольжения Vs в наиболее опасных точках у ножки зуба ведущего колеса.

Контактно - гидродинамический расчет зубчатых передач позволяет определить толщину смазочного слоя в контакте зубьев и оценить возможность исключения механического изнашивания.

Рассмотрим порядок расчета прямозубой цилиндрической передачи. Для расчета воспользуемся приведенной ранее формулой Коднира–Васина для линейного контакта:

$$\frac{h_0}{\rho_{np}} = \frac{1{,}864\cdot P_S^{0.723}P_u^{0.558}P_N^{0.167}}{K_1}.$$

Здесь $K_1 = 1 + P_T^{0.65} \lg\left(0.9 P_S^{0.114} P_u^{0.285} P_N^{0.0855}\right)$; $P_S = \dfrac{\mu_o U_\Sigma}{E_{np}\rho_{np}}$;

$$P_u = \alpha E_{np};\ P_N = \frac{E_{np}\rho_{np}}{q_n};\ P_T = \frac{\mu_o \beta V_1^2}{\lambda_m}.$$

При этом величины, входящие в состав безразмерных параметров, определяются по формулам

$$U_\Sigma = V_1 + V_2;\ \rho_{np} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2};\quad q_n = \frac{F_n}{b_w}\cdot K_H.$$

Здесь V_1 ,V_2, ρ_1, ρ_2 - определяются как показано ранее, в зависимости от положения контакта зубьев, а коэффициент нагрузки $K_\text{н}$ – по рекомендациям стандартов на расчет зубчатых передач; b_w – ширина зубчатого венца колеса.

При расчетах толщины смазочного слоя характеристики масла $\mu_0, \alpha, \lambda_m, \beta$ - определяются в зависимости от температуры масла, подаваемого в зацепление, или от средней температуры зубчатых колес.

Наибольший интерес представляют значения толщины смазочного слоя в характерных точках зацепления, показанных на рис.55. Такими точками являются: W – полюс зацепления, ρ_1 и ρ_2 – точки входа и выхода зубьев из зацепления, C_1 и C_2 – точки начала и конца зоны однопарного зацепления.

В полюсе зацепления:

$$V_1 = V_2 = \frac{d_{w1}\omega_1}{2}\sin\alpha_w;\ \rho_1 = \frac{d_{w1}}{2}\sin\alpha_w;\ \rho_2 = i\rho_1;$$

$$\rho_{np} = \frac{d_{w1} i \sin\alpha_w}{2(i \pm 1)};\qquad F_n = \frac{2T_1}{d_{w1}\cos\alpha_w}.$$

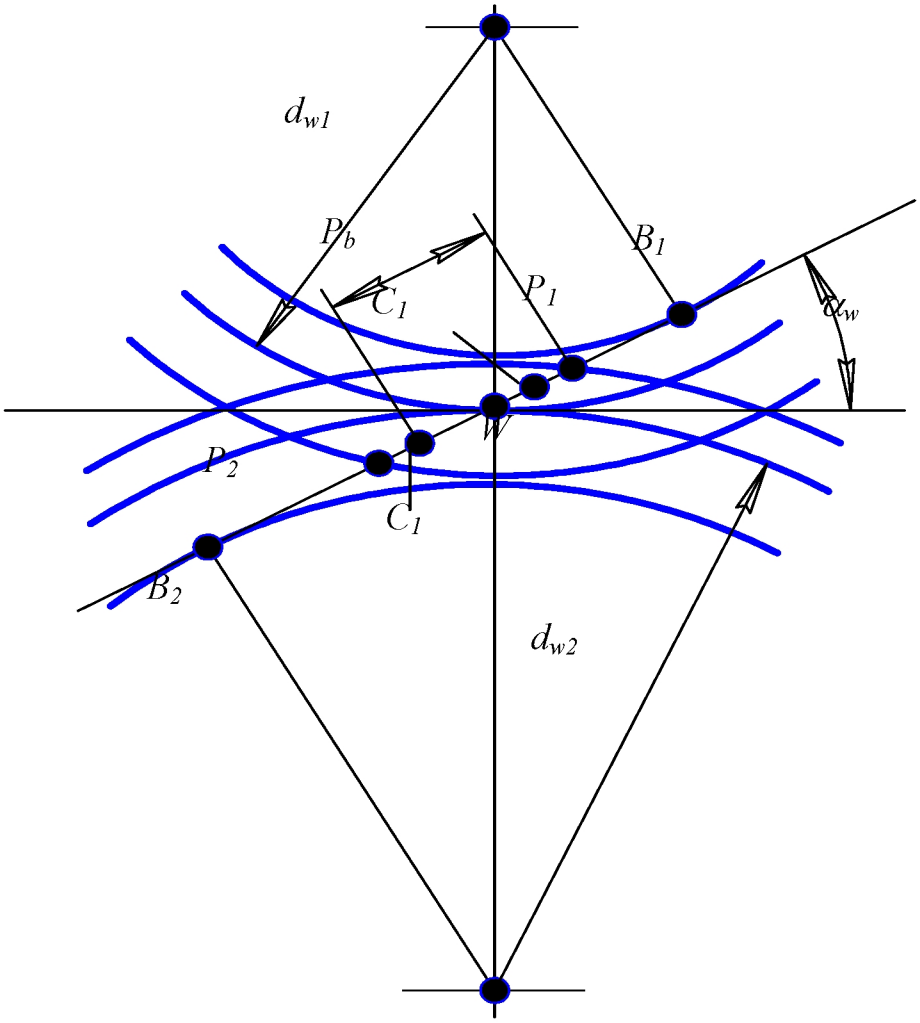


Рис. 55. Геометрия рабочего участка линии зацепления

При этом V_s =0 и толщина смазочного слоя имеет максимальное значение. Изменение толщины смазочного слоя по длине рабочего участка линии зацепления показано на рис.56.

Для наиболее распространенных условий эксплуатации авиационных зубчатых передач толщина смазочного слоя в полосе зацепления имеет порядок 0,5...2,0 мкм. Оценку режима смазывания можно выполнить по отношению, предложенному Тальяном:

$$\lambda = \frac{h_o}{\sqrt{R_{a1}{}^2 + R_{a2}{}^2}}.$$

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что режим практически безызносной работы имеет место при λ>3...3,5 .

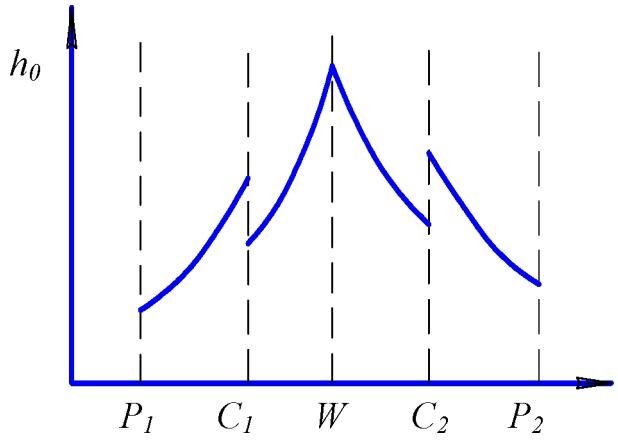


Рис. 56. Изменение толщины смазочного слоя по длине линии зацепления

В точках у вершины и ножки зуба $Vs \neq 0$, поэтому здесь возникает значительное тепловыделение, оказывающее влияние на толщину смазочного слоя. Вследствие тепловыделения в тяжело нагруженных передачах возможно заедание поверхностей.

Расчеты на заедание выполняются в характерных точках зацепления. Наиболее распространенным критерием заедания является температурный критерий Блока:

$$t^0 = t_0{}^0 + \Delta t^0 \leq \left[t^0_{крит}\right].$$

При этом приращение температуры в контакте определяется по формуле

$$\Delta t^0 = \frac{0{,}83 f q_n V_s}{\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 V_1} + \sqrt{\lambda_2 \gamma_2 c_2 V_2}} \cdot \sqrt[4]{\frac{\pi E_{np}}{8 q_n \rho_{np}}}.$$

где λ, γ, c - теплофизические характеристики материалов зубчатых колес 1 и 2 соответственно. Коэффициент трения f может быть определен по формуле Дроздова, приведенной ранее.

На рис.57 показано изменение температуры поверхности зубьев в различных точках контакта по длине линии зацепления. Эксперименты показывают, что заедание возникает преимущественно в точках C_1 и C_2 перехода от двухпарного к однопарному зацеплению в передаче.

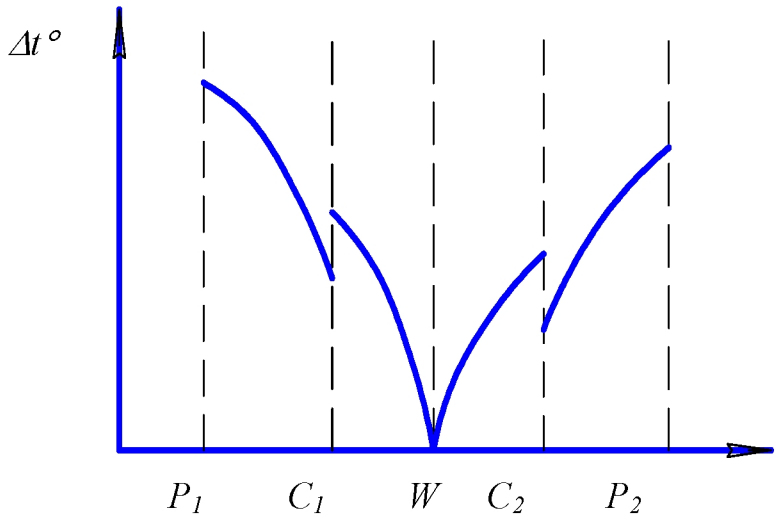


Рис. 57. Изменение температуры поверхностей по длине линии зацепления

Так как заедание связано с условиями существования в контакте сплошного смазочного слоя, Дроздовым предложен контактно – гидродинамический критерий заедания в виде

$$K_{кг} = K\left(\frac{\rho_{np}}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}}\right)\left(\frac{\mu_0 U_\Sigma}{q_n}\right)^{0.7}\left(\frac{\alpha q_n}{\rho_{np}}\right)^{0.6}\left(\frac{\lambda_m}{\beta\mu_0 V_s^2 P_e^{0.5}}\right)^e \le 1.$$

Здесь R_{a1} и R_{a2} – средние квадратичные отклонения профилей шероховатых поверхностей; $U_\Sigma = V_1 + V_2$; $Vs = V_1 - V_2$; ρ_{np} и q_n - приведенный радиус и нагрузка на единицу длины линии контакта зубьев, определяемые как показано ранее; $\mu_0, \alpha, \lambda_m, \beta$ - характеристики вязкости и теплопроводности смазки; P_e – среднее значение числа Пекле.

Характеристика вязкости смазки определяется зависимостью вязкости от давления и температуры по формуле

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{\alpha p - \beta\left(t^0 - t_0^0\right)}.$$

Среднее значение числа Пекле определяется по соотношению

$$P_e = \frac{1}{2}\left(P_{e1} + P_{e2}\right).$$

Здесь $P_{e1} = \dfrac{bV_1}{a_1}$; $P_{e2} = \dfrac{bV_2}{a_2}$.

При этом $a_1 = \frac{\lambda_1}{\gamma_1 c_1}$; $a_2 = \frac{\lambda_2}{\gamma_2 c_2}$.

Значения коэффициента k и показателя степени e определяются экспериментально. По результатам опытов для зубчатых передач k=1…3, e=0,25…0,35.

6.5. Расчет подшипников скольжения сухого и полужидкостного трения

При малых скоростях вращения, в неустановившихся режимах работы и при недостаточной или отсутствующей жидкой смазке в подшипниках не реализуется гидродинамический режим трения.

В этих случаях возможно изнашивание рабочих поверхностей, задиры и усталостные разрушения антифрикционного слоя.

