

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальности
1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных
процессов обработки материалов»
очной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.891
ББК 34.44
Т66

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «26» апреля 2023 г.,
протокол № 10

Составитель канд. техн. наук А. Е. Науменко

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе для студентов специальности 1-36 01 04 «Оборудование и технологии высокоэффективных процессов обработки материалов» при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Трение и износ в машинах».

Учебное издание

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Корректор И. В. Голубцова

Компьютерная верстка Е. В. Ковалевская

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение	4
1 Лабораторная работа № 1. Определение параметров шероховатости поверхности.	5
2 Лабораторная работа № 2. Определение площади контакта деталей при трении.....	11
3 Лабораторная работа № 3. Расчет коэффициента трения скольжения.....	18
4 Лабораторная работа № 4. Расчет коэффициента трения скольжения.....	23
5 Лабораторная работа № 5. Расчет на усталостный износ дискового тормоза.....	28
6 Лабораторная работа № 6. Расчет на абразивный износ зубчатой передачи	34
7 Лабораторная работа № 7. Определение параметров износа шлицевого соединения	40
8 Лабораторная работа № 8. Определение параметров износа зубчатой передачи при наличии смазки.	44
Список литературы	47

Введение

Целью дисциплины «Трение и износ в машинах» является овладение современными знаниями контактного взаимодействия твердых тел при внешнем трении и изнашивании.

Целью методических рекомендаций является приобретение практических навыков определения коэффициентов трения и расчетов параметров износа деталей и узлов трения в механизмах общемашиностроительного применения.

Отчет по лабораторной работе оформляется в текстовом документе и включает в себя титульный лист, задание на лабораторную работу, расчеты и выводы.

Лабораторная работа оценивается до 3 баллов в соответствии с приведенной шкалой. При этом баллы начисляются за ее защиту в зависимости от уровня знаний студентом теоретического материала по теме работы, выполненной практической (расчетной) части и выводам по результатам расчетов.

1 Лабораторная работа № 1. Определение параметров шероховатости поверхности.

Цель работы: определение параметров шероховатости поверхности деталей.

1.1 Теоретические сведения

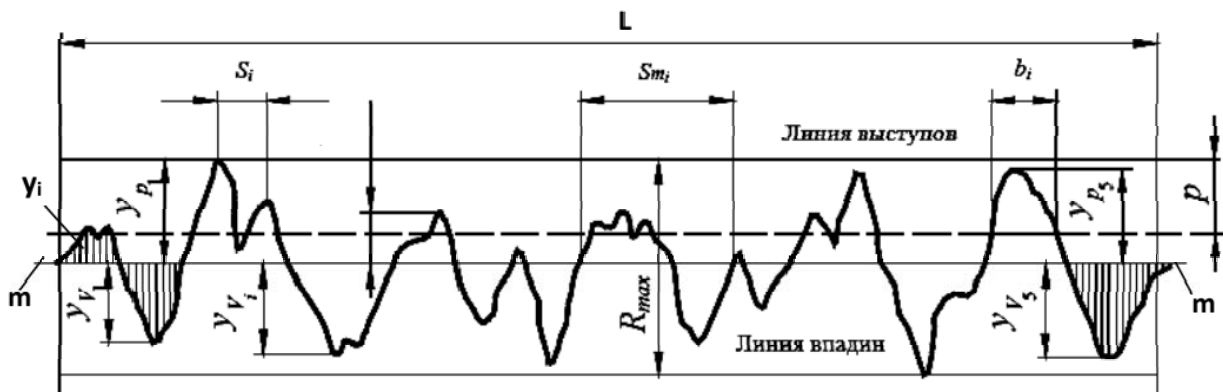
Одним из показателей, определяющих качество деталей, является шероховатость поверхности деталей машин.

Шероховатость поверхности определяет многие функциональные свойства поверхности: качество сопряжения (посадки); износоустойчивость (износостойкость); контактную прочность; светоотражательную способность; теплопередачу; удержание смазки; адгезию и др.

Требования к поверхности устанавливаются с целью обеспечения требуемых её функциональных свойств. Эта информация необходима конструкторам и технологам и решается с помощью выбора номенклатуры параметров и назначения их числовых значений, которые, в свою очередь, должны быть обеспечены технологом в процессе изготовления поверхности при соответствующем выборе инструмента и оборудования.

Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля, получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью, перпендикулярной к ней.

На рисунке 1.1 представлена профилограмма шероховатости поверхности для количественной ее оценки.



m – средняя линия профиля; L – базовая длина; y_i – значение отклонения профиля в пределах базовой длины; $y_{p1}–y_{p5}$ – высота i -го наибольшего выступа профиля; $y_{v1}–y_{v5}$ – глубина i -й наибольшей впадины профиля; R_{max} – наибольшая высота неровностей профиля; S_i – шаг неровностей профиля по вершинам; S_{mi} – шаг неровностей профиля; b_i – отрезки, отсекаемые на заданном уровне линией p , равностоящей от средней линии

Рисунок 1.1 – Параметры шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности (ГОСТ 2789–73) – это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами на базовой длине L .

Базой для отсчета отклонений профиля является средняя линия профиля $m-m$ – линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля от этой линии минимально, т. е. должно быть обеспечено равенство суммы площадей выступов ($F_{выст}$) и впадин ($F_{впад}$), определенных по профилограмме относительно средней линии.

Базовой длиной L называют длину базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности, и количественного определения ее параметров. Числовые значения базовой длины L выбирают из ряда (0,01); (0,03); 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; (25) мм (значения, указанные в скобках, применять в особых случаях).

Количественно шероховатость поверхности можно оценивать следующими параметрами.

1 Среднее арифметическое отклонение профиля R_a .

Определяется как среднее арифметическое значение абсолютных значений отклонений профиля y в пределах базовой длины из выражения

$$R_a = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (1.1)$$

где n – число отклонений профиля y .

2 Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z .

Это среднее значение абсолютных высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины и определяется из выражения

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot \left(\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}| \right), \quad (1.2)$$

где y_{pi} – высота i -го наибольшего выступа профиля;

y_{vi} – глубина i -й наибольшей впадины профиля.

3 Наибольшая высота неровностей профиля R_{max} .

Определяется как наибольшее расстояние между линией выступов и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

4 Средний шаг неровностей профиля S_m .

Определяется как среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины (за шаг S_{mi} неровностей профиля принимается отрезок средней линии, заключенный между точками пересечения смежных выступов и впадин профиля со средней линией) из выражения

$$S_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |S_{mi}|. \quad (1.3)$$

5 Средний шаг неровностей профиля по вершинам S .

Определяется как среднее арифметическое значений шага S_i неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины (за шаг S_i неровностей профиля по вершинам принимается длина отрезка средней линии, заключенного между проекциями на нее наивысших точек соседних выступов профиля) из выражения

$$S = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |S_i|. \quad (1.4)$$

6 Относительная опорная длина профиля t_p .

Определяется как отношение суммы длин отрезков b_i , отсекаемых на заданном уровне линией, равностоящей от средней линии и расположенной на заданном расстоянии p от линии выступов профиля (уровне сечения p), к базовой длине L .

Уровень сечения p профиля обычно выбирают из ряда: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 % от R_{\max} .

Относительная опорная длина профиля является одним из параметров, служащих для оценки фактической площади контакта поверхности после процесса приработки, и определяется из выражения

$$t_p = \frac{1}{L} \cdot \sum_{i=1}^n |b_i| \cdot 100 \%. \quad (1.5)$$

При нормировании шероховатости предпочтительным является параметр R_a , который более информативно, чем R_z и R_{\max} , характеризует неровности профиля, поскольку определяется по всем точкам профиля.

Параметры R_z и R_{\max} нормируют в тех случаях, когда по функциональным требованиям необходимо ограничить полную высоту неровностей профиля, а также когда прямой контроль параметра с помощью профилометров или образцов сравнения не представляется возможным, например для поверхностей, имеющих малые размеры или сложную конфигурацию (режущие кромки инструментов, детали часов и др.).

Для ответственных поверхностей проводится нормирование не только высотных параметров, но и шаговых S_m , S и t_p , т. к. они обеспечивают некоторые их эксплуатационные свойства.

1.2 Порядок выполнения работы

В работе по полученной профилограмме должны быть определены:

– параметры, характеризующие высоту неровностей профиля, R_z , R_{\max} (высотные);

– параметр, характеризующий неровности в направлении длины профиля, S_m (шаговый);

– параметр, характеризующий форму неровностей профиля, t_p .

1 Определение базового участка профилограммы.

По горизонтальной оси профилограммы указана длина участка, на котором она снята в микрометрах. Значение базовой длины L выбирают таким образом, чтобы максимальное значение профилограммы по горизонтальной оси было больше и равно значению базовой длины из ряда 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мм (если длина горизонтальной оси больше выбранного значения L , то его отмечают на профилограмме в произвольном месте).

Средняя линия на длине базового участка профилограммы совпадает с точкой 0 на вертикальной оси.

2 Определение наибольшей высоты неровностей профиля R_{\max} .

Через точки максимального выступа профиля и максимальной впадины проводится, в пределах базового участка, соответственно линия выступов и линия впадин. Эти линии должны быть параллельны средней линии профиля.

Измеряют в микрометрах значение R_{\max} – расстояние между линией выступов и линией впадин.

3 Определение высоты неровностей профиля по десяти точкам R_z .

От средней линии профиля на предварительно выделенном базовом участке L находят значения высот пяти наибольших выступов профиля y_{pi} и значения высот пяти наибольших впадин y_{vi} , полученные значения заносят в таблицу 1.1 в микрометрах. Значение R_z находят по формуле (1.2).

Таблица 1.1 – Измерение впадин и высот микронеровностей

y_{pi}					y_{vi}				

4 Определение среднего шага неровностей профиля S_m .

От начала базового участка определить три точки, в которых профилограмма пересекает среднюю линию. Отрезок средней линии, заключенный между первой и третьей точками пересечения, шаг неровностей S_m .

Определяют шаги неровностей профиля по всей длине базового участка. Полученные значения заносят в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 – Измерение шагов неровности профиля

Номер шага	1	2	...	$n - 1$	n
S_m , МКМ					

Среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины определяют по формуле (1.3).

5 Определение относительной опорной длины профиля t_p .

Определяют числовое значение уровня сечения профиля $p = 10\%$ от R_{\max} .

Откладывают отрезок, равный числовому значению уровня сечения p , вниз от линии выступов и проводят линию, параллельную линии выступов профиля; определяют в микрометрах отрезки внутри выступов – b_i , полученные значения заносят в таблицу 1.3 при соответствующем уровне p .

Значение t_p определяют по формуле (1.5) и заносят в таблицу 1.3 при соответствующем уровне p .

Таблица 1.3 – Значения отрезка внутри выступов при заданном уровне p

Номер отрезка		1	2	...	$n - 1$	n	Относительная опорная длина профиля t_p
b_i , МКМ	$p = 10\% R_{\max}$						
	$p = 15\% R_{\max}$						
	$p = 20\% R_{\max}$						
	$p = 25\% R_{\max}$						
	$p = 30\% R_{\max}$						

Определение относительной опорной длины профиля t_p повторяют для $p = 15\%$, $p = 20\%$, $p = 25\%$, $p = 30\%$.

Строят зависимость $t_p(p)$.

1.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

- 1 Значение R_{\max} .
- 2 Таблицы 1.1–1.3.
- 3 Расчеты R_z по формуле (1.2), S_m – по формуле (1.3) и t_p – по формуле (1.5) при различных уровнях p .
- 4 Зависимость $t_p(p)$.

1.4 Задание к лабораторной работе

Вариант 1



Вариант 2



Вариант 3



Вариант 4



Вариант 5



Вариант 6

**Контрольные вопросы**

- 1 Что понимают под шероховатостью поверхности?
- 2 Какими параметрами определяется шероховатость поверхности?
- 3 Как определяют параметр шероховатости R_z ?
- 4 Как определяют параметр шероховатости R_a ?
- 5 Как определяют параметр шероховатости S_m ?
- 6 Как определяют параметр шероховатости S ?
- 7 Как определяют параметр шероховатости t_p ?
- 8 Назовите способы определения шероховатости поверхности.

2 Лабораторная работа № 2. Определение площади контакта деталей при трении

Цель работы: определение давлений на поверхности контактирующих тел и площади контакта деталей.

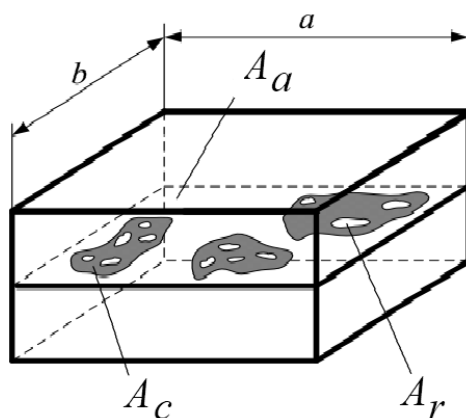
2.1 Теоретические сведения

Взаимный контакт деталей происходит по вершинам и выступам шероховатости, которая деформируется под действием внешней нагрузки.

Контактирование *реальных тел* будет осуществляться в отдельных зонах, т. е. контакт будет *дискретным* (рисунок 2.1). Для характеристики процесса контактирования твердых тел вводят понятия площадей поверхности контакта.

При этом различают: номинальную площадь контакта A_a ; контурную площадь контакта A_c ; фактическую площадь контакта A_r .

Под *номинальной площадью контакта* A_a (НПК) понимают такую площадь, по которой *соприкасались бы* тела, если бы их поверхности имели идеально гладкую геометрическую форму.



A_a – номинальная площадь контакта; A_c – контурная площадь контакта; A_r – фактическая площадь контакта

Рисунок 2.1 – Схема контакта поверхностей тел

Номинальная площадь контакта определяется выражением

$$A_a = a \cdot b, \quad (2.1)$$

а номинальное давление

$$p_a = \frac{F_n}{A_a}. \quad (2.2)$$

При наличии волнистости контактирование тел осуществляется по самым высоким неровностям (вершинам волн, пикам шероховатости). Под воздействием силовых факторов (нагрузка, вес) происходит деформирование элементов волнистости. Деформация элементов волнистости будет определять размеры площадок контакта.

Контурная площадь контакта A_c (КПК) – суммарная площадь пятен касания, обусловленная деформацией вершин волн. Контурные площадки удалены друг от друга на расстояние шага волны.

Контурная площадь контакта составляет 5 %...15 % от A_a , а контурное давление определяется по формуле

$$p_c = \frac{F_n}{A_c}. \quad (2.3)$$

Контурная площадь контакта определяется волнистостью поверхностей, нагрузкой и механическими свойствами контактирующих тел.

С увеличением нагрузки поверхности тел сближаются, происходит внедрение выступов более твердого тела в материал более мягкого. При этом наблюдается как упругая, так и пластическая деформация контактирующих

выступов, в контакт вступают новые микронеровности. Образуется множество расположенных на различных уровнях площадок контакта с размером 3...50 мкм. Именно на этих площадках осуществляется *реальный (фактический) контакт*.

Фактическая площадь контакта A_r (ФПК) – суммарная площадь, на которой происходит контакт микронеровностей, образующих шероховатость поверхностей. Фактическая площадь контакта обычно мала и составляет в ненагруженном состоянии – 0,01 %...0,1 % от A_a , при высоких нагрузках – 1 %...10 % от A_a .

После снятия нагрузки 30 %...70 % ФПК исчезает вследствие упругого восстановления материала.

Суммарная площадь фактического контакта

$$A_r = \sum_{i=1}^n A_{ri}, \quad (2.4)$$

а фактическое давление

$$p_r = \frac{F_n}{A_r}. \quad (2.5)$$

Отдельные микровыступы по форме близки к полусферическим сегментам и ФПК представляет собой сумму элементарных пятен контакта, образовавшихся в результате деформирования (упругого или пластического) этих сегментов. Модель шероховатого слоя представлена в виде набора сегментов полусферической формы, имеющих одинаковый радиус, но расположенных по высоте на различном уровне так, чтобы распределение материала по высоте соответствовало распределению материала в реальном шероховатом слое, а площадь сечения выступов в горизонтальной плоскости при различных уровнях сближения соответствовала экспериментально определяемой кривой опорной поверхности t_p (рисунок 2.2).

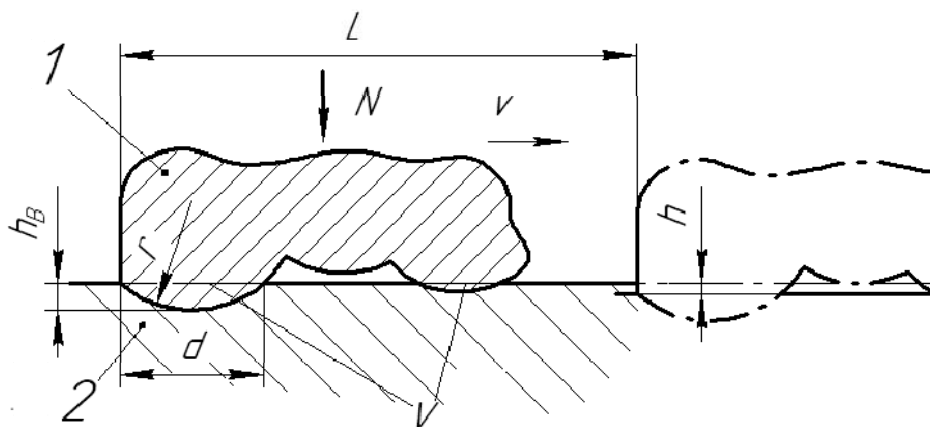


Рисунок 2.2 – Схема контакта поверхностей тел

По характеру деформации контакт может быть упругим, упругопластическим и пластическим.

При упругом контакте при снятии нагрузки форма деформированных неровностей восстанавливается полностью; при упругопластическом контакте лишь частично, и при пластическом контакте не восстанавливается совсем:

а) при упругом контакте $p_r < c_d \cdot \sigma_T$,

где σ_T – предел текучести более мягкого материала трибосопряжения;

c_d – коэффициент, учитывающий форму деформируемых неровностей.

Экспериментально-теоретические исследования показали, что для сферы $c_d = 3$, учитывая, что $3 \cdot \sigma_T \approx \text{НВ}$.

Следовательно, при $p_r < \text{НВ}$ контакт упругий;

б) при пластическом контакте $p_r > c_d \cdot \sigma_T$ или $p_r > \text{НВ}$.

Установлено, что при пластическом контакте обычно пластичны только микрошероховатости, тогда как волны деформируются упруго.

Прежде чем рассчитывать фактическое давление, необходимо оценить вид контакта, т. е. выяснить, следует его рассчитывать по формуле для упругого или пластического контакта. Предварительная оценка характера деформации производится по критерию Гринвуда – Уильямсона (индексу пластичности).

$$Q_p = \frac{E}{\text{НВ}} \sqrt{\frac{R_p}{r}}, \quad (2.6)$$

где E – модуль упругости материала;

НВ – твердость по Бринеллю;

R_p – высота сглаживания;

r – радиус единичной неровности.

Если $Q_p > 3$, то контакт пластический; если меньше – то упругий.

При расчете данного критерия используют приведенный модуль упругости двух тел, определяемый из соотношения

$$\frac{1}{E} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (2.7)$$

где E_1, E_2 – модули упругости контактирующих тел;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона контактирующих тел.

При контакте двух тел высота сглаживания определяется по выражению

$$R_p = (R_{p1} + R_{p2}) \cdot \left[1 - e^{\left(\frac{1 - 10}{\nu_1 + \nu_2} \right)} \right], \quad (2.8)$$

где R_{p1}, R_{p2} – высота сглаживания микронеровностей поверхности контактирующих тел;

v_1, v_2 – показатели степени начальной части функции опорной кривой.

$$v_i = 2 \cdot t_{mi} \cdot \frac{R_{pi}}{R_{ai}} - 1, \quad (2.9)$$

где R_{ai} – среднее арифметическое отклонение профиля микронеровностей от средней линии для i -го контактирующего тела;

t_{mi} – относительная опорная длина профиля по средней линии для i -го контактирующего тела.

Средний радиус кривизны отдельной неровности r определяется по длине сечения выступа d на расстоянии h от вершины неровности по приближенной формуле, в соответствии с рисунком 2.3,

$$r = \frac{d^2}{8 \cdot h}. \quad (2.10)$$

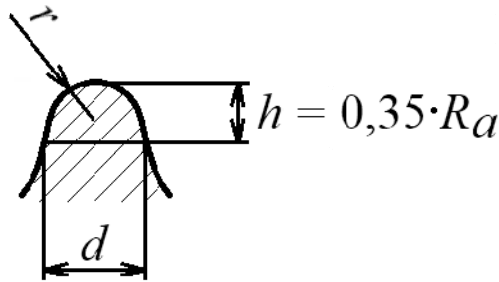


Рисунок 2.3 – Схема определения радиуса микронеровности

Расчет давлений на КПК.

Контурное давление p_c определяют по формуле

$$p_c = 0,2 \cdot E^{0,8} \cdot \left(\frac{H_w}{R_w} \right)^{0,4} \cdot p_a^{0,2}, \quad (2.11)$$

где p_a – номинальное давление;

H_w, R_w – высота и приведенный радиус волны соответственно.

При расчете формулы (2.11) за высоту волны принимают минимальное значение для двух контактирующих тел, а приведенный радиус волны определяют по формуле

$$R_w = \frac{R_{w1} \cdot R_{w2}}{R_{w1} + R_{w2}}. \quad (2.12)$$

Расчет давлений на ФПК при упругом контакте.

При упругом множественном контакте давления на ФПК рассчитывают по формуле

$$p_r = (0,43 \cdot E)^{\frac{2 \cdot \nu}{2 \cdot \nu + 1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot p_c}{t_m} \right)^{\frac{1}{2 \cdot \nu + 1}} \cdot \left(\frac{R_p}{r} \right)^{\frac{\nu}{2 \cdot \nu + 1}}, \quad (2.13)$$

где p_c – контурное давление.

При расчете формулы (1.11) используют значения параметров ν и t_m применительно к упругому контакту двух тел:

$$\nu = (\nu_1 + \nu_2)^{\frac{2}{3}}; \quad (2.14)$$

$$t_m = \frac{t_{m1} \cdot t_{m2}}{\nu}. \quad (2.15)$$

Расчет давлений на ФПК при пластическом контакте.

При расчете контактных давлений в условиях пластического контакта рекомендуется формула

$$p_{rn} = k \cdot \text{НВ}. \quad (2.16)$$

Для неупрочняемых материалов $k = 1$; для упрочняемых – $k = 1,3$.

Если силой F_n осуществляется повторное нагружение контакта, ранее пластически деформированного силой F_0 , то при $F_n < F_0$ деформация будет упругой и давление на ФПК рассчитывается по формуле

$$p_{rn} = \text{НВ} \cdot \left(\frac{F_n}{F_0} \right)^{\frac{1}{\nu}}. \quad (2.17)$$

Взаимное сближение δ контактирующих тел при их совместном деформировании определяется следующим образом:

$$\delta = R_p \cdot \left(\frac{p_c}{\alpha \cdot p_r \cdot t_p} \right)^{\frac{1}{\nu}}, \quad (2.18)$$

где α – коэффициент усадки выступов (для абсолютно упругого тела $\alpha = 0,5$; для пластичного тела $\alpha = 1$).

2.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчеты давлений на контурной и фактической площадях контакта и величины контурной и фактической площадей контакта при трении.

2.3 Задание к лабораторной работе

Определить давления на контурной и фактической площадях контакта и величины контурной и фактической площадей контакта при трении в соответствии с исходными данными (таблица 2.1). Определить также соотношения номинальной, контурной и фактической площадей контакта.

Таблица 2.1 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 2

Обозначение		Единица измерения	Вариант					
			1	2	3	4	5	6
Нагрузка	F_n	кН	17,5	10,2	28,0	15,4	22,0	36,1
Номинальная площадь контакта	A_a	см ²	20	25	15	20	25	15
Модули упругости тел	E_1	10 ¹¹ Па	2,1	1,1	2,1	1,1	2,15	2,1
	E_2		2,15	2,1	1,15	2,1	1,15	2,1
Коэффициенты Пуассона тел	μ_1	–	0,3	0,35	0,26	0,32	0,28	0,3
	μ_2	–	0,3	0,3	0,32	0,3	0,32	0,3
Микротвердость	НВ	МПа	2250	1350	1200	1500	1680	1860
Параметры шероховатости первого тела	R_{a1}	мкм	0,4	0,8	1,2	0,4	1,2	0,5
	R_{p1}		2,1	5,6	10,3	2,3	6,5	1,8
	t_{m1}		–	0,5	0,55	0,35	0,4	0,55
Параметры шероховатости второго тела	R_{a2}	мкм	0,7	1,6	1,4	0,16	0,7	1,1
	R_{p2}		3,3	8,4	12,8	1,0	3,1	6,6
	t_{m2}		–	0,45	0,4	0,31	0,45	0,6
Длина сечения выступа	d	мкм	25	15	40	20	30	25
Параметры волнистости первого тела	R_{w1}	мм	100	150	90	120	180	130
	H_{w1}	мкм	20	30	15	20	40	15
Параметры волнистости второго тела	R_{w2}	мм	150	180	150	100	140	150
	H_{w2}	мкм	15	35	35	20	35	10

Контрольные вопросы

- 1 Что понимают под номинальной площадью контакта?
- 2 Что понимают под контурной площадью контакта?
- 3 Что понимают под физической площадью контакта?
- 4 Когда происходит зарождение пластических деформаций при вдавливании жесткой сферы?
- 5 Как определяется глубина внедрения сферы в упругое полупространство?
- 6 При каком условии пластическое отгеснение переходит в микрорезание?
- 7 От чего зависит индекс пластичности?
- 8 Что такое стандартное отклонение профиля?

3 Лабораторная работа № 3. Расчет коэффициента трения скольжения

Цель работы: определение коэффициента трения скольжения.

3.1 Теоретические сведения

Мерой оценки трения служит коэффициент трения f , который определяется как отношение силы сопротивления относительно перемещению двух тел при трении F_{mp} к нормальной составляющей реакции внешних сил F_n , действующих на поверхность тела:

$$f = \frac{F_{mp}}{F_n}. \quad (3.1)$$

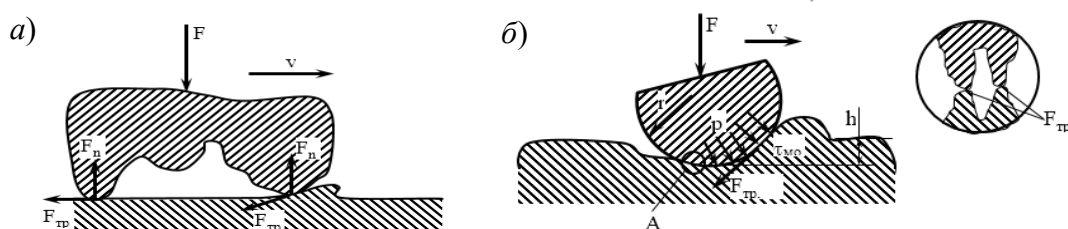
Но не всегда правильно задаваться значением f , пользуясь справочниками, где не указаны режимы и условия, при которых этот коэффициент получен. Приводимые в справочниках данные коэффициента трения, если не оговариваются условия их получения, часто являются ориентировочными, ибо в зависимости от условий трения коэффициент трения одной и той же пары может изменяться в широких пределах.

В настоящее время одной из наиболее развитых теорий трения является молекулярно-механическая теория трения.

Существенным для понимания трения твердых тел в соответствии с молекулярно-механической теорией является то, что вследствие шероховатости и волнистости поверхностей контактирование всегда дискретно, т. е. происходит в отдельных пятнах контакта.

Механическое взаимодействие обусловлено взаимным внедрением отдельных точек касания. Одна поверхность внедряется в другую не только за счет имевшейся шероховатости, но и деформации, образующейся под нагрузкой вследствие анизотропии механических свойств (рисунок 3.1).

Молекулярное взаимодействие обусловлено взаимным притяжением поверхностей двух тел. Практически молекулярное притяжение или пренебрежимо мало, или такое, что приводит к образованию прочной связи в объеме и может быть разрушено только при сдвиге.



a – сила трения, возникающая при контактном взаимодействии двух неровностей;
 $б$ – контакт жесткой сферы с деформированным телом; F_n – нормальная нагрузка; F_{mp} – сила трения; $\tau_{мол}$ – касательное напряжение среза; r , h – радиус неровности и глубина ее внедрения; $F_{тр. мол}$, $F_{тр. деф}$ – молекулярная и деформационная составляющие силы трения, действующие на отдельную неровность

Рисунок 3.1 – Контакт двух шероховатых тел

Суммарная величина силы трения

$$F_{тр} = F_{тр.мол} + F_{тр.деф} = \sum_1^{n_i} \Delta F_{тр.мол} + \sum_1^{n_i} \Delta F_{тр.деф}, \quad (3.2)$$

где $\Delta F_{тр.мол}$, $\Delta F_{тр.деф}$ – молекулярная (адгезионная) и деформационная составляющие силы трения, действующие на отдельную неровность, внедряющуюся на глубину h и движущуюся по деформируемому телу.

Разделив левую и правую части уравнения на нормальную нагрузку F_n , получим выражение для коэффициента трения, который равен сумме его молекулярной и деформационной составляющих:

$$f_{тр} = \frac{F_{тр.мол}}{F_n} + \frac{F_{тр.деф}}{F_n} = \frac{\sum_1^{n_i} \Delta F_{тр.мол}}{F_n} + \frac{\sum_1^{n_i} \Delta F_{тр.деф}}{F_n} = f_{мол} + f_{деф}. \quad (3.3)$$

Молекулярная составляющая. При рассмотрении этой задачи полагаем, что сдвиговое сопротивление молекулярной связи τ пропорционально времени оседлой жизни частицы t :

$$\tau = a \cdot t, \quad (3.4)$$

где a – коэффициент пропорциональности.

Уравнение Френкеля для времени оседлой жизни частицы

$$t = t_0 \cdot \exp\left(\frac{u'}{k \cdot T}\right), \quad (3.5)$$

где t_0 – постоянная времени, $t_0 = 10^{-12}$ с;

u' – энергия активации молекулярной связи;

T – абсолютная температура;

k – постоянная Больцмана.

В условиях трения, когда имеется касательная и нормальная нагрузка на фрикционном контакте, энергию активации можно представить как сумму:

$$u' = u + \gamma \cdot p_r, \quad (3.6)$$

где u – энергия активации;

γ – постоянная;

p_r – фактическое давление на контакте.

Тогда уравнение (3.4), с учетом (3.5) и (3.6), будет иметь вид

$$\tau = a \cdot t_0 \cdot \exp\left(\frac{u + \gamma \cdot p_r}{k \cdot T}\right). \quad (3.7)$$

После разложения уравнения (3.7) в ряд будем иметь

$$\tau = a \cdot t_0 \cdot \left(1 + \frac{u}{k \cdot T} + \frac{\gamma \cdot p_r}{k \cdot T}\right). \quad (3.8)$$

Введем обозначения:

$$a \cdot t_0 + a \cdot t_0 \cdot \frac{u}{k \cdot T} = \tau_0, \quad \frac{a \cdot t_0 \cdot \gamma}{k \cdot T} = \beta. \quad (3.9)$$

Получим

$$\tau = \tau_0 + \beta \cdot p_r. \quad (3.10)$$

Разделим правую и левую части этого уравнения на p_r , получим значение молекулярной составляющей коэффициента трения для отдельной неровности

$$f_{\text{мол}} = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta, \quad (3.11)$$

где τ_0 – напряжение среза молекулярной связи;

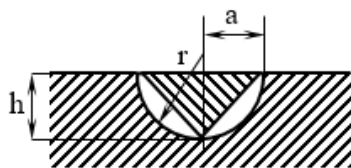
β – коэффициент упрочнения молекулярных связей под воздействием нормальных сжимающих напряжений (пьезокоэффициент).

Эти параметры являются характеристиками поверхностного слоя материалов, зависят от твердости поверхности контактирующих тел и приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Значение фрикционных параметров τ_0 и β при контактировании с шаровым индентером

Марка материала	Твердость поверхности НВ	τ_0 , МПа	β
Сталь 45	270	203,9	0,044
Сталь 45	324	129,6	0,072
Сталь 40Х	341	184,1	0,055
Сталь 30 ХГСА	340	200,6	0,066
Сталь 08Х18Н9Т	159	31,8	0,13

Деформационная составляющая. Принимаем, что площадь сечения, перпендикулярная к направлению движения неровности, будет в первом приближении равна площади вписанного треугольника $A = h \cdot a_k$ (рисунок 3.2).



a_k – радиус пятна контакта; h – глубина внедрения; r – радиус неровности в виде сферического сегмента

Рисунок 3.2 – Схема контакта

Если предел текучести материала плоскости σ_T будет соответствовать напряжению, действующему на неровность в направлении движения, то деформационная составляющая силы трения

$$F_{тр.деф} = h \cdot a_k \cdot \sigma_T. \quad (3.12)$$

Нормальная нагрузка на такую неровность

$$F_n = \frac{\pi \cdot a_k^2 \cdot \sigma_n}{2}, \quad (3.13)$$

где σ_n – нормальное напряжение (перпендикулярное к направлению движения).

Тогда при условии, что $\sigma_n \approx \sigma_T$, получим деформационную составляющую коэффициента трения

$$f_{деф} = \frac{F_{тр.деф}}{F_n} = \frac{2 \cdot h}{\pi \cdot a_k}. \quad (3.14)$$

Или с учетом, что радиус сегмента $a_k = \sqrt{2 \cdot h \cdot r}$, получим окончательно

$$f_{деф} = k \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}, \quad (3.15)$$

где $k = 0,55 \cdot \alpha$ – при пластическом контакте; $k = 0,19 \cdot \alpha$ – при упругом контакте (α – коэффициент гистерезисных потерь материала).

$$\alpha_r = 0,22 \cdot \alpha^*, \quad (3.16)$$

где α^* – коэффициент гистерезисных потерь материала при его одноосном нагружении (для стали $\alpha^* = 0,02$).

Общий коэффициент трения для единичной неровности будет иметь вид

$$f = f_{\text{мол}} + f_{\text{деф}} = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta + k \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}. \quad (3.17)$$

Суммируя силы трения при контакте микронеровностей по площадям фактического касания тел, получим значения коэффициентов трения шероховатых поверхностей (множественный контакт) для различных его видов:

– для ненасыщенного упругого контакта

$$f_{\text{ННУ}} = \frac{2,4 \cdot \tau_0 \cdot (1 - \mu^2) \cdot \sqrt{r}}{\nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot \sqrt{E}} + \beta + \frac{0,4 \cdot \alpha_r \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}}{k_1 \cdot \nu \cdot (\nu - 1)}; \quad (3.18)$$

– для ненасыщенного пластического контакта

$$f_{\text{НП}} = \frac{\tau_0}{\text{НВ}} + \beta + 0,55 \cdot \nu \cdot (\nu - 1) \cdot k_1 \cdot \sqrt{\frac{h}{r}}, \quad (3.19)$$

где E – модуль упругости деформируемого тела (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

μ – коэффициент Пуассона (для стали $\mu = 0,25 \dots 0,35$);

ν – параметр опорной кривой, определяемый по таблице 3.2;

k_1 – коэффициент, зависящий от параметра опорной кривой ν , определяемый по рисунку 3.3.

Таблица 3.2 – Значения параметров шероховатости поверхности при различных видах механической обработки

Вид обработки	Радиус кривизны, мкм	Параметр опорной кривой ν
Шлифование	5...18	1,5...2
Точение	14...54	1,6...2,1
Полирование	229...670	1,5...1,7
Протягивание	328...1024	1,1...1,6
Растачивание	14...62	1,7...2,2

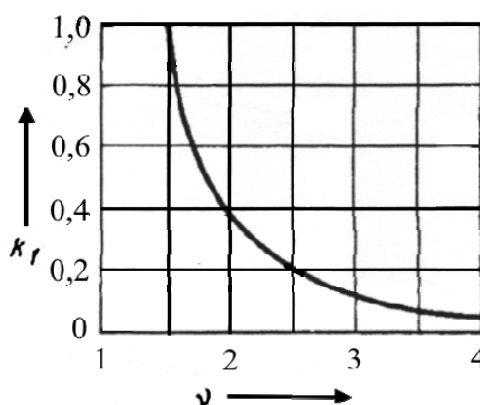


Рисунок 3.3 – График для определения значений k_1 в зависимости от параметра ν

3.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчеты коэффициентов трения для единичного контакта и множественного контакта.

3.3 Задание к лабораторной работе

Определить коэффициент трения для единичного контакта и множественного контакта в соответствии с исходными данными (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 3

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Глубина внедрения h , мкм	30	35	40	30	35	40
Давление на ФПК p_r , МПа	800	1150	920	1240	960	1050
Вид контакта	Упругий	Пластический	Упругий	Пластический	Упругий	Пластический
Вид обработки	Шлифование	Точение	Шлифование	Полирование	Протягивание	Растачивание
Марка материала	Сталь 45	Сталь 45	Сталь 30ХГСА	Сталь 08Х18Н9Т	Сталь 45	Сталь 45

Контрольные вопросы

1 Как происходит контактирование поверхностей в соответствии с молекулярно-механической теорией?

2 Чем обусловлено молекулярное взаимодействие двух тел?

3 Какие составляющие включает в себя коэффициент трения?

4 Как зависит молекулярная составляющая коэффициента трения от давления на фактической площади контакта?

5 От чего зависит деформационная составляющая коэффициента трения?

6 Как повлияет на коэффициент трения увеличение радиуса микронеровностей профиля?

7 Как повлияет на коэффициент трения увеличение температуры контактирующих поверхностей?

4 Лабораторная работа № 4. Определение коэффициента трения в подшипнике скольжения

Цель работы: определение коэффициента трения в подшипнике скольжения.

4.1 Теоретические сведения

Трение определяет износ и нагрев подшипника, а также его КПД. Для уменьшения трения подшипники скольжения смазывают.

В зависимости от режима работы подшипника в нем может быть граничное, полужидкостное или жидкостное трение.

Общей количественной характеристикой внешнего трения является коэффициент трения f , представляющий собой отношение силы трения к нормальной составляющей внешних сил, действующих на поверхности трения. На рисунке 4.1 представлена диаграмма Герси – Штрибека.

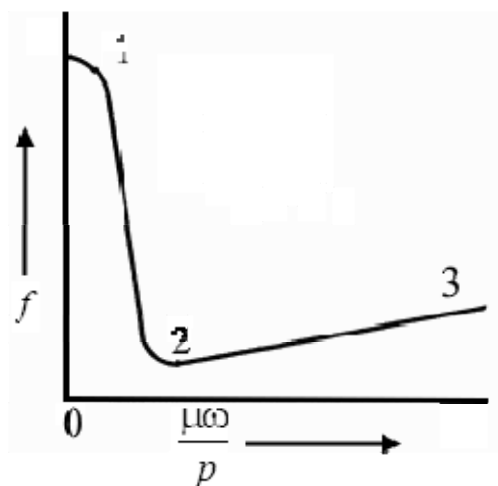


Рисунок 4.1 – Диаграмма Герси – Штрибека

Эта диаграмма иллюстрирует изменение коэффициента трения в подшипниках в зависимости от режима их работы, оцениваемого безразмерной характеристикой λ :

$$\lambda = \frac{\mu \cdot \omega}{p_m}, \quad (4.1)$$

где μ – динамическая вязкость смазочного материала, Па·с;

ω – угловая скорость вала, с⁻¹;

p_m – средняя удельная нагрузка на подшипник, Па.

Для радиального подшипника скольжения

$$p_m = \frac{F_r}{ld}, \quad (4.2)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

l – длина цапфы, м;

d – диаметр цапфы, м.

На начальном участке 1–2 кривой, когда значение λ невелико (например, при малой угловой скорости), имеет место граничное трение, при котором коэффициент трения изменяется мало. При возрастании скорости коэффициент трения быстро уменьшается за счет увеличения толщины слоя смазочного материала между трущимися поверхностями, неровности которых могут

соприкасаются друг с другом. Такое действие смазочного материала, передающего нагрузку, при котором он частично разделяет поверхности трения, называется полужидкостной смазкой.

Вследствие этого область трения на участке 1–2 с полужидкостной смазкой неустойчива. Коэффициент трения здесь колеблется в широких пределах при незначительных изменениях μ , λ или p_m . Точка 2 соответствует минимальному коэффициенту трения, когда слой смазочного материала лишь покрывает шероховатости трущихся поверхностей. При дальнейшем увеличении скорости толщина масляного слоя увеличивается, наступает режим жидкостного трения, отличающийся устойчивостью в широком диапазоне нагрузок и скоростей. Это объясняется регулирующим влиянием вязкости смазочного материала, которая зависит от температуры.

Скорость v_1 , при которой начинается переход от граничного трения к полужидкостному, определяется из формулы Фогельполя как

$$v_1 = \frac{F_r}{10^7 \cdot c \cdot \mu \cdot V}, \quad (4.3)$$

где F_r – нагрузка на подшипник, Н;

μ – динамическая вязкость масла, Н·с/м²;

V – рабочий объем подшипника, м³;

c – постоянный коэффициент, назначаемый по следующим рекомендациям: серый чугун $c = 1 \dots 2$; антифрикционный чугун $c = 1,5 \dots 2,5$; бронза $c = 2 \dots 3$; баббит $c = 2,5 \dots 4$.

Рабочий объем подшипника определяется по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{4}. \quad (4.4)$$

Заменив в формуле Фогельполя $F_r / (l \cdot d) = p$ и учитывая (4.4), получим

$$v_1 = \frac{p}{1,5 \cdot 10^8 \cdot c \cdot \mu}. \quad (4.5)$$

Условная граница, отделяющая режим жидкостного трения от трения с полужидкостной смазкой, определяется с помощью критических значений безразмерных чисел Зоммерфельда $[S_0]$:

$$[S_0] = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \omega}, \quad (4.6)$$

где ψ – относительный зазор в подшипнике.

$$\psi = \frac{D-d}{d}, \quad (4.7)$$

где D – внутренний диаметр вкладыша в подшипнике.

При $\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \omega} \geq [S_0]$ смазка полужидкостная, а при $\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \omega} < [S_0]$ – жидкостная.

Для случаев, когда параметр шероховатости трущихся поверхностей $R_z \approx 3,2$ мкм, прогиб шипа в подшипнике не превышает сумму высот неровностей и погрешности формы не превосходят половины допуска диаметра. В таблице 4.1 приведены критические значения $[S_0]$, при которых минимальная толщина слоя смазочного материала $h_{\min} = 10 \dots 15$ мкм.

С помощью чисел $[S_0]$ можно определить критические значения скоростей v_2 , м/с, при превышении которых наступает жидкостное трение:

$$v_2 = \frac{p \cdot \psi^2 \cdot d}{2 \cdot \mu \cdot [S_0]}. \quad (4.8)$$

Момент сил трения в подшипнике определяется зависимостью

$$M_T = f \cdot F_r \cdot \frac{d}{2}. \quad (4.9)$$

Таблица 4.1 – Значения $[S_0]$, соответствующие условной границе между полужидкостной и жидкостной смазкой

Отноше- ние l/d	Диаметр шипа, мм								
	30	40	50	60	70	80	100	150	200
$\psi = 0,001$									
0,6	0,28	0,35	0,42	0,53	0,65	0,8	1	2	3
0,8	0,44	0,54	0,64	0,8	0,95	1,2	1,5	2,7	4
1	0,58	0,72	0,85	1	1,2	1,5	1,9	3,3	4,5
1,2	0,7	0,8	1	1,2	1,4	1,7	2,2	3,7	5
$\psi = 0,002$									
0,6	0,42	0,53	0,65	0,8	1	1,4	2	3	5
0,8	0,64	0,8	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4	6
1	0,85	1	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	7
1,2	1	1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5	8
$\psi = 0,003$									
0,6	0,65	0,8	1	1,4	2	3	4	5	6
0,8	0,95	1,2	1,5	1,9	2,7	4	5	6	8
1	1,2	1,5	1,9	2,4	3,3	4,5	6	7	9
1,2	1,4	1,7	2,2	2,6	3,7	5	6,5	8	10

Величину $f=f_1$ в эту формулу следует подставлять с учетом режима работы подшипника в соответствии с данными, приведенными в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Значения коэффициента трения f_1 при граничном трении стального вала по подшипникам из различных материалов

Материал подшипника	f_1
Серый чугун	0,15...0,20
Антифрикционный чугун	0,12...0,15
Бронза	0,10...0,15
Баббитовая заливка	0,07...0,12
Сплав АСМ	0,10...0,15
Текстолит	0,15...0,25

Коэффициент трения определяется по формуле

$$f = f_1 - \frac{v}{v_2} (f_1 - f_2). \quad (4.10)$$

где v – скорость скольжения;

v_2 – скорость скольжения, соответствующая границе перехода из режима полужидкостного трения в жидкостное и определяемая по формуле (4.8);

f_2 – коэффициент трения, соответствующий v_2 .

Скорость скольжения в подшипнике, соответствующая частоте вращения n , определяется по выражению

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60}. \quad (4.11)$$

Величина f_2 определяется по формуле Фальца как

$$f_2 = 3 \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot \omega}{p}}. \quad (4.12)$$

4.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчет момента трения в подшипнике скольжения.

4.3 Задание к лабораторной работе

Определить коэффициент трения для единичного контакта и множественного контакта в соответствии с исходными данными (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 4

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр цапфы d , мм	30	35	40	50	30	35
Диаметр вкладыша D , мм	30,05	35,04	40,01	50,04	30,01	35,03
Длина цапфы L , мм	25	30	25	30	35	40
Частота вращения вала n , мин ⁻¹	1000	1200	2750	1750	2200	2400
Радиальная нагрузка на подшипник F_r , кН	2,3	3,1	2,6	1,8	1,6	2,2
Динамическая вязкость масла μ , Па·с	2,5	3,4	2,6	3,2	2,1	1,8
Материал вкладыша	Серый чугун		Бронза		Баббит	

Контрольные вопросы

- 1 Какие виды трения могут реализовываться в подшипнике скольжения?
- 2 Что иллюстрирует диаграмма Герси – Штрибека?
- 3 Как определяется средняя удельная нагрузка на подшипник?
- 4 Что определяется по формуле Фогеполя?
- 5 Что определяется с помощью критических значений безразмерных чисел Зоммерфельда?
- 6 Как определяется рабочий объем подшипника?
- 7 Что определяется по формуле Фальца?

5 Лабораторная работа № 5. Расчет на усталостный износ дискового тормоза

Цель работы: определение параметров усталостного износа.

5.1 Теоретические сведения

Механический износ возникает в результате трения деталей друг о друга и сопровождается истиранием, смятием и окислением поверхностей. При этом изменяются размеры, форма, масса и механические свойства деталей.

Скорость изнашивания v – отношение абсолютного значения износа к интервалу времени, в течение которого он осуществляется:

$$v = \frac{\Delta L}{t}; v = \frac{\Delta d}{t}; v = \frac{\Delta Q}{t}, \quad (5.1)$$

где ΔL , Δd , ΔQ – величины износа детали, мкм, мм³;

t – время изнашивания, ч.

Темп изнашивания – отношение абсолютного износа детали к единице выработки машины. Например, линейный износ деталей экскаватора к его выработке в метрах кубических.

Интенсивность изнашивания I – отношение абсолютного износа Δh к пути трения l :

$$I = \frac{\Delta h}{l}. \quad (5.2)$$

Для разработки мероприятий по предупреждению и уменьшению скорости изнашивания необходимо знать закономерности нарастания износа. Имеющиеся в этом направлении исследования позволяют полагать, что износ нарастает равномерно, пропорционально времени работы машины. На рисунке 5.1 показана кривая нарастания износа подвижного сопряжения детали, работающей в установившемся режиме машины, предложенная Лоренцем.

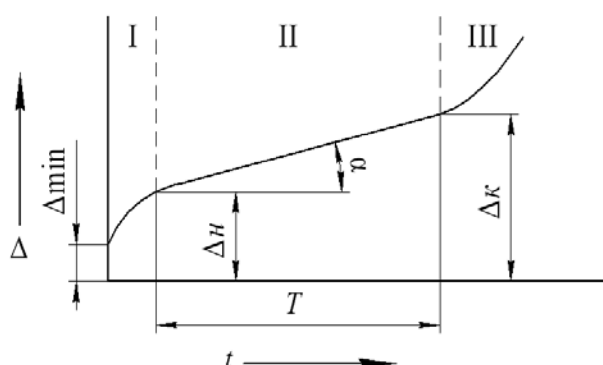


Рисунок 5.1 – Кривая износа сопряжений

Кривая имеет три участка, характеризующие следующие периоды работы сопряжения: I – период приработки; II – период нормальной работы; III – период аварийного износа. Первый период характеризуется постепенным понижением скорости изнашивания, которая во втором периоде изменяется незначительно, а в третьем периоде в результате действия ряда факторов (увеличение зазора, недостаток смазки и т. д.) она резко возрастает. Основным периодом является второй, и его стремятся увеличить за счет уменьшения периода приработки. Первый и третий периоды при установлении межремонтного периода, как правило, не учитываются. Продолжительность второго периода T определяют по формуле

$$T = \frac{\Delta_k - \Delta_n}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (5.3)$$

где Δ_k , Δ_n – соответственно наибольший допустимый и начальный зазоры в сопряжении, мм;

$\operatorname{tg} \alpha$ – величина, характеризующая интенсивность износа сопряжения (определяется экспериментальным путем).

Как отмечалось ранее, широкое применение получает усталостная теория изнашивания, однако наиболее применяющейся в инженерной проектно-конструкторской практике является теория, основанная на положении, что износ определяется работой сил трения в процессе относительного скольжения трущихся поверхностей кинематической пары.

В предположении пропорциональности износа работе сил трения получим

$$\delta = c \cdot F \cdot S = c \cdot f \cdot Q \cdot v_{ck} \cdot t, \quad (5.4)$$

где δ – толщина изношенного слоя;

c – коэффициент пропорциональности;

F – сила трения, $F = Q \cdot f$;

Q – сила прижатия тел;

f – коэффициент трения;

S – путь трения при относительном движении трущихся поверхностей пары, м; $S = v_{ck} \cdot t$;

v_{ck} – скорость относительного скольжения трущихся поверхностей;

t – время работы пары, с.

Если трение происходит на поверхности площадью A , то для единичной площадки $Q/A = p$ – удельное давление.

Обозначая $c \cdot f = k$, износ (в микрометрах) будет выражаться зависимостью

$$\delta = k \cdot p \cdot v_{ck} \cdot t, \quad (5.5)$$

где k – коэффициент износа.

Для элементарных значений $d\delta$ и dt выражение будет иметь вид

$$d\delta = k \cdot p \cdot v_{ck} \cdot dt. \quad (5.6)$$

Скорость изнашивания для приработавшихся поверхностей

$$v = \frac{d\delta}{dt} = k \cdot p \cdot v_{ck}. \quad (5.7)$$

Скорость изнашивания можно выразить через интенсивность изнашивания:

$$v = \frac{d\delta}{dt} = \frac{d\delta \cdot ds}{dt \cdot ds} = I_s \cdot v_{ck}. \quad (5.8)$$

Из вышеизложенного следует

$$\delta = k \int_0^{t_p} p \cdot v_{ck} dt, \quad (5.9)$$

где t_p – время работы кинематической пары, ч или с.

При расчете износа пользуются экспериментальными данными для I_s , на основании которых определяют k – коэффициент износа ($c \cdot f = k$) и другие параметры износа.

Весьма важно правильно выбирать размерности величин, входящих в расчет.

Обычно используют I_s^{\ominus} как безразмерную величину, определенную экспериментальным путем, имеющую численное значение в пределах $10^{-3} \dots 10^{-12}$ в зависимости от условий трения в кинематической паре.

Соотношение между интенсивностью изнашивания I_s с размерностью, используемой в ранее принятых зависимостях, и интенсивностью изнашивания I_s^{\ominus} в безразмерном виде определится из условия

$$I_s^{\ominus} = I_s \frac{10^{-9}}{3,6}. \quad (5.10)$$

Коэффициент износа определяется в виде

$$k = \frac{I}{p \cdot v_{ck}} = \frac{I_s}{p}. \quad (5.11)$$

Из этого выражения износ δ_u за время цикла t_u , по истечении которого ведущее звено машины возвращается в первоначальное положение, имея первоначальное значение скорости, определяется при условии: цикл обычно соответствует углу поворота ведущего звена механизма на угол $\varphi_u = 2\pi$, то

$$t_u = \frac{2\pi}{3,6 \cdot 10^3 \cdot \omega_{cp}}, \quad (5.12)$$

где ω_{cp} – средняя угловая скорость ведущего звена механизма.

В последней формуле учтено, что износ измеряется в миллиметрах, а угловая скорость – в секундах в минус первой степени.

Следовательно,

$$\delta_u = k \int_0^{t_u} p \cdot v_{ck} dt. \quad (5.13)$$

При повороте ведущего звена на угол $\varphi = \varphi_u \cdot n_u$, где n_u – число циклов работы механизма и кинематической пары в механизме, износ

$$\delta = \delta_u \cdot n_u. \quad (5.14)$$

Если принять за $\delta^o = \delta_u \cdot n_o$ предельный износ, при котором необходима замена изношенного звена, то n_o – число циклов, которое соответствует потере работоспособности элемента пары.

При расчете износа кинематических пар трения зависимость (5.13) преобразуется применительно к данной паре трения.

Рассмотрим плоский подпятник, изображенный на рисунке 5.2.

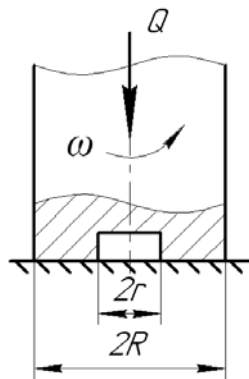


Рисунок 5.2 – Плоский подпятник

Для пяты, перемещающейся по неподвижному подпятнику, износ в каждой точке будет одинаковым, поэтому скорость скольжения можно определить по формуле

$$v_{ск} = \omega \cdot \frac{(R+r)}{2}. \quad (5.15)$$

Подставим данную скорость в (5.12):

$$\delta_{u1} = k_1 \int_0^{t_u} p \cdot \omega \cdot \frac{(R+r)}{2} dt = k_1 \cdot p \cdot \omega \cdot \frac{(R+r)}{2} \cdot t_u. \quad (5.16)$$

Учитывая (5.12), получим

$$\delta_{u1} = k_1 \cdot p \cdot \omega \cdot \frac{(R+r)}{2} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{3,6 \cdot 10^3 \cdot \omega} = \frac{k_1 \cdot p \cdot (R+r) \cdot \pi}{3,6 \cdot 10^3}. \quad (5.17)$$

Условия трения в одноименной точке подпятника одинаковы по давлению, относительной скорости, коэффициенту трения. Отличаются они материалом и значениями коэффициентов износа.

Следовательно,

$$\delta_{u2} = \frac{k_2 \cdot p \cdot (R + r) \cdot \pi}{3,6 \cdot 10^3}. \quad (5.18)$$

Суммарный износ элементов пары за цикл выразится в виде

$$\delta_{u\Sigma} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot p \cdot (R + r) \cdot \pi}{3,6 \cdot 10^3}, \quad (5.19)$$

а износ за число циклов n_u

$$\delta_{u\Sigma} = \frac{(k_1 + k_2) \cdot p \cdot (R + r) \cdot \pi}{3,6 \cdot 10^3} \cdot n_u. \quad (5.20)$$

Ресурс t_p кинематической пары до потери работоспособности определяется из выражения

$$t_p = n_u \cdot t_u. \quad (5.21)$$

5.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчет времени работы дискового тормоза, показанного на рисунке 5.3, до достижения допустимого износа.

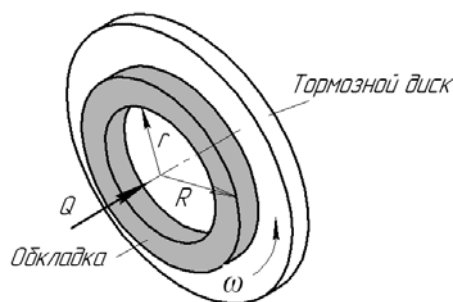


Рисунок 5.3 – Схема дискового тормоза

5.3 Задание к лабораторной работе

Определить время t_p работы дискового тормоза до достижения допустимого износа по данным таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 5

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Интенсивность изнашивания для диска $I_s^{\ominus} \cdot 10^{-10}$	0,5	0,7	0,9	1,0	1,1	1,3
Интенсивность изнашивания для обкладки $I_s^{\ominus} \cdot 10^{-8}$	1,2	0,8	0,6	1,3	1,4	0,7
Внешний радиус обкладки R , мм	100	120	140	160	180	200
Внутренний радиус обкладки r , мм	40	40	60	60	100	100
Угловая скорость вращения диска ω , с^{-1}	4	6	8	10	12	4
Давление на поверхности контакта p_{cp} , МПа	2,5	3	4,5	2,5	3	4,5
Допустимый износ диска и обкладки $\delta^{\circ} \cdot 10^3$, мкм	0,5	0,8	1,0	1,2	1,5	0,5

Контрольные вопросы

- 1 Что такое скорость изнашивания?
- 2 Как определяется интенсивность изнашивания?
- 3 Какие различают три периода износа трибосопряжений?
- 4 Как определяется время цикла износа трибосопряжения?
- 5 От чего зависит величина износа элементов пары за цикл?
- 6 Как определяется ресурс кинематической пары до потери работоспособности?

6 Лабораторная работа № 6. Расчет на абразивный износ зубчатой передачи

Цель работы: определение параметров абразивного износа.

6.1 Теоретические сведения

Для деталей машин различного назначения наиболее характерным и интенсивно протекающим является абразивное изнашивание. Этому виду изнашивания подвержены детали, взаимодействующие со смазкой или топливом, загрязненным абразивом (пылью).

Абразивное изнашивание деталей машин является нестационарным процессом: в эксплуатации возможны различные комбинации действующих факторов, поэтому скорость изнашивания и величина износа являются случайными величинами.

К факторам, влияющим на скорость изнашивания, относятся:

- 1) нагрузки.

Условия работы зубчатых передач редукторов горных, металлургических, строительных, дорожных, коммунальных и других машин характеризуются следующими особенностями: высокими нагрузками, действующими в контакте; сравнительно высокими твердостями контактирующих поверхностей (закаленные стали); незначительным количеством частиц, попадающих в зазор, а также относительно невысокой их прочностью. При определенных

соотношениях прочности частиц и твердости изнашиваемых поверхностей происходит интенсивное дробление частиц. Следствием интенсивного дробления частиц является слабая зависимость износа от нагрузки. Объясняется это явление конечной величиной внедрения частиц, определяемой их механической прочностью при дроблении, и любая большая нагрузка, чем приводящая к дроблению, уже не может увеличить глубину внедрения и пропорциональный ее износ. Для частиц, имеющих сферическую форму, глубина внедрения, обуславливающая разрушение частиц, выражается в виде

$$\frac{h}{R_{\max}} = \frac{\sigma}{2 \cdot \text{НВ}}, \quad (6.1)$$

где h – глубина внедрения, соответствующая разрушению частиц;

R_{\max} – радиус частицы (разрушающая нагрузка, деленная на площадь максимального сечения);

σ – прочность;

НВ – твердость по Бринеллю материала, взаимодействующего с частицей.

В общем случае износ связан с нагрузкой степенной зависимостью. Показатель степени при нагрузке для случаев работы тяжело нагруженных сопряжений из твердых материалов, где проходит дробление частиц абразива, значительно меньше единицы.

Установлено, что зависимость разрушающей нагрузки на кварцевые зерна (песок) имеет степенной характер:

$$P = a \cdot d^n, \quad (6.2)$$

где a – коэффициент;

n – показатель степени;

d – поперечный размер зерна.

Отмечается, что для твердых сталей (HRC = 56...58) значение этих величин составляет $d = 4,8$, $n = 0,96$ – для нормального усилия и $a = 2,24$, $n = 1,01$ – для совместного действия нормального и касательного усилий. При $n = 1$ получаем, что скорость абразивного изнашивания пропорциональна $R^{0,5}$.

Таким образом, скорость абразивного изнашивания зубчатых передач слабо зависит от нагрузки при высоких ее значениях, вызывающих разрушение частиц абразива. В тех случаях, когда разрушения частиц абразива не происходит, скорость изнашивания связана с нагрузкой (контактными напряжениями) степенной зависимостью, показатель степени при этом больше единицы;

2) абразивная среда.

Скорость абразивного изнашивания зубчатых передач возрастает с увеличением количества абразива в среде (смазке). Изменение скорости изнашивания зубчатых передач от крупности частиц абразива имеет сложный характер, обусловленный тем, что с увеличением размера частиц уменьшается

их прочность. В общем случае износ и скорость изнашивания возрастают с увеличением размера частиц; предлагается степенная зависимость скорости изнашивания от размера частиц, где показатель степени меняется в пределах от 0 до 2, причем наличие смазки в контакте уменьшает значение показателя степени. Отмечается, что с увеличением размера абразивных частиц износ повышается лишь до определенного размера зерна, а затем остается практически постоянным. На этом основании выведенную теоретически зависимость скорости изнашивания от произведения $R^{0,5}\sigma^{2,5}$ следует считать наиболее полно соответствующей практическим данным;

3) механические свойства изнашиваемых материалов.

Определяющим износ фактором считают соотношение твердостей абразива и изнашиваемого материала. Установлено, что износ практически не зависит от твердости абразива, если она значительно выше твердости стали. Уменьшение скорости абразивного износа с ростом твердости материала получено во многих экспериментах, когда твердость абразива незначительно выше твердости стали. При твердости абразивных частиц невысокой или меньшей твердости стали (например, зерен кварца, стекла), при наличии пластического передеформирования, зависимость износостойкости от твердости отклоняется от линейной в сторону ее увеличения.

Исследование абразивного износа на роликовой машине МИ-1 показало также, что скорость изнашивания поверхности уменьшается при увеличении твердости сопрягаемой поверхности: повышение твердости одного ролика приводило к снижению износа обоих. Таким образом, результаты исследований показывают, что скорость изнашивания уменьшается как с повышением твердости сопрягаемой поверхности, так и с повышением твердости одной поверхности; в некоторых случаях скорость изнашивания зависит от твердости в степени, большей единицы.

Теоретические исследования показали, что износ зависит от твердости как изнашиваемой поверхности, так и контртела в степенях соответственно $-1,5$ и -1 . Можно считать, что в общем случае это соответствует практическим данным;

4) параметры зубчатых передач. Экспериментальных исследований зависимