**ЖИДКОСТНОЕ ТРЕНИЕ**

**Жидкостное трение** представляет собой такой вид контактного взаимодействия твердых тел, при котором их поверхности трения полностью разделены жидким или пластичным смазочным материалом. При этом непосредственный контакт сопрягаемых тел исключен, а сопротивление относительному перемещению этих тел определяется внутренним трением смазочной среды.

Толщина смазочного слоя при жидкостном трении многократно превышает толщину граничной пленки.

При установившемся режиме нагружения жидкостное ***трение реализуется*** в:

– опорах скольжения;

– зубчатых передачах;

– цилиндропоршневых группах;

– парах трения плунжер–втулка гидравлических насосов и др.

*Необходимым условием* существования жидкостного трения является разделение трущихся поверхностей слоем смазки hmin, который воспринимает приложенную нормальную нагрузку (рис. ). В этом случае внешнее трение твердых тел заменяется внутренним трением слоев жидкости.

Fn

ω

hmin

1

2

3

Рис. Схема трибосопряжения с жидкостной смазкой:

1 – вал; 2 – подшипник; 3 – слой смазки

Для жидкостного трения толщина смазки должна превышать суммарную высоту наиболее высоких неровностей сопрягаемых поверхностей hmin > (Rmax1+Rmax2) рабочий зазор должен быть . Практикой выработан следующий критерий для жидкостного трения: 5 ≤ hраб ≤ 100.

Толщина пленки зависит от вязкости смазочного материала, величины и времени действия нагрузки, прижимающей трущиеся тела друг к другу и геометрии этих тел.

При жидком трении наблюдается перемещение смазочного материала в направлении скольжения, давление и температура распределены более равномерно, чем при других видах трения, что обеспечивает низкую интенсивность изнашивания.

В зависимости от способа создания давления в смазочном слое, уравновешивающего внешнюю нагрузку, различают гидростатическую, гидродинамическую и эластогидродинамическую смазки.

**Гидростатическая смазка**

*Гидростатическая смазка* предусматривает образование между трущимися телами сплошной пленки жидкости, расход которой и падение давления компенсируются подачей жидкости в зону трения извне.

Подача смазывающей жидкости в зону трения осуществляется под давлением через смазочные каналы, связывающие насос и смазочный карман, выполненный в поверхностном слое одного из трущихся тел.

Сущность гидростатической смазки можно рассмотреть на примере гидростатического упорного подшипника (рис.).

Fn

Rн

Rк

h

pк

1

2

3

4

Рис. Гидростатический упорный подшипник

1 – вал; 2 – неподвижный элемент; 3 – смазочный канал; 4 – карман.

*R*н – радиус поверхности трения меньшего из сопрягаемых тел; *R*к – радиус поверхности цилиндрического кармана.

Верхний элемент подшипника (вал 1), который может быть неподвижным или вращаться вокруг вертикальной оси, контактирует плоской поверхностью с нижним неподвижным элементом 2, содержащим смазочный канал 3. Последний связывает насос с карманом 4. Создаваемое насосом постоянное давление *p*к в смазочном кармане и переменное давление на остальной части поверхности контакта элементов упорного подшипника уравновешивает давление от внешней нагрузки *Fn*. Непрерывная подача смазочной жидкости в зону трения насосом обеспечивает постоянное существование сплошного смазочного слоя, разделяющего трущиеся тела.

В качестве смазывающей среды можно использовать воздух, но в этом случае насос должен обладать значительно более высокой мощностью.

*Преимущества* гидростатической смазки:

– обеспечивается несущая способность и существование смазочного слоя в низкоскоростных узлах трения;

– достигаются близкие к нулю значения коэффициента трения и износа;

– на процессы трения и изнашивания элементов трибосопряжений не оказывают существенного влияния колебания нагрузки и скорости скольжения;

– менее жесткие требования предъявляются к качеству поверхностей трения и свойствам материалов трущихся тел.

*Недостатки* гидростатической смазки:

– сложность конструкции опор;

– наличие специальных уплотнительных устройств;

– создание специальных насосных станций;

- при высоких скоростях вращения вала – наличие специальной системы охлаждения узла трения.

*Применение* гидростатической смазки в низкоскоростных узлах трения:

– упорных и радиальных крупногабаритных подшипниках скольжения;

– амортизаторах;

– гидравлических подвесках;

– плоских опорах скольжения;

– для разгрузки тяжелонагруженных гидродинамических опор в период пуска и остановки.

**Гидродинамическая смазка**

*Гидродинамическая смазка* трущихся тел имеет место при обеспечении условий для образования несущего слоя жидкости, разделяющего эти тела, без создания давления извне.

Основным из таких условий является обеспечение градиента скорости перемещения частиц жидкости по толщине масляного слоя. Это возможно при относительном перемещении поверхностей сопрягаемых тел, существовании взаимодействия (прилипания) между жидкостью и поверхностями трения твердых тел, наличии трения между частицами жидкости (вязкость).

Второе условие – создание градиента давления вдоль смазочного слоя, т.е. в направлении движения потока жидкости. Это может быть реализовано при наличии клинового зазора между трущимися телами (переменная толщина смазочного слоя).

Основы гидродинамической теории смазки созданы трудами Н.П. Петрова и О. Рейнольдса.

Рассмотрим механизм возникновения гидродинамического эффекта в *опорном подшипнике скольжения* (рис. ).

Fn

O1

O2

D

d

e

hmin

pmax

ω

Рис. Схема подшипника скольжения

Вал диаметром *d* вращается с угловой скоростью ω. При некоторой критической скорости ωкр между поверхностью вала и втулки образуется непрерывный смазочный слой, отделяющий эти поверхности друг от друга. Центр вала занимает положение *O*2, вследствие чего образуется клиновидный зазор. В сечении плоскости, проходящей через линию центров *O*1*O*2, смазочный слой имеет минимальную толщинуhmin.

При вращении вала молекулы смазывающей жидкости, адсорбированные на его поверхности, перемещаются со скоростью, близкой к скорости точек поверхности вала, и увлекают за собой взаимодействующие с ними молекулы смежного нижележащего слоя. Благодаря наличию скольжения между слоями жидкости скорость перемещения нижележащего слоя относительно подшипника будет меньшей. Скорость перемещения жидкости по мере приближения к поверхности трения подшипника будет изменяться от максимального значения до нуля.

При вращении вала и наличии внутреннего трения в жидкости происходит ее непрерывное затягивание в сужающийся зазор, т.е. вал работает как насос, поддерживающий непрерывную циркуляцию жидкости.

Затягивание жидкости в сужающуюся часть зазора приводит к возникновению в ее объеме избыточного нормального давления на поверхность вала, которое растет по мере уменьшения зазора.

Максимальное давление *p*max смещено от оси *O*1*O*2 в сторону, противоположную вращению вала (в области минимального зазора). Эпюра распределения давления в масляном слое по дуге контакта будет несиммтричной (рис.).

Таким образом, в смазочном слое подшипника создается давление, которое может оказаться достаточным для уравновешивания внешней нагрузки и отделения вала от подшипника – вал всплывает на тонком смазочном слое.

*Несущая способность* *смазочного слоя зависит* от его толщины, скорости скольжения и динамической вязкости жидкости.

Минимальную толщину слоя, при которой сохраняются условия для гидродинамического трения, можно примерно оценить по формуле:



где η – динамическая вязкость жидкости, *v* = r ⋅ ω – скорость скольжения, ω – угловая скорость, *d* – диаметр вала, *l*>>*d* – длина подшипника, *Fn* – внешняя нагрузка.

Минимальный зазор должен превышать сумму высот наиболее выступающих неровностей поверхностей тел трения.

,

где *K* = 1,2–1,3 – коэффициент запаса.

В противном случае возможны кратковременные локальные разрывы смазочной пленки и переход отдельных областей в состояние граничной смазки.

Геометрия смазочного слоя и положение вала во втулке подшипника определяются двумя безразмерными параметрами: ψ – относительным зазором и χ – относительным эксцентриситетом:

; ,

где δ = *R - r*; *е* – абсолютный эксцентриситет.

*Расчет коэффициента трения* при гидродинамической смазке можно осуществлять по формуле, полученной на основании основного закона вязкого течения жидкости, если учесть, что сила трения по обобщенному закону вязкого течения Ньютона равна

,

а нормальное усилие можно выразить через давление

,

то коэффициент трения после преобразования равен

,

где η – динамическая вязкость жидкости, ω – угловая скорость, ψ – относительный зазор, *p* – давление на контакте.

Рассмотренные механизм и количественные характеристики гидродинамического трения представляют собой упрощенный вариант, основанный на ряде допущений. В реальных условиях этот процесс более сложный, т.к. поверхности сопрягаемых тел имеют макро- и микрогеометрические отклонения от идеальной формы, существует торцевая утечка смазочного материала, вязкость смазки не является величиной постоянной, а изменяется по длине слоя в зависимости от температуры и давления.

**Эластогидродинамическая смазка.**

Разновидностью гидродинамической является эластогидродинамическая смазка.

В связи с тем, что трущиеся детали не являются абсолютно жесткими, при приложении нормальной нагрузки они (или хотя бы одно из них) испытывают существенные деформации, вызывающие искривление сопрягаемых поверхностей. При этом площадь контакта, на которую распределяется внешняя нагрузка, увеличивается, а давление снижается и остается недостаточным для уменьшения толщины смазочного слоя.

Для контакта жесткого цилиндра с упругой плоскостью (рис.) толщину смазочного слоя *h* можно определить по формуле

,

где *h*0 – минимальная толщина смазочного слоя при отсутствии деформации трущихся тел, *x* – текущая координата, *R* – радиус цилиндра, *h*упр – толщина смазочного слоя, равная суммарной упругой деформации контактирующих тел (зависит от свойств материала контактирующих тел и приложенного давления).

R

Fn

h0

hупр

y

x

ω

Рис. Эластогидродинамическая смазка пары трения жесткий цилиндр – упругая плоскость

Толщина смазочного слоя в реальных узлах трения может значительно превышать расчетное значение, особенно при высоких давлениях, благодаря упругой деформации элементов пары трения.

Учет изменения вязкости жидкости под действием давления и температуры может внести существенную поправку в расчет толщины смазочного слоя.

Особенно сильно эластогидродинамический эффект проявляется при трении тел, материал которых имеет низкий модуль упругости. На рис. показан эластогидродинамический эффект при скольжении упругого цилиндра по жесткому основанию.

hупр

R

p

ω

Рис. Эластогидродинамический эффект пары трения упругий цилиндр – жесткая плоскость

При скольжении упругого тела по жесткому основанию материал цилиндра испытывает упругие деформации в зоне контакта. Т.к. нормальное давление распределено по ширине контактной площадки по эллиптическому закону, поверхность цилиндра в центральной части контакта будет напоминать плоскость, расположенную почти параллельно поверхности основания, а вязкость жидкости в этой части контакта будет значительно выше, чем на входе.

Поэтому гидродинамическое давление на входе в контакт незначительно, а по мере перемещения с центральной оси оно возрастает и достигает максимума в окрестностях центра контактной площадки. Вблизи зоны выхода трущихся тел из контакта давление приближается к нулю и деформация цилиндра такова, что наблюдается резкое сужение толщины смазочного слоя и падение вязкости жидкости. В результате скорость течения жидкости в зоне минимального зазора резко возрастает, что ведет к интенсивному подъему гидродинамического давления.

**Влияние параметров на гидродинамическое трение**

Наиболее важными эксплуатационными факторами, определяющими условия формирования смазочного слоя, являются давление (внешняя нагрузка и размеры трущихся тел), вязкость смазочной жидкости и скорость относительного перемещения поверхностей трения сопрягаемых деталей.

Переход от трения без смазочного материала к граничному трению и выход на гидродинамический режим можно проследить до диаграмме Герси–Штрибека. Диаграмма показывает зависимость коэффициента трения от параметра . Кривую (рис.) можно разделить на три участка. Начало первого участка соответствует трению без смазки и характеризуется высокими значениями коэффициента трения. Падение коэффициента трения говорит о переходе к граничному трению. Второй участок соответствует полужидкостному трению, а трений – жидкостному.

f



I

II

III

Рис. Диаграмма Герси–Штрибека:

I – граничное трение, II – полужидкостное трение, III – жидкостное трение

При малых *скоростях* вращения вала вовлечение смазочной жидкости в зону контакта происходит медленнее, чем ее выдавливание внешней нагрузкой. Поэтому давление в слое жидкости остается недостаточным для всплытия вала. В итоге реализуется граничное трение. С увеличением скорости давление в слое возрастает, уменьшается число участков с граничной смазкой и постепенно создаются условия для полного разделения поверхностей трения вала и подшипника смазочным слоем. Это ведет к монотонному падению коэффициента трения, минимум соответствует началу жидкостного трения. Дальнейшее увеличение скорости вращения ведет к увеличению градиента скорости перемещения жидкости в слое по его толщине, что приводит к повышению внутреннего трения в жидкости и, соответственно, росту коэффициента трения.

При низкой *вязкости* смазывающей жидкости толщина смазочного слоя недостаточна для полного разделения трущихся поверхностей, реализуется режим граничной смазки, и коэффициент трения принимает высокие значения. С повышением вязкости жидкости в зону трения втягивается ее больший объем, толщина смазочного слоя возрастает, наблюдается переход к гидродинамическому трению и коэффициент трения падает. Для высоковязких жидкостей увеличение динамической вязкости приводит к увеличению внутреннего трения, которое при гидродинамическом трении имеет особо важную роль.

При больших давлениях условия для жидкостного трения неблагоприятны, т.к. внешняя нагрузка может оказаться выше реакции смазочного слоя. С уменьшением нагрузки происходит всплывание вала и падение коэффициента трения. При малых нагрузках толщина смазочного слоя становится выше оптимальной, дальнейшее уменьшение давления сопровождается ростом коэффициента трения.