В качестве антифрикционных материалов в подшипниках скольжения применяются баббиты, бронзы, латуни, некоторые марки чугунов, полимерные материалы и металлокерамика. В ряде случаев антифрикционный слой образуется покрытием поверхностей трения.

Различают прямую пару трения, в которой антифрикционный слой формируется на неподвижной поверхности, и обратную пару трения, если антифрикционный слой – на подвижной поверхности.

Для подшипников сухого и полужидкостного трения оценка работоспособности обычно выполняется по соотношениям

$$p \le [p] \text{ или } pV_s \le [pV].$$

где p – давление в контакте, Vs – скорость скольжения.

Допускаемые значения $[p]$ и $[pV]$ определяются экспериментально.

Расчет распределения давления в радиальном подшипнике в приближенной постановке выполним при следующих допущениях:

– подшипник беззазорный;

– распределение давления подчиняется зависимости $p=p_{max}\cos\varphi$;

– касательное напряжение на поверхности от сил трения равно $\tau=fp$.

Схема сил, действующих на вал в подшипнике скольжения, приведена на рис.58.

Силы, действующие на элементарной полоске контакта, равны

$$dF_n = p\frac{d}{2}ld\varphi \text{ и } dF_f = fdF_n.$$

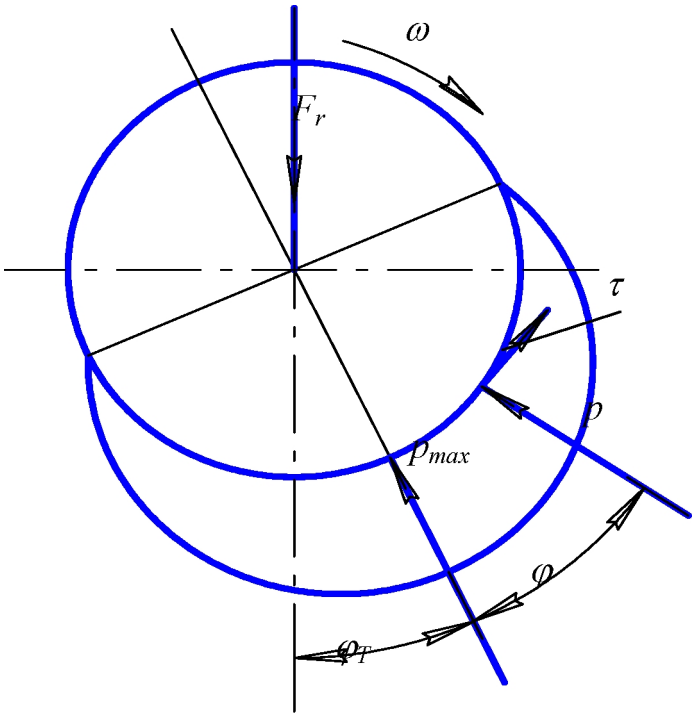


Рис.58. Эпюра давления в беззазорном подшипнике скольжения

Условия равновесия вала имеют вид

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_n \sin(\varphi_T+\varphi) - \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_n \cos(\varphi_T+\varphi) = 0;$$

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_n \cos(\varphi_T+\varphi) + \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF_n \sin(\varphi_T+\varphi) = F_r.$$

После подстановки выражений для p, dF_n и dF_f и преобразований получим

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \sin(\varphi_T + \varphi) d\varphi - f \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \cos(\varphi_T + \varphi) d\varphi = 0;$$

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \cos(\varphi_T + \varphi) d\varphi + f \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \sin(\varphi_T + \varphi) d\varphi = \frac{2p_m}{p_{\max}}.$$

где $p_m = \frac{F_r}{dl}$ - среднее давление в подшипнике.

Значения интегралов:

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \sin(\varphi_T + \varphi) d\varphi = \frac{\pi}{2} \sin\varphi_T \; ; \; \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \cos(\varphi_T + \varphi) d\varphi = \frac{\pi}{2} \cos\varphi_T .$$

Тогда из условия равновесия вала по линии, перпендикулярной к линии действия нагрузки, получим $tg\varphi_T = f$.

Следовательно φ_T - угол трения.

Условия равновесия вала по линии действия радиальной

нагрузки запишется в виде

$$\frac{\pi}{2} \cos\varphi_T + tg\varphi_T \cdot \frac{\pi}{2} \sin\varphi_T = \frac{2p_m}{p_{\max}}.$$

Тогда

$$p_{\max} = \frac{4\cos\varphi_T}{\pi} p_m = \frac{4p_m}{\pi\sqrt{1+f^2}}.$$

Таким образом, с учетом сил трения центр вала в подшипнике скольжения смещается по линии действия нагрузки и в сторону, противоположную направлению вращения. Это подтверждается экспериментально по расположению зоны максимального износа вкладыша подшипника прямой пары трения, показанной на рис. 59.

Уточненный расчет распределения давления в подшипнике скольжения с учетом геометрии подшипника, нагрузки и упругих характеристик контактирующих тел выполняется на основе решения контактной задачи о сжатии двух цилиндров внутреннего касания при почти одинаковых радиусах кривизны.

Основные геометрические характеристики радиального подшипника скольжения показаны на рис.60.

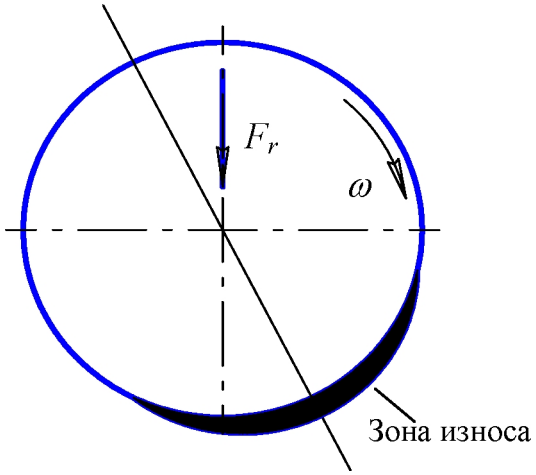


Рис.59. Положение зоны износа вкладыша подшипника скольжения (прямая пара трения)

В качестве номинального размера принимается диаметр шипа вала *d*. Вводится характеристика *g* – диаметральный зазор подшипника: *g=D-d*.

В расчете используется относительная величина $\psi = \frac{g}{d}$.

Здесь ψ – относительный диаметральный зазор. В реальных подшипниках $\psi \sim 10^{-3}$.

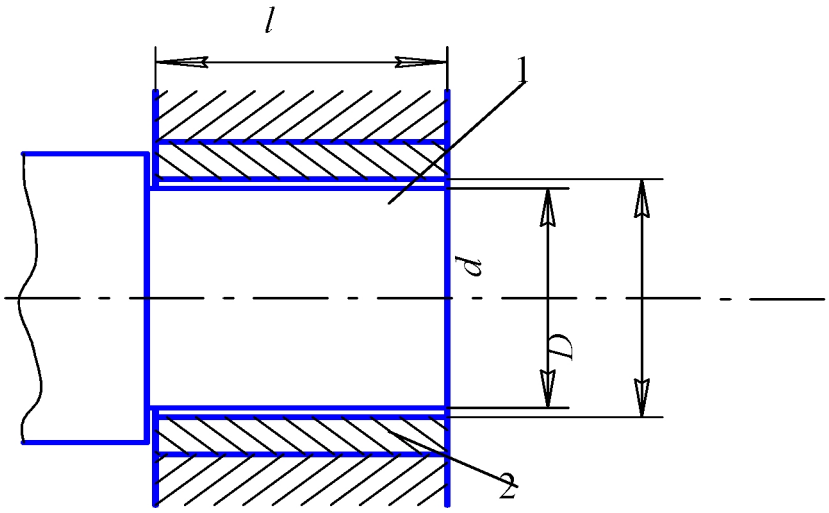


Рис.60. Основные размеры радиального подшипника скольжения: 1-вал; 2- вкладыш подшипника

При уточненном расчете вводится характеристика β - коэффициент нагруженности подшипника:

$$\beta = \frac{2p_m}{\pi\psi E_{np}},$$

где $E_{np} = \dfrac{2}{\dfrac{1-\varepsilon_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\varepsilon_2^2}{E_2}}$.

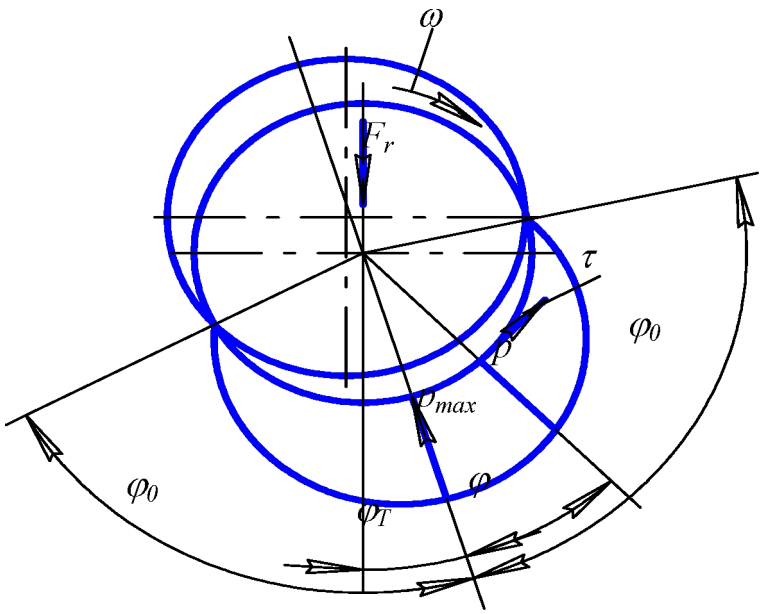


Рис. 61. Распределения давления в подшипнике скольжения

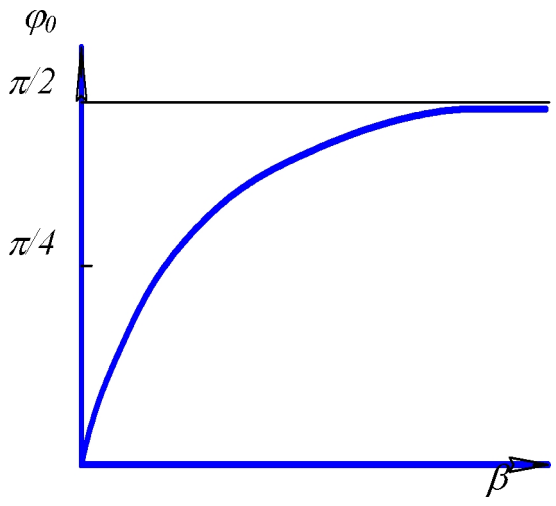


Рис. 62. Зависимость угла давления в подшипнике скольжения от коэффициента нагруженности

Распределение давления в подшипнике с учетом диаметрального зазора показано на рис.61. Зависимость величины угла зоны давления от коэффициента нагруженности показана на рис. 62.

Принимая распределение давления по формуле Герца

$$p = p_{\max}\sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2},$$

получим

$$p_{\max} = \frac{4\cos\varphi_T}{\pi}\cdot\frac{p_m}{\sin\varphi_0};$$

$$\sin\varphi_0 = 2\sqrt{\beta}.$$

После преобразований получим

$$p_{\max} = \cos\varphi_T\sqrt{\frac{2}{\pi}\psi p_m E_{np}}$$

Обычно принимают $\cos\varphi_T \approx 1$.

Расчет изнашивания подшипника скольжения рассмотрим, принимая, что износ подшипника определяется износом только антифрикционного слоя-вкладыша или покрытия. Для расчета толщины изношенного слоя используем упрощенную формулу интенсивности линейного изнашивания в виде

$$I_h = K\cdot p^m,$$

где K - коэффициент, зависящий от свойств материала вала и вкладыша и условий смазывания; m-экспериментальный показатель. По результатам экспериментов m=1…4. Примем для расчетов m=2, тогда

$$I_h = K\cdot p^2.$$

Ранее получено:

$$p = p_{\max}\sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2} = \cos\varphi_T\sqrt{\frac{2}{\pi}\psi p_m E_{np}\left[1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2\right]}.$$

Тогда

$$I_h = \frac{2K\cos^2\varphi_T}{\pi}\psi p_m E_{np}\left[1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2\right].$$

Необходимо отметить, что при изнашивании изменяются геометрические характеристики и угол зоны давления φ_0. В этой связи величина интенсивности изнашивания I_h также изменяется. Для упрощения задачи примем постоянной величину I_h во времени. Это приблизительно соответствует начальному периоду изнашивания.

Расчет изнашивания прямой пары трения производится для точки с максимальными давлениями. Ресурс подшипника определяется соотношением

$$h_{\max} \le [h].$$

Допускаемая величина [h] определяется, как правило, толщиной антифрикционного вкладыша. Толщина изношенного слоя в точке максимума давления

$$h_{\max} = I_{h\max} \cdot S.$$

Интенсивность линейного изнашивания при φ=0 будет равна

$$I_{h\max} = \frac{2K\cos^2\varphi_T}{\pi}\psi p_m E_{np}.$$

Путь трения за один оборот вала равен $S_1 = \pi d$.

За время работы t_h число циклов нагружения подшипника

$$N_ц = 60 \cdot n t_h K_E.$$

Здесь n- частота вращения вала в об/мин.

Принимая $L_h = t_h K_E$, получим:

$$S = 60\pi d n L_h.$$

Тогда

$$h_{\max} = 120K\cos^2\varphi_T \psi p_m dnE_{np}L_h.$$

Для вращающегося вала и неподвижного вкладыша скорость скольжения равна

$$V_S = \frac{\pi dn}{60\cdot 1000}.$$

С использованием этого выражения получим

$$h_{\max} = \frac{7.2}{\pi}\cdot 10^6 K\cos^2\varphi p_m V_S E_{np} L_h \le [h].$$

Тогда ресурс подшипника

$$L_h \le \frac{\pi[h]}{7.2\cdot 10^6 K\cos^2\varphi_T \psi p_m V_S E_{np}}.$$

Расчет изнашивания обратной пары трения производится для случая, когда антифрикционное покрытие наносится на вращающийся вал или когда вращается вкладыш относительно неподвижной оси (например, подшипники колес транспорта).

Износ антифрикционного слоя в обратной паре трения практически равномерный. В то же время при прохождении точки поверхности через зону давления изменяются величина давления и интенсивность изнашивания.

Длина элементарного пути трения равна

$$dS = \frac{d}{2}d\varphi.$$

Толщина изношенного слоя при прохождении элементарного пути трения

$$dh = I_h dS = \frac{K\cos^2\varphi_T}{\pi}\psi p_m dE_{np}\left[1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2\right]d\varphi.$$

Толщина изношенного слоя при однократном прохождении зоны давления определится интегрированием:

$$h_1 = \frac{2K\cos^2\varphi_T}{\pi}\psi p_m dE_{np}\int_0^{\varphi_0}\left[1-\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2\right]d\varphi.$$

После интегрирования получим

$$h_1 = \frac{4K\cos^2\varphi_T}{3\pi}\psi p_m dE_{np}\varphi_0.$$

За время работы t_h толщина изношенного слоя будет равна

$$h_{обр.} = 40K\cos^2\varphi_T\psi p_m dnE_{np}\frac{2\varphi_0}{\pi}\cdot L_h.$$

С использованием выражения для скорости скольжения

$$h_{обр} = \frac{2.4}{\pi}\cdot 10^6 K\cos^2\varphi_T\psi p_m V_S E_{np}\cdot\frac{2\varphi_0}{\pi}\cdot L_h \le [h].$$

Тогда ресурс подшипника

$$L_h \le \frac{\pi[h]}{2.4\cdot 10^6 K\cos^2\varphi_T\psi p_m V_S E_{np}\cdot\left(\frac{2\varphi_0}{\pi}\right)}.$$

Рассмотрим отношение величин износа прямой и обратной пар трения:

$$\frac{h_{\max}}{h_{обр}} = \frac{7.2}{2.4}\cdot\frac{\pi}{2\varphi_0} = \frac{3\pi}{2\varphi_0}.$$

При $\varphi_0 \le \frac{\pi}{2}$ имеем $\frac{h_{\max}}{h_{обр}} \ge 3$.

Необходимо отметить, что по мере износа прямой пары трения угол φ_0 несколько увеличивается, а давление $p_{\max}$ уменьшается. В то же время по мере износа обратной пары трения угол φ_0 уменьшается, а давление $p_{\max}$ увеличивается. Однако износ подшипников с обратной парой трения остается меньшим по сравнению с прямой парой трения. Вместе с тем необходимо учитывать технологические трудности формирования антифрикционного слоя на наружной поверхности вала и возможность усталостного разрушения материала при циклическом его нагружении.

Тепловой расчет подшипника выполняется при повышенных скоростях вращения, а также вкладышей из легкоплавких и полимерных материалов.

Касательные напряжения на поверхности контакта определяются, как показано ранее, по формуле

$$\tau = fp \quad .$$

Значение силы трения на элементарной полоске контакта равно

$$dF_f = \tau \frac{d}{2} \cdot d\varphi \cdot l .$$

Момент от сил трения на элементарной полоске

$$dT = dF_f \cdot \frac{d}{2} .$$

Подставив значение нормального давления, получим

$$dT = \frac{1}{4} f p_{\max} d^2 l \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2}\, d\varphi .$$

Полное значение момента от сил трения в подшипнике получим интегрированием:

$$T_f = 2 \int_0^{\varphi_0} dT = \frac{1}{2} f p_{\max} d^2 l \int_0^{\varphi_0} \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2}\, d\varphi .$$

После интегрирования и преобразований получаем формулы для расчета момента силы трения:

$$T_f = \frac{\pi \varphi_0}{8} f p_{\max} d^2 l ; \quad T_f = \frac{\varphi_0}{2 \sin \varphi_0} f p_m d^2 l ; \quad T_f = \frac{\varphi_0}{\sin \varphi_0} f F_r \frac{d}{2} .$$

Последняя формула обычно применяется в виде $T_f = fF_r \, d/2$, что дает незначительную погрешность при $\varphi_0 < 30^0$. С

увеличением φ_0 погрешность возрастает. При $\varphi_0 \cong 90^0$ точное значение момента сил трения в *1,57* раза больше приближенного.

Мощность трения в подшипнике определяется по формуле

$$P_f = T_f \omega .$$

Подставив значение T_f, после преобразований получим

$$P_f = \frac{\varphi_0}{\sin \varphi_0} f p_m V_s dl;$$

$$P_f = \frac{\varphi_0}{\sin \varphi_0} f F_r V_s .$$

где $V_s = \frac{d\omega}{2}$ - скорость скольжения.

Мощность трения определяет тепловыделение в подшипнике и температуру в зоне трения.

Как правило, проверку теплового режима производят по мощности трения, отнесенной к единице поверхности трения:

$$P_m = \frac{P_f}{\varphi_0 dl} .$$

После подстановки получим формулу для проверки теплового режима:

$$P_m = \frac{f p_m V_s}{\sin \varphi_0} \le [P_m].$$

На практике проверку теплового режима производят упрощенно по формуле

$$p_m V_s \le [pV].$$

Допустимое значение $[pV]$ устанавливается экспериментально.

6.6. Расчет гидродинамического подшипника скольжения

Расчет гидродинамического подшипника скольжения выполняется как проверочный. Исходными данными для расчета являются геометрические характеристики подшипника, нагрузка, частота вращения и вязкостные характеристики смазочного материала. Целью расчета является определение минимальной толщины смазочного слоя, потерь мощности, расхода смазочного материала и температуры смазки.

Рассмотрим расчет толщины смазочного слоя в радиальном подшипнике скольжения при следующих допущениях:

- отсутствуют деформации поверхностей трения;
- вязкость смазки постоянна как поперек, так и по длине смазочного слоя;
- отсутствует боковое истечение смазки из зоны трения.

Под действием нагрузки и потока масла центр вала в подшипнике смещается по направлению нагрузки и в сторону по направлению вращения, как показано на рис. 63.

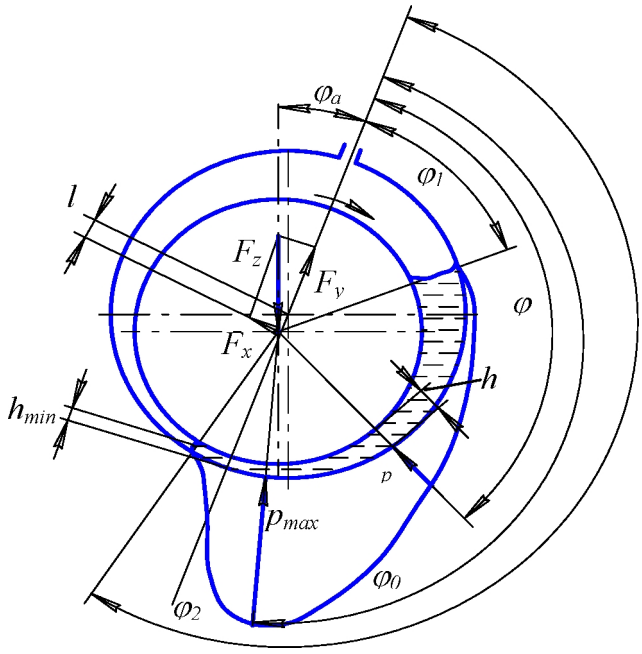


Рис. 63. Схема нагружения гидродинамического подшипника скольжения

Масло обычно подается в область максимальных зазоров и увлекается поверхностью вала в клиновой зазор между валом и вкладышем.

Координата сплошного смазочного слоя φ_1 определяется количеством поступающего в подшипник масла. Течение

смазочной жидкости в зазоре описывается уравнением Рейнольдса в виде

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu V \frac{h - h_0}{h^3},$$

где p – давление в смазочном слое, μ - динамическая вязкость смазки, V – скорость поверхности вала, h – текущее значение толщины смазочного слоя, h_0 – толщина смазочного слоя в точке максимума давления P_{max}, x – текущее значение координаты смазочного слоя.

Окружная скорость поверхности вала равна

$$V = \frac{d\omega}{2},$$

где d – диаметр вала, ω - угловая скорость.

Линейная координата в смазочном слое определяется по формуле $x = \frac{d}{2}\varphi$, где φ - угловая координата.

Тогда $dx = \frac{d}{2}d\varphi$.

Если смещение центра вала относительно центра вкладыша $e<<d$, то текущее значение толщины смазочного слоя в подшипнике можно определить по зависимости

$$h = \frac{g}{2} + e \cdot \cos\varphi,$$

где g – диаметральный зазор в подшипнике.

Полученную формулу приведем к виду

$$h = \frac{g}{2}(1 + \chi \cos\varphi).$$

Здесь χ - относительный эксцентриситет в подшипнике, определяемый отношением $\chi = \frac{2e}{g}$.

Необходимо отметить, что при отсутствии деформаций поверхностей $\chi = 0\ldots1{,}0$.

По аналогии можно получить:

$$h_0 = \frac{g}{2}(1 + \chi \cos\varphi_0);$$

$$h_{\min} = \frac{g}{2}(1 - \chi).$$

С учетом полученных формул уравнение Рейнольдса приводится к виду

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\mu \frac{d^2\omega}{g^2} \cdot \frac{\chi(\cos\varphi_0 - \cos\varphi)}{(1+\chi\cos\varphi)^3}.$$

Относительный диаметральный зазор в подшипнике определяется отношением $\psi = g/d$.

Тогда окончательно получим

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\frac{\mu\omega}{\psi^2} \cdot \frac{\chi(\cos\varphi_0 - \cos\varphi)}{(1+\chi\cos\varphi)^3}.$$

Давление в смазке в точке с координатой φ получим интегрированием:

$$p = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp = 6\frac{\mu\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_0)}{(1+\chi\cos\varphi)^3} d\varphi.$$

Обозначим: $I = \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_0)}{(1+\chi\cos\varphi)^3} d\varphi$.

Тогда $p = 6\frac{\mu\omega}{\psi^2} I$.

Нагрузка на элементарную полоску в зоне трения равна

$$dF_n = p\frac{d}{2} d\varphi l = p\frac{dl}{2} d\varphi.$$

Рассмотрим условия равновесия вала:

$$F_x = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dF_n \sin\varphi = \frac{dl}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p\sin\varphi d\varphi;$$

$$F_y = -\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dF_n \cos\varphi = -\frac{dl}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p\cos\varphi d\varphi; \quad F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}.$$

Граничными условиями при интегрировании являются:

при $\varphi = \varphi_1$ имеем $p = 0$;

при $\varphi=\varphi_2$ имеем $p=0$ и $\frac{dp}{d\varphi}=0$.

Необходимо отметить, что при $\varphi=\varphi_0$ также $\frac{dp}{d\varphi}=0$, следовательно, $cos\varphi_0= cos\varphi_2$.

Угол между линией действия радиальной нагрузки и линией центров в подшипнике определяется из уравнения

$$tg\varphi_a = {F_x}/{F_y}\,.$$

Подставив в уравнение равновесия выражение для текущего значения давления, после преобразований получим

$$F_z = \frac{dl}{2}\cdot 6\frac{\mu\omega}{\psi^2}\sqrt{I_x^2+I_y^2}\,.$$

Здесь

$$I_x = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi}\frac{\chi(\cos\varphi-\cos\varphi_2)}{(1+\chi\cos\varphi)^3}d\varphi\right]\sin\varphi d\varphi;$$

$$I_y = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\left[\int_{\varphi_1}^{\varphi}\frac{\chi(\cos\varphi-\cos\varphi_2)}{(1+\chi\cos\varphi)^3}d\varphi\right]\cos\varphi d\varphi.$$

Приведем уравнение равновесия к виду

$$\frac{F_r}{dl}\cdot\frac{\psi^2}{\mu\omega} = 3\sqrt{I_x^2+I_y^2}$$

или

$$\frac{p_m\psi^2}{\mu\omega} = 3\sqrt{I_x^2+I_y^2}\,.$$

Правая часть уравнения является функцией лишь одной неизвестной – относительного эксцентриситета χ. (Координаты φ_1 и φ_2 определяются из граничных условий). Поэтому она может быть заранее рассчитана и дана в виде таблиц или графиков, приведенных на рис. 64.

Левую часть обозначим S_0 – число Зоммерфельда:

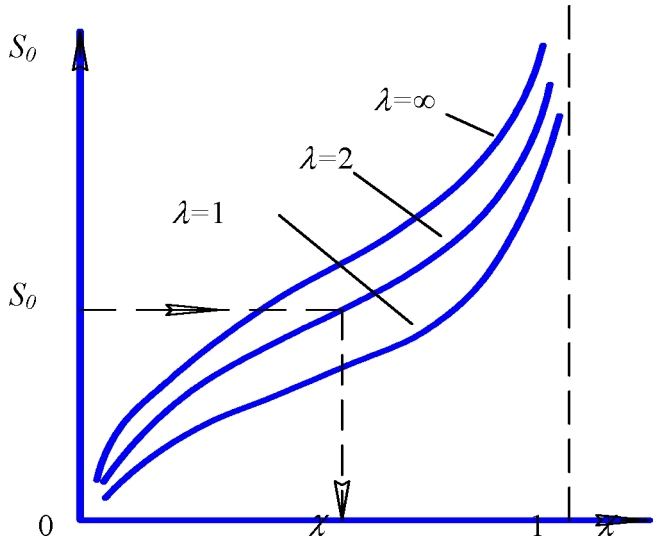


Рис. 64. Зависимость относительного эксцентриситета подшипника скольжения от числа Зоммерфельда

$$S_0 = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega}.$$

Иногда это отношение называют коэффициентом нагруженности.

Если подшипник имеет конечное значение длины, то будет иметь место вытекание смазки в торцы подшипника. В этом случае распределение давления по длине подшипника будет иметь вид, показанный на рис.65.

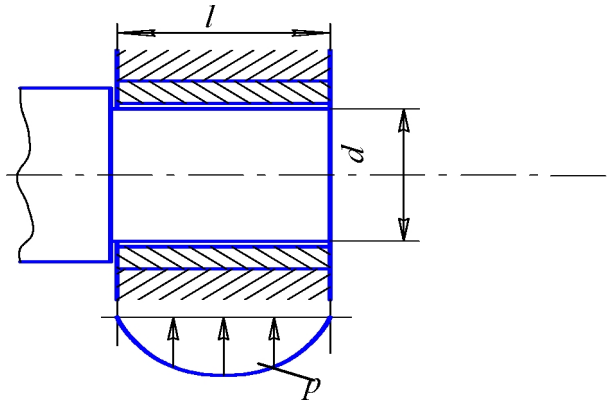


Рис. 65. Распределение давления по длине гидродинамического подшипника

Тогда на графике зависимости относительного эксцентриситета от числа Зоммерфельда можно привести

семейство кривых для различных значений отношения $\lambda = l/d$ (рис. 64).

С использованием заранее построенных графиков легко находится величина относительного эксцентриситета (см. рис. 64). После этого определяется значение минимальной толщины смазочного слоя по приведенной ранее формуле и выполняется проверка работоспособности подшипника по соотношению

$$h_{\min} \geq [h] = (R_{z_1} + R_{z_2})S_h .$$

Здесь R_{z_1} и R_{z_2} - максимальные значения высот микронеровностей вала и вкладыша; S_h – запас надежности по толщине смазочного слоя, зависящий от требований безопасности и условий работы подшипника (перекосы, динамические нагрузки и т. п.).

Необходимо отметить, что при расчете толщины смазочного слоя динамическая вязкость смазки μ определяется в зависимости от температуры смазочного слоя.

Потери на трение и тепловыделение в гидродинамическом подшипнике определяются касательными напряжениями сдвига в смазочном слое.

Как показано выше:

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial y}.$$

При этом

$$u = \frac{1}{2\mu}\frac{dp}{dx}(y^2 - hy) + \frac{V_1 - V_2}{h}y + V_1.$$

В подшипнике скольжения $V_1 = V = \frac{d\omega}{2}$; $V_2 = 0$.

Тогда

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu}\frac{dp}{dx}\left(y - \frac{h}{2}\right) + \frac{V}{h};$$

$$\tau = \frac{dp}{dx}\left(y - \frac{h}{2}\right) + \mu\frac{V}{h}.$$

На поверхности вала при $y = h$ получим

$$\tau = \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h}{2} + \mu \frac{V}{h}.$$

Подставим значение dp/dx, тогда получим

$$\tau = \mu \frac{V}{h}\left(3\frac{h - h_0}{h} + 1\right).$$

Сила трения на элементарной полоске контакта

$$dF_f = \tau \frac{d}{2} d\varphi l\,.$$

Так как

$$h = \frac{g}{2}(1 + \chi \cos\varphi);$$

$$h_0 = \frac{g}{2}(1 + \chi \cos\varphi_0),$$

то выражение для силы трения dF_f приведем к виду

$$dF_f = \frac{\mu\omega}{\psi} \cdot \frac{dl}{2}\left[\frac{3\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_2)}{1 + \chi\cos\varphi} + 1\right] \cdot \frac{d\varphi}{1 + \chi\cos\varphi}.$$

Полное значение силы трения получим интегрированием:

$$F_f = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} dF_f = \frac{\mu\omega}{\psi} \cdot \frac{dl}{2} I_f\,,$$

где

$$I_f = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\left[\frac{3\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_2)}{1 + \chi\cos\varphi} + 1\right] \cdot \frac{d\varphi}{1 + \chi\cos\varphi}.$$

Коэффициент трения определяется отношением

$$f = \frac{F_f}{F_r} = \frac{\mu\omega}{\psi} \cdot \frac{dl}{F_z} \cdot \frac{1}{2} I_f \qquad \textit{или} \qquad f = \frac{\mu\omega}{\psi} \cdot \frac{1}{2} I_f .$$

Разделим левую и правую части на ψ и получим

$$\frac{f}{\psi} = \frac{1}{S_0} \cdot \frac{1}{2} I_f .$$

Как видно, интеграл I_f является функцией величины χ, которая, как показано ранее, является, в свою очередь, функцией S_0. В этой связи можно заранее рассчитать правую часть уравнения и построить графики, как приведено на рис. 66.

С использованием заранее построенных графиков определяется коэффициент трения и вычисляются потери мощности на трение

$$P_f = fF_rV .$$

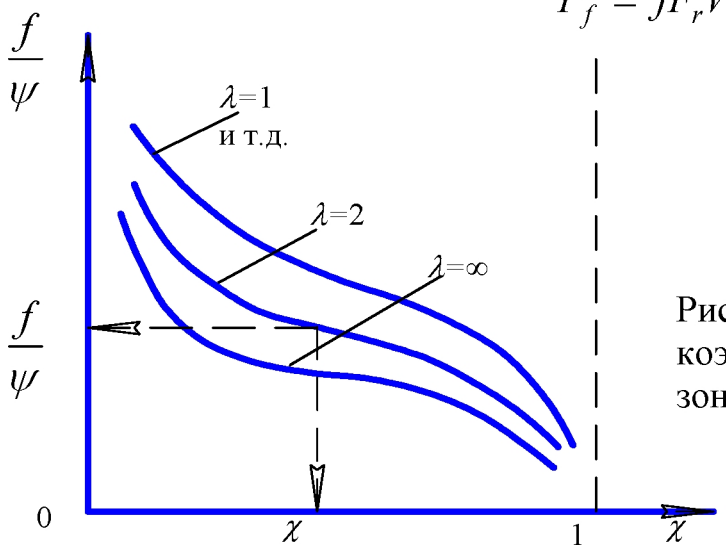


Рис. 66. Зависимость относительного коэффициента трения в нагруженной зоне от относительного эксцентриситета

Полная величина потерь на трение в подшипнике несколько больше, так как к определенным выше потерям на трение в нагруженной зоне добавляются потери на трение в ненагруженной зоне. Тогда

$$P_f' = f' F_r V .$$

Здесь $f'>f$ и определяется по заранее построенным графикам, аналогичным показанных на рис. 66.

Общий расход смазки, подаваемой в подшипник под давлением, определяется суммой

$$Q = Q_1 + Q_2 ,$$

где Q_1 – расход смазки через нагруженную зону; Q_2 – расход смазки в ненагруженной зоне.

Величина Q_2 определяется конструкцией маслоподводящего кармана и зависит от давления подачи масла. Её значение вычисляется по эмпирическим формулам.

Расход смазки через нагруженную зону без учета бокового истечения масла определяется, как показано ранее, по формуле

$$Q_1 = \frac{Vh_0}{2} l .$$

$$V = \frac{d\omega}{2}; \qquad l = \lambda d;$$

Принимая

$$h_0 = \frac{g}{2}(1 + \chi \cos\varphi_2); \qquad Q = \psi d ,$$

получим

$$Q_1 = q_1 \psi d^3 \omega,$$

где q_1 – коэффициент расхода смазки.

Без учета бокового истечения смазки значение коэффициента q_1 определяется по заранее построенным графикам, как показано на рис. 67.

Расчет температуры масла при смазке под давлением выполняется на основе уравнения теплового баланса:

$$P_{см} = P_{fp} .$$

Здесь $P_{см}$ – теплоотвод с протекающей смазкой, определяемый по формуле

$$P_{см} = c_0 \gamma_0 Q_1 \Delta t^0 ,$$

где c_0 и γ_0 – удельная теплоемкость и плотность смазки, Δt^o – приращение температуры в зоне трения.

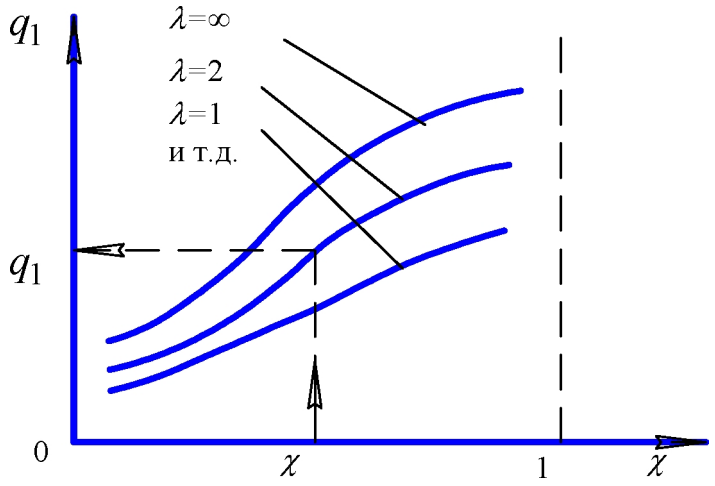


Рис. 67. Зависимость коэффициента расхода смазки от относительного эксцентриситета подшипника

В качестве расчетного значения температуры масла применяется:

$$t^0{}_м = \frac{t^0{}_1 + t^0{}_2}{2}.$$

где t^o_1 и t^o_2 значения температуры масла в начале и в конце зоны трения.

Температуру в начале зоны трения определяем по формуле

$$t_1{}^0 = t_0{}^0 + \Delta t^{0'}.$$

Здесь $t_0{}^0$ – температура масла, подаваемого в подшипник,

$\Delta t^{0'}$ – приращение температуры во входной зоне:

$$\Delta t^{0'} = \frac{P_f' - P_f}{c_0 \gamma_0 Q_2}.$$

Температуру масла в конце зоны трения определим по формуле

$$t^0{}_2 = t^0{}_1 + \Delta t^0.$$

При этом

$$\Delta t^0 = \frac{P_f}{c_0 \gamma_0 Q_1}.$$

Расчет температуры масла при картерной смазке выполняется на основе уравнения теплового баланса, в виде

$$P_{отв} = P_f'.$$

Здесь $P_{отв}$ – теплоотвод от корпуса подшипника в окружающую среду, определяемый по формуле

$$P_{отв} = K_т A\left(t^0{}_п - t^0{}_{ов}\right).$$

где $K_т$ – коэффициент теплоотвода; A – расчетное значение площади поверхности корпуса подшипника; $t^o_п$ – температура подшипника; $t^o_{ов}$ – температура окружающей среды.

Тогда получим

$$t^0{}_п = t^0{}_{ов} + \frac{f' F_r V}{K_т A}.$$

Принимаем, что $t^0{}_м = t^0{}_п$.

В заключение необходимо отметить, что расчет гидродинамического подшипника скольжения выполняется

последовательными приближениями. При этом порядок расчета следующий:

- задается температура масла $t^{0'}_{м}$;
- определяем вязкость масла μ;
- вычисляем S_0;
- находим χ, f и f';
- при смазке под давлением находим Q и Q_2, $\Delta t^{o}{}'$ и Δt^{o}, затем уточненное значение $t^{o}_{м}$; если $\left|t^{0}{}_{м} - t^{0'}{}_{м}\right| < \varepsilon_t$, где ε_t - заданная точность, то определяется h_{min}, иначе уточняется значение $t^{0'}{}_{м}$ и расчет повторяется;

- при картерной смазке находится t^{o}_{n} и $t^{o}_{м}$, если $\left|t^{0}{}_{м} - t^{0'}{}_{м}\right| < \varepsilon_t$, то определяется h_{min}, иначе уточняется значение $t^{0'}{}_{м}$ и расчет повторяется.

Эластогидродинамический расчет подшипника скольжения наиболее актуален для подшипников с полимерными и металлополимерными вкладышами. Перспективной является разработанная Кодниром и Байбородовым конструкция вкладыша из эластичного композитного материала, структура которого приведена на рис. 68.

Упругий слой вкладыша выполняется из материала МР (металлорезина), представляющего собой подушку из спрессованных металлических спиралей. Роль антифрикционного покрытия выполняет слой фторопласта, прочно соединенного с подушкой из материала МР за счет экструзии в поры подушки.

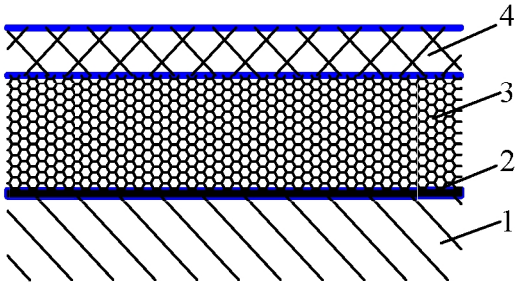


Рис. 68. Структура материала эластичного металлофторопластового подшипника скольжения: 1 – корпус; 2 – клей; 3 – упругий слой из материала МР; 4 – фторопласт

При расчете подшипника с эластичным вкладышем можно пренебречь влиянием бокового истечения смазки, так как деформации вкладыша создают на кромках “запирающий” эффект и почти равномерное распределение давления по длине подшипника, как показано на рис. 69.

Кроме того, эластичный вкладыш на жестком основании можно рассматривать как тело Винклера, для которого расчет деформации можно выполнять по формуле $\delta = \lambda_в p$, где $\lambda_в$ – коэффициент податливости материала вкладыша, определяемый экспериментально.

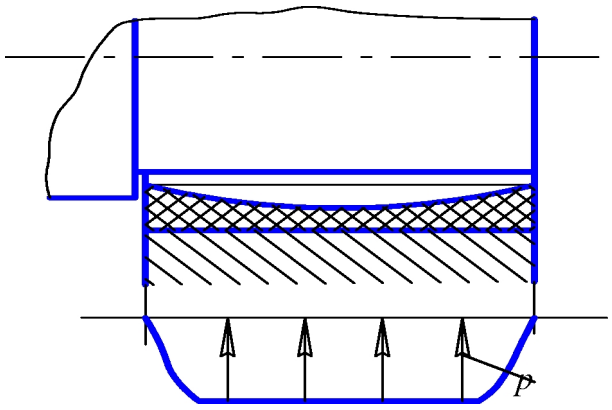


Рис. 69. Распределение давления по длине гидродинамического подшипника с эластичным вкладышем

Принимая вязкость смазки постоянной и по длине, и по толщине смазочного слоя, уравнение Рейнольдса для эластичного подшипника приведем к виду

$$\frac{dp}{d\varphi} = 6\frac{\mu\omega}{\psi^2}\cdot\frac{H - H_0}{H^3}.$$

Здесь

$$H = \frac{2h}{g}1 + \chi\cos\varphi + \lambda' p; \qquad H_0 = \frac{2h_0}{g} = 1 + \chi\cos\varphi_0 + \lambda' p_{\max}.$$

При этом g – диаметральный зазор в подшипнике; χ - относительный эксцентриситет в подшипнике; p и p_{max} – значение давления в смазочном слое в точках с координатами φ и φ_0; $\lambda' = \frac{2\lambda_в}{g}$ - относительный коэффициент податливости вкладыша.

Условия равновесия вала, распределение давления в подшипнике и граничные условия определяются так же, как было

показано ранее. Определение толщины смазочного слоя производится, как и ранее, по заранее построенным графикам, общий вид которых показан на рис. 70.

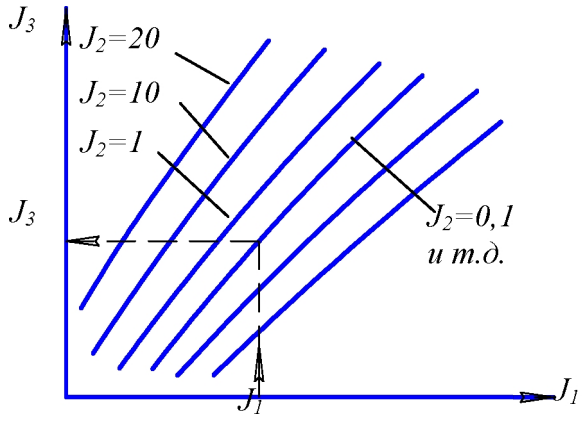


Рис. 70. Номограмма для расчета эластичного подшипника скольжения

Безразмерные параметры на рис.70 определяются по формулам

$$I_1 = \frac{6\sqrt{2}\lambda' p_m}{S_0}; \qquad I_2 = \frac{S_0}{6}; \qquad I_3 = \frac{\lambda' p_m}{H_0}\sqrt{\frac{2}{H_0}}.$$

где p_m – среднее давление; S_0 – число Зоммерфельда.

Порядок расчета показан на рис. 70. После определения параметра I_3 определяется относительная толщина смазочного слоя:

$$H_0 = \sqrt[3]{2\left(\frac{\lambda' p_m}{I_3}\right)^2}.$$

Затем находится $h_0 = \frac{H_0 g}{2}$ и $h_{min} \cong (0.8..0.9)h_0$.

6.7. Расчет подшипников качения

Основными видами изнашивания подшипников качения являются усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения, изнашивание рабочих поверхностей колец и тел качения, а также изнашивание поверхностей сепаратора. Для подшипников с встроенными защитными шайбами или уплотнениями причиной выхода из строя может являться изнашивание уплотнений или потеря работоспособности заложенного в подшипник смазочного материала.

Для подшипников авиационных изделий изнашивание рабочих поверхностей колец и тел качения носит преимущественно абразивный характер и связано с недостаточной чистотой поступающего в подшипник масла.

Долговечность подшипников качения в настоящее время принято определять по контактному выкрашиванию рабочих поверхностей. Расчеты долговечности основаны на работах Пальмгрена и стандартизованы. Большое влияние на долговечность оказывают условия смазывания в контактах. Кроме того, при достаточных толщинах смазочных слоев в подшипнике и высокой чистоте масла не происходит изнашивания поверхностей колец и тел качения.

Контактно-гидродинамический расчет подшипников качения рассмотрим на примере радиального роликового подшипника. Для расчета воспользуемся приведенной ранее формулой:

$$\frac{h_0}{S_{np}} = \frac{1.864 P_S^{0.723} P_H^{0.558} P_N^{0.167}}{K_p},$$

где

$$K_p = 1 + P_T^{0.65} \lg(0.9 P_S^{0.114} P_H^{0.285} P_N^{0.0855});$$

$$P_S = \frac{\mu_0 U_\Sigma}{E_{np} \rho_{np}}; \qquad P_H = \alpha E_{np};$$

$$P_N = \frac{E_{np} \rho_{np}}{q_n}; \qquad P_T = \frac{\mu_0 \beta V_1^2}{\lambda_m}.$$

Кроме того, величины, входящие в приведенные формулы, определяются по зависимостям

$$U_\Sigma = V_1 + V_2; \qquad q_n = \frac{F_n}{l_w}; \qquad \rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

Скорости поверхностей в контакте определяются с использованием плана скоростей, показанного на рис.71.

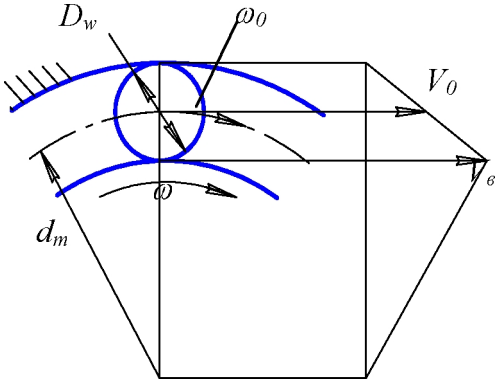


Рис. 71. План скоростей радиального подшипника качения

При этом принимается, что наружное кольцо неподвижно и отсутствует проскальзывание в контактах тел качения с кольцами.

Из анализа плана скоростей получаем

$$\omega_0 = \frac{\omega}{2}(1-\gamma_\omega), где \quad \gamma_\omega = \frac{D_w}{d_m}.$$

Скорости поверхностей в контакте определяются по аналогии с планетарной передачей в обращенном движении, то есть при условно неподвижном центре тела качения:

$$V_1 = \frac{(d_m - D_w)(\omega - \omega_0)}{2} = \frac{d_m \omega}{4}\left(1-\gamma_\omega^2\right).$$

При отсутствии проскальзывания

$$V_2 = V_1; \quad V_S = 0; \quad u_\Sigma = 2V_1 = \frac{d_m \omega}{2}\left(1-\gamma_\omega^2\right).$$

Как известно:

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}.$$

Здесь и далее верхний знак – для контакта тела качения с внутренним кольцом, нижний – с наружным.

Радиусы кривизны:

$$\rho_1 = \frac{D_w}{2}; \quad \rho_2 = \frac{1}{2}(d_m \mp D_w) = \frac{d_m}{2}(1 \mp \gamma_\omega).$$

Тогда $\rho_{пр} = \frac{D_w}{2}(1 \mp \gamma_\omega)$.

При расчетах нагрузки q_n в качестве l_w принимается расчетная длина ролика, а F_n – усилие в рассчитываемом контакте.

Как отмечалось ранее, оценка режима смазывания может быть выполнена по критерию:

$$\lambda = \frac{0.8 h_0}{\sqrt{R_{a1}{}^2 + R_{a2}{}^2}}.$$

В подшипнике оценка режима смазывания должна производиться по толщине смазочного слоя в контакте максимально нагруженного тела качения с внутренним кольцом.

В этом случае в качестве F_n принимается нагрузка в контакте максимально нагруженного тела качения, которая для стандартных радиальных роликовых подшипников определяется по формуле

$$F_{\max} = \frac{4{,}6F_r}{z},$$

где F_r – нагрузка на подшипник, z – число роликов.

Как известно, приведенная статическая нагрузка P_0 определяется по формуле $P_0 = F_r$, тогда

$$q_n = \frac{4{,}6P_0}{zl_w}.$$

Характеристика статической грузоподъемности роликового подшипника определяется по формуле

$$C_0 = 21{,}6 \cdot z \cdot D_w l_w.$$

Тогда легко получить

$$q_n = 99{,}36 \cdot D_w \frac{P_0}{C_0}.$$

Для подшипников из стали ШХ-15

$$E_{пр} = \frac{E}{1-\varepsilon^2} = 2{,}286 \cdot 10^5 \, МПа.$$

После подстановки значений величин, входящих в формулу расчета критерия λ, и преобразований получим

$$\lambda = \frac{K_0 (\mu d_m n)^{0{,}723} \alpha^{0{,}558} D_w^{0{,}277} (C_0 / P_0)^{0{,}167}}{K_p}.$$

Для авиационных подшипников высокого класса точности R_{a_1} *=0,02…0.04 мкм* и R_{a_2} *=0,08…0,16 мкм*, тогда K_0*=44,6…49,0* и зависит от типа роликового подшипника и характеристики γ_ω.

Коэффициент K_p, учитывающий разогрев смазки в контакте, определяется по формуле

$$K_p = 1 + C_\gamma \mu^{0{,}65} (d_m n)^{1{,}3} \lg K_1,$$

где

$$K_1 = K_\gamma \left(\frac{\mu d_m n}{D_w} \right)^{0{,}114} \alpha^{0{,}285} \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^{0{,}0855}.$$

Для стандартных подшипников K_γ=124,6, а C_γ=(3,30…3,47)10^{-7} и зависит от γ_ω.

Аналогично изложенному выполняется контактно-гидродинамический расчет шариковых подшипников. Однако необходимо учитывать, что в шариковых подшипниках начальный контакт тел качения с кольцами точечный, а не линейный. В этой связи при расчетах толщины смазочного слоя по рекомендациям Даусона вводится поправка:

$$h_{0точ} = h_{0_{лин}} \varphi ,$$

где $h_{0_{точ.}}$ и $h_{0_{лин.}}$ - толщины смазочных слоев в точечном и линейном контактах, φ - поправка, зависящая от геометрических характеристик точечного контакта.

Для шариковых подшипников эта поправка зависит от параметров:

$$\gamma_\omega = \frac{D_w}{d_m}\cos\alpha_0 \qquad и \qquad f_\omega = \frac{R}{D_w}.$$

Здесь α_0 – угол контакта в подшипнике, D_m, d_m и R – размеры подшипника, показанные на рис. 72.

Для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников стандартных типов f_ω = 0,51…0,53. В этой связи φ = 0,998…0,999, т.е. φ поправкой можно пренебречь. Учет влияния точечного контакта имеет значение лишь для сферических шариковых подшипников, для которых $\varphi \cong 0{,}71$.

Кроме того, нагрузку на единицу длины линии контакта примем по давлению в середине площадки контакта, показанной на рис. 73.

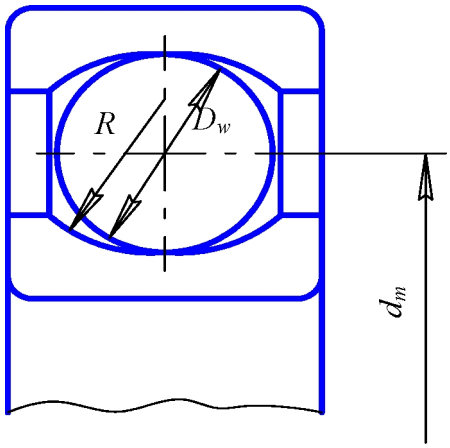


Рис. 72. Основные размеры шарикового подшипника качения

По формуле Герца рассчитываются напряжения:

$$\sigma = \sigma_н \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_н}\right)^2 - \left(\frac{y}{в_н}\right)^2},$$

где x и y – координаты рассматриваемой точки.

При этом

$$\sigma_н = \frac{3F_н}{2\pi a_н в_н}.$$

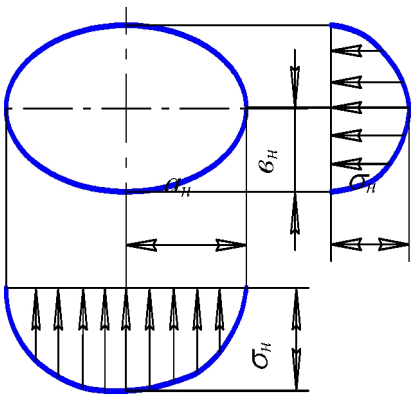


Рис. 73. Распределение нагрузки по эллиптической площадке контакта

Тогда нагрузку на единицу длины линии контакта в середине площадки контакта определим по формуле

$$q_п = \frac{\pi}{2}\sigma_н в_н = \frac{3F_н}{4a_н}.$$

Размер полуоси площадки контакта определяется по зависимости

$$a_н = \nu_a \sqrt[3]{\frac{F_н D_ω}{E_{пр}}},$$

где ν_a – константа, зависящая от $\gamma_ω$ и $f_ω$.

Оценку режима смазывания проводим в контактах максимально нагруженного шарика с внутренним кольцом подшипника. Тогда принимаем $F_п = F_{max}$.

Как известно, в радиальных шариковых подшипниках

$$F_{\max} = \frac{5F_r}{z}.$$

Кроме того, принимается $P_0 = F_r$, тогда получим

$$q_n = \frac{3D_w}{4\nu_a}\sqrt[3]{\frac{F_{\max}^2 E_{np} P_0^2}{D_w}} = \frac{3D_w}{4\nu_a}\sqrt[3]{\frac{25 \cdot E_{np} P_0^2}{z^2 \cdot D_w^4}}.$$

Статическая грузоподъемность радиального шарикового подшипника определяется по формуле $C_0 = 12{,}3 \cdot z \cdot D_w^2$. Тогда формула для определения нагрузки на единицу длины линии контакта будет иметь вид

$$q_n = \frac{3D_w}{4\nu_a}\sqrt[3]{\frac{25 \cdot 12{,}3^2 E_{np} P_0^2}{C_0^2}}.$$

Для подшипников из стали ШХ-15 E_{np} = 2,286·10^5 МПа с учетом констант формула для расчета характеристики режима

смазывания в шариковых подшипниках записывается:

$$\lambda = \frac{K_0 (\mu d_m n)^{0{,}723} \alpha^{0{,}558} D_\omega^{0{,}277} \left(C_0 / P_0\right)^{0{,}111}}{K_p},$$

где

$$K_p = 1 + C_\gamma \mu^{0{,}65} (d_m n)^{1{,}3} \lg K_1; \qquad K_1 = K_\gamma \left(\frac{\mu d_m n}{D_w}\right)^{0{,}114} \alpha^{0{,}285} \left(C_0 / P_0\right)^{0{,}057}.$$

Для стандартных подшипников $K_\gamma \cong 106{,}6$, а C_γ =(3,1…3,5)·10^{-7} и зависит от γ_ω. Значение K_0 изменяется от 36 до 47,2 в зависимости от γ_ω и f_ω. Приведенные формулы могут быть применены для всех типов шариковых подшипников с угловым контактом. При расчете сферических шариковых подшипников $K_0 \cong 31{,}5$.

Расчет долговечности подшипников качения выполняется по рекомендациям стандарта DIN ISO 281 по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m,$$

где L – долговечность подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца, C – динамическая грузоподъемность

подшипника, P – приведенная динамическая нагрузка, m – экспериментальный коэффициент, равный:

$m = 3$ – для шариковых подшипников;

$m = 3{,}33$ – для роликовых подшипников.

Эта зависимость не учитывает влияние смазки и качество металла. Кроме того, расчетное значение долговечности соответствует 90% - ной вероятности безотказной работы и называется – номинальная долговечность.

Коэффициент a_1 учитывает требования безопасности. Известно, что вероятность безотказной работы повышается с увеличением запаса прочности. Согласно экспериментальным данным зависимость запаса долговечности подшипника от требуемой вероятности безотказной работы имеет вид, показанный на рис. 74.

С учетом сказанного ведущие подшипниковые предприятия и фирмы рекомендуют различные поправочные коэффициенты к стандартному расчету долговечности.

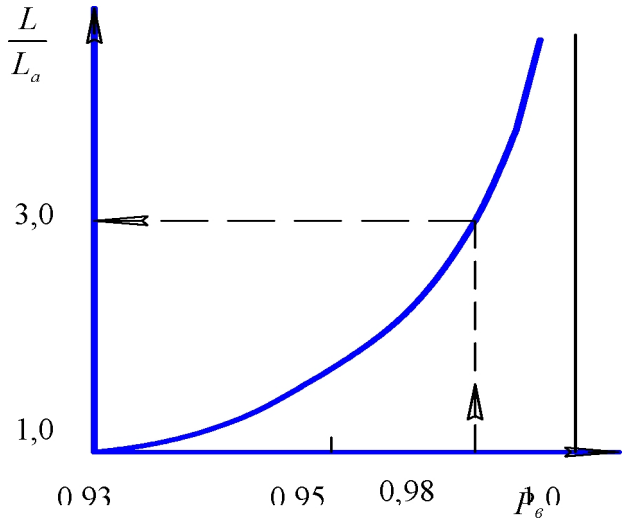


Рис. 74. Зависимость запаса долговечности от требуемой вероятности безотказной работы

Рассмотрим рекомендации фирмы FAG, отражающие опыт производства и эксплуатации авиационных подшипников качения.

Формулу для расчета долговечности рекомендуется применять в виде

$$L_a = L \cdot a_1 \cdot a_{23} \cdot f \cdot f_m \cdot f_t \cdot f_r .$$

Как правило, для авиационных подшипников требуемая вероятность безотказной работы принимается равной 0,98 и

соответствующий запас долговечности равен 3,0…3,5. В формуле расчета долговечности коэффициент a_1 является величиной, обратной запасу долговечности, и определяется по таблицам или графикам, типа показанных на рис. 75.

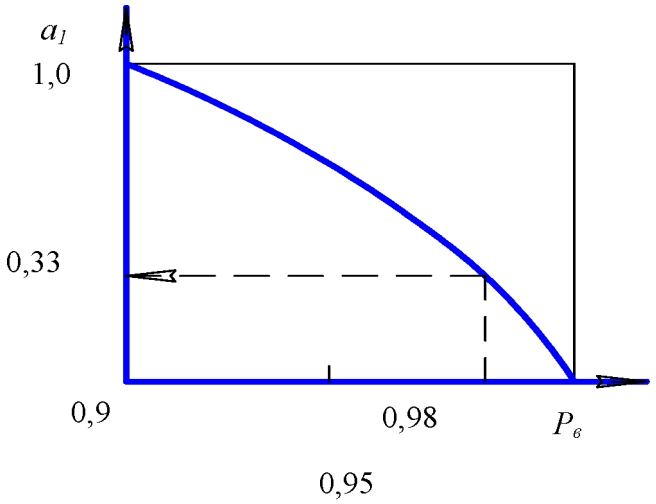


Рис. 75. Зависимость коэффициента a_1 от требуемой вероятности безотказной работы

Зависимость DIN ISO 281 для расчета долговечности основана на работах Пальмгрена, который предполагал, что кривая контактной выносливости для деталей подшипников асимптотически приближается к оси абсцисс при $\sigma_н$, стремящемся к нулю, как показано на рис.76.

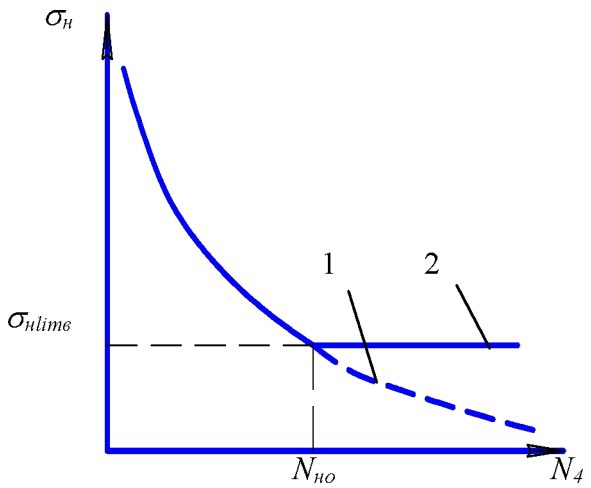


Рис.76. Кривая контактной выносливости подшипниковых сталей:
1 – по Пальмгрену; 2 – по FAG

В то же время для зубчатых колес и других деталей кривая выносливости имеет точку перегиба. В результате при

напряжениях ниже $\sigma_{Hlimв}$ должна наблюдаться теоретически бесконечная долговечность. Фирмой FAG проведены исследования, показавшие, что для деталей подшипников кривая выносливости также имеет точку перегиба, как показано на рис.76. Для оценки уровня нагруженности подшипника предложено отношение

$$f_s = \frac{C_0}{P_0},$$

где C_0 – статическая грузоподъемности, а P_0 – приведенная статическая нагрузка подшипника.

Установлено, что “бесконечная” долговечность подшипника при определенных условиях может наблюдаться при $f_s \geq 8$.

Коэффициент a_{23} , учитывающий условия смазывания в подшипнике, определяется по графику на рис. 77.

Области I, II и III на графике определяются в зависимости от λ, f_s и типа подшипника. При этом область III – область неудовлетворительных условий эксплуатации, а область I – наиболее благоприятных.

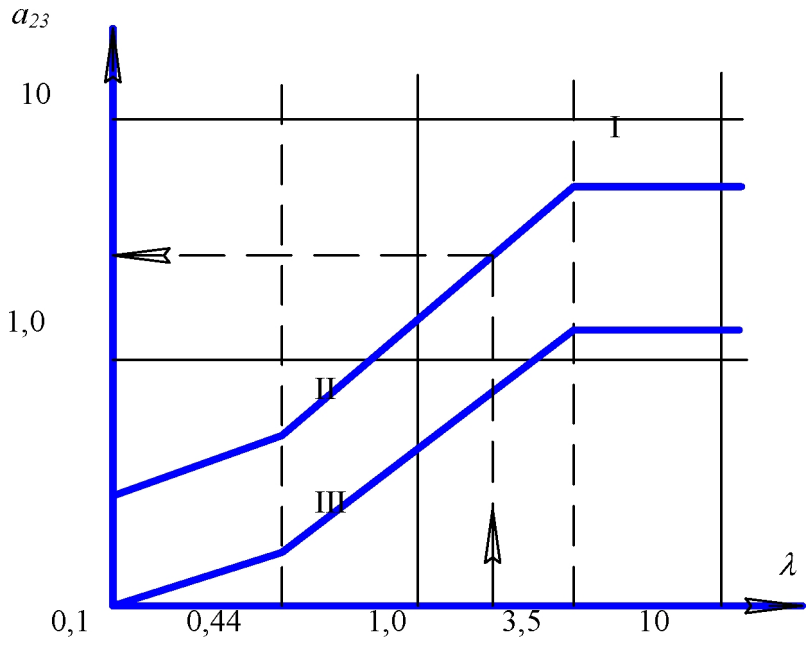


Рис. 77. Зависимость коэффициента a_{23} от характеристики режима смазывания

При благоприятных условиях эксплуатации в области I, при отсутствии абразивных частиц в смазке и $\lambda > 3.5$ возможно

значительное увеличение долговечности. Это учитывается введением коэффициента f, определяемого по графику, показанному на рис. 78. В этом случае принимается $f_m = 1$.

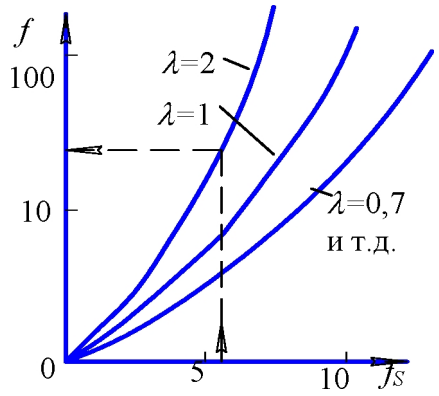


Рис. 78. Зависимость коэффициента f от уровня нагруженности

Большое влияние на долговечность подшипников оказывают абразивные частицы при недостаточной очистке подаваемого в подшипник масла. Эти частицы имеют различное происхождение и, попадая в контакт между кольцом и телом качения, создают “наколки” на поверхности трения. Эти “наколки” являются концентраторами напряжений. Подшипниковые стали ШХ-15 очень чувствительны к таким концентраторам. Никельсодержащие стали типа ЭИ 347, применяемые для изготовления подшипников авиационных газотурбинных двигателей, к “наколкам” нечувствительны. На поверхностях деталей из этой стали в процессе работы “наколки” как бы “закатываются”.

Повышение долговечности подшипников из никельсодержащих сталей при $\lambda < 3.5$ оценивается коэффициентом f_m , величина которого определяется по графику на рис. 79. Для подшипников из стали ШХ-15 принимается f_m =1,0.

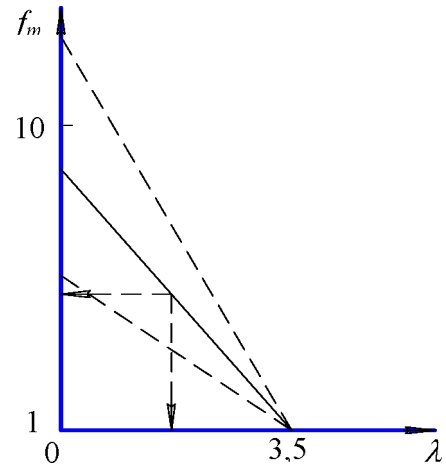


Рис.79. Зависимость коэффициента f_m от характеристики режима смазывания

Коэффициенты f_t , f_r учитывают соответственно снижение долговечности с повышением рабочей температуры и увеличение долговечности с повышением класса точности изготовления подшипника, как показано на рис. 80 и 81.

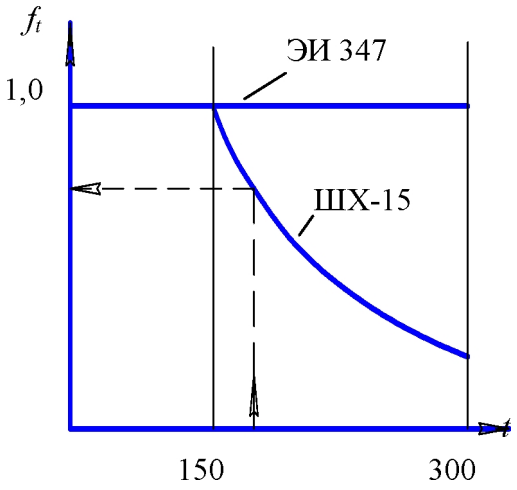


Рис. 80. Зависимость коэффициента f_t от рабочей температуры

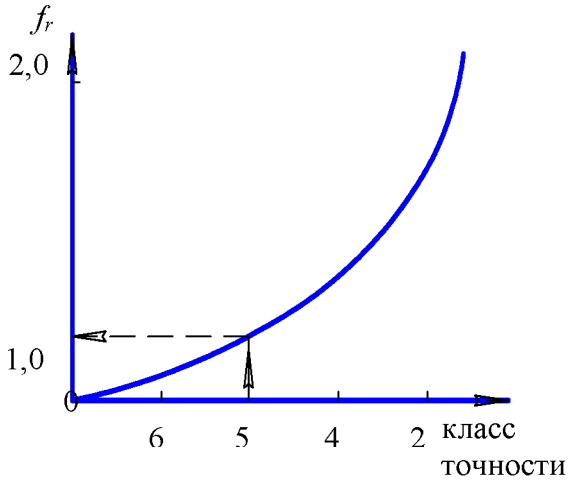


Рис. 81. Зависимость коэффициента f_r от класса точности подшипника

Часто встречающейся причиной отказов авиационных подшипников качения является изнашивание рабочих поверхностей сепараторов – в контактах с телами качения и для массивных сепараторов в контакте с направляющей поверхностью кольца.

Рассмотрим гидродинамический расчет контакта массивного сепаратора с направляющей поверхностью кольца подшипника. Основные размеры контакта приведены на рис. 82.

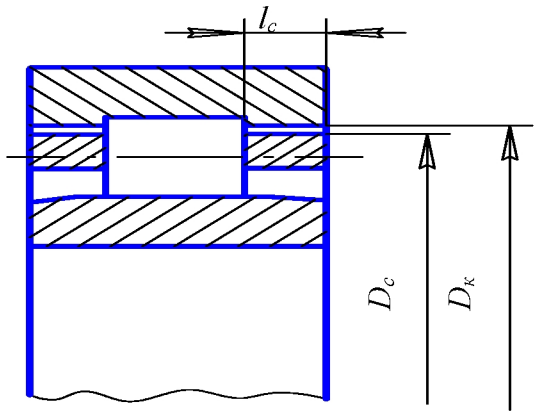


Рис. 82. Элементы геометрии сепаратора роликового подшипника

Рассматривая контакт сепаратора с центрирующей поверхностью как весьма узкий подшипник скольжения.

Примем, что основной поток смазки в зоне трения направлен в боковые зазоры. Величина диаметрального зазора в рассматриваемом подшипнике равна “зазору плавания” сепаратора и определяется по формуле $g_{пл} = D_K - D_C$.

Относительным диаметральным зазором будет величина

$$\psi = \frac{g_{пл}}{D_C}.$$

Под действием усилия прижатия сепаратора Fs и давления в смазочном слое центр сепаратора сместится относительно центра кольца на величину e. При этом распределение зазоров и давлений в смазочном слое будет иметь вид, показанный на рис. 83.

Тогда относительный эксцентриситет в подшипнике определяется отношением

$$\chi = \frac{2e}{g_{пл}}.$$

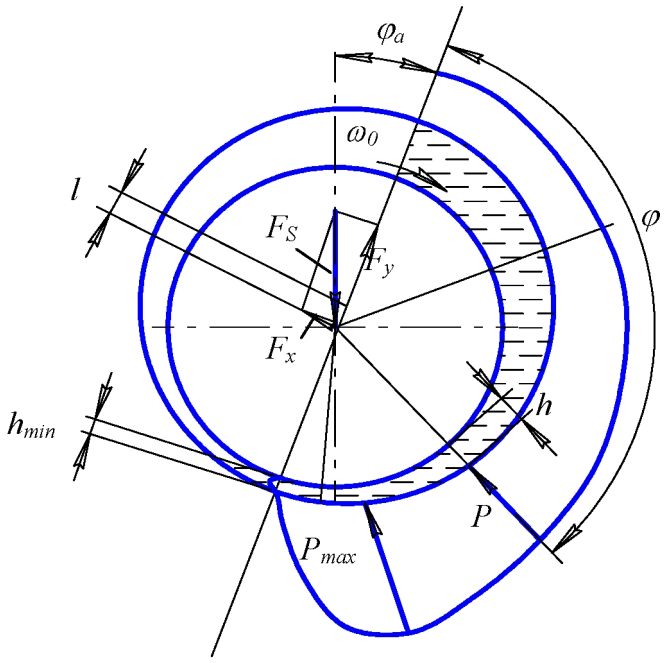


Рис. 83. Распределение давления в смазке в контакте сепаратора с направляющим кольцом

Толщину смазочного слоя в контакте определим по зависимости

$$h = \frac{g_{пл}}{2} + e\cos\varphi = \frac{g_{пл}}{2}\left(1 + \chi\cos\varphi\right).$$

Уравнение неразрывности потока несжимаемой жидкости в узком подшипнике скольжения имеет вид

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x}+\frac{\partial Q_z}{\partial z}=0.$$

где x и z – координаты в направлении движения и осевом направлении; Q_x и Q_z – расходы смазки в соответствующих направлениях.

Расходы смазки, отнесенные к единице длины подшипника, определяются зависимостями

$$Q_x=\frac{Uh}{2}-\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x};$$

$$Q_z=-\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z}.$$

Так как в весьма узком подшипнике $\frac{\partial p}{\partial x}<<\frac{\partial p}{\partial z}$, то можно принять $Q_x\approx\frac{Uh}{2}$.

Подставляя выражения для Q_x и Q_z в уравнение неразрывности потока, получим

$$\frac{U}{2}\frac{dh}{dx}-\frac{h^3}{12\mu}\frac{d^2p}{dz^2}=0.$$

Отсюда

$$\frac{d^2p}{dz^2}=6\mu\frac{U}{h^3}\cdot\frac{dh}{dx}.$$

Интегрируя по z, получим

$$\frac{dp}{dz}=6\mu\frac{U}{h^3}\cdot\frac{dh}{dx}z+C_1;$$

$$p=3\mu\frac{U}{h^3}\cdot\frac{dh}{dx}z^2+C_1z+C_2.$$

Константы найдем из граничных условий:

- при $z=0$ имеем $p=0$, следовательно, $C_2=0$;
- при $z=\frac{l_C}{2}$ имеем $\frac{dp}{dz}=0$ и $C_1=-3\mu\frac{U}{h^3}\frac{dh}{dx}l_C$.

Тогда получим

$$p = 3\mu \frac{U}{h^3} \frac{dh}{dx}\left(z^2 - l_C z\right).$$

Так как $dx = \frac{D_C}{2} d\varphi$, то $\frac{dh}{dx} = \frac{2}{D_C} \cdot \frac{dh}{d\varphi} = -\psi\chi \sin\varphi$.

Скорость поверхности $U = \frac{D_C \omega_0}{2}$, тогда

$$p = 12 \frac{\mu\omega_0}{\psi^2} \cdot \frac{\chi \sin\varphi}{\left(1 + \chi\cos\varphi\right)^3} \cdot \frac{\left(l_C z - z^2\right)}{D_C^2}.$$

Так как распределение давления по ширине контакта симметрично, усилие на элементарной полоске контакта найдем интегрированием:

$$dF_n = \frac{D_C}{2} d\varphi \cdot 2 \int_0^{l_0/2} p dz = 12 \frac{\mu\omega_0}{\psi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_C}\right) d\varphi \int_0^{l_0/2} \left(l_C z - z^2\right) dz .$$

После интегрирования:

$$dF_n = \frac{\mu\omega_0}{\psi^2} \cdot \frac{l_C^3}{D_C} \cdot \frac{\chi \sin\varphi}{\left(1 + \chi\cos\varphi\right)^3} d\varphi .$$

Проекции результирующей силы, действующей на сепаратор, на линию центров и перпендикуляр к ней, найдем интегрированием:

$$F_x = \int_0^{\pi} dF_n \sin\varphi = \frac{\mu\omega_0}{\psi^2} \cdot \frac{l_C^3}{D_C} \cdot I_x;$$

$$F_y = -\int_0^{\pi} dF_n \cos\varphi = -\frac{\mu\omega_0}{\psi^2} \cdot \frac{l_C^3}{D_C} \cdot I_y.$$

Здесь

$$I_x = \int \frac{\chi \sin^2\varphi}{\left(1 + \chi\cos\varphi\right)^3} d\varphi = \frac{\pi\chi}{2\left(1 - \chi^2\right)^{3/2}};$$

$$I_y = \int \frac{\chi \sin\varphi \cdot \cos\varphi}{\left(1 + \chi\cos\varphi\right)^3} d\varphi = \frac{2\chi^2}{2\left(1 - \chi^2\right)^2}.$$

Условием равновесия сепаратора будет

$$F_S = 2\sqrt{F_x^2 + F_y^2},$$

где F_S – усилие прижатия сепаратора к направляющей поверхности кольца.

Обозначим: $p_m = \dfrac{F_S}{2D_C l_C}$.

Подставив в условие равновесия выражения для F_x и F_y, после преобразований получим

$$\frac{p_m \psi^2}{\mu\omega_0} \cdot \left(\frac{D_C}{l_C}\right)^2 = \frac{\pi\chi}{2\left(1-\chi^2\right)^2}\sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2}-1\right)\chi^2 + 1}.$$

Левую часть уравнения можно назвать числом Зоммерфельда для узкого подшипника:

$$S_0' = \frac{p_m \psi^2}{\mu\omega_0} \cdot \left(\frac{D_C}{l_C}\right)^2.$$

Тогда графическое решение уравнения равновесия можно выполнить, как показано на рис. 84.

После определения величины относительного эксцентриситета вычисляется минимальная толщина смазочного слоя по формуле

$$h_{\min} = \frac{g_{пл}}{2}(1-\chi).$$

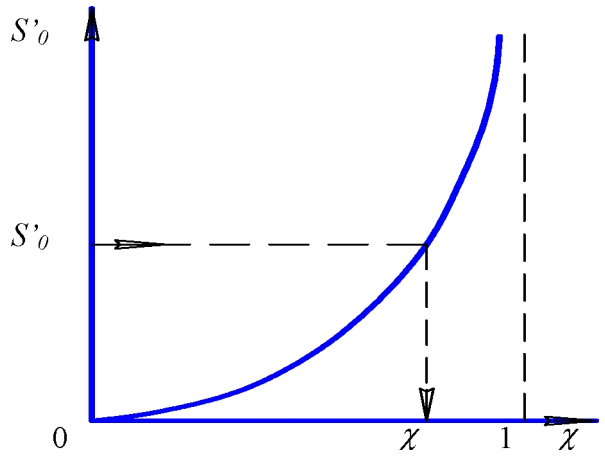


Рис. 84. Зависимость числа Зоммерфельда узкого подшипника скольжения от относительного эксцентриситета

Проверка отсутствия изнашивания выполняется по зависимости:

$$h_{\min} \geq \left(R_{Z_1} + R_{Z_2}\right) S_h .$$

где R_{Z_1} и R_{Z_2} - характеристики шероховатости направляющих поверхностей кольца и сепаратора; S_h – запас надежности по толщине смазочного слоя.

Угол наклона линии центров относительно линии действия усилия F_S прижатия сепаратора определяется по формуле

$$tg\varphi_a = \left|\frac{F_x}{F_y}\right| .$$

Подставив соответствующие выражения, получим

$$tg\varphi_a = \frac{\pi}{4}\frac{\sqrt{1-\chi^2}}{\chi} .$$

После определения относительного эксцентриситета может быть найден коэффициент трения в контакте и определен момент трения сепаратора о направляющую поверхность кольца.

Заключение

Изложенные материалы позволяют дать лишь краткое и далеко не полное представление о современном состоянии трибологии и методах решения триботехнических задач. В связи с малым объемом пособия остались нерассмотренными или рассмотрены очень кратко такие вопросы, как триботехническое материаловедение, работоспособность узлов трения с полимерными и композитными материалами, работоспособность узлов трения в спецсредах, технологические методы повышения износостойкости поверхностей трения, методы и оборудование для испытаний узлов трения и многое другое.

Наконец необходимо отметить, что в настоящем пособии приводятся лишь общие принципы решения некоторых триботехнических задач. Для их практического решения необходимо пользоваться справочной литературой.

Как сказано ранее, многие задачи трибологии и триботехники до настоящего времени решаются или экспериментально, или со значительными упрощениями. В этой связи актуальным является дальнейшее развитие теории и методов расчета на трение и изнашивание, в частности решение нестационарных задач изнашивания, более точный учет механических, физико-химических и геометрических свойств поверхностей трения и свойств окружающей среды.

При выполнении курсовых и дипломных проектов студенты старших курсов могли бы принять участие в разработке методов расчета конкретных узлов трения авиационной техники, совершенствовании их конструкций, разработке мероприятий по повышению их надежности, а также оборудования для испытаний.

Список рекомендуемой литературы

1. Боуден, Ф. П. Трение и смазка твердых тел: пер с англ./ Ф. П. Боуден, Д. Тейбор – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.
2. Гаркунов, Д. Н. Триботехника. / Д.Н. Гаркунов – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
3. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле. А.Камерон – М.: Машгаз, 1962. – 296 с.
4. Когаев, В.П., Дроздов, Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие /В.П. Когаев, Ю. Н Дроздов – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
5. Коднир, Д. С. Эластогидродинамический расчет деталей машин. / Д.С Коднир, Е.П. Жильников , Ю.И. Байбородов М.: Машиностроение, 1988. – 160 с.
6. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ./ И. В Крагельский, М. Н Добычин, В.М. Комбалов: - М:Машиностроение, 1977. – 526 с.
7. Мур, Д. Основы и применение триботехники.: пер. с англ./ Д.Мур. – М.: Мир, 1978. – 487 с.
8. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд. Переработ.и доп./ А.В. Чичинадзе, Э.Б. Браун, Н.А. Буше и др.; под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с., ил.
9. Справочник по триботехнике / под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т1: Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.; Т2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
10. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2 кн. Кн. 2 / под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
11. Чихос, Х. Системный анализ в трибонике: пер. с англ./ Х.Чихос – М.: Мир, 1982. – 351 с.

Учебное издание

Жильников Евгений Петрович,
Самсонов Владимир Николаевич

ТРЕНИЕ И ИЗНАШИВАНИЕ
В УЗЛАХ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

Учебное пособие

Технический редактор Ю. В. К и с е л е в
Редакторская обработка Н. В. П р я д и л ь н и к о в а
Корректорская обработка Н. С. К у п р и я н о в а
Доверстка А. С. К о ч е у л о в а

Подписано в печать 27.12.07. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Печ. л. 9,0.
Тираж 120 экз. Заказ . ИП-ж127/2007

Самарский государственный
аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Изд-во Самарского государственного
аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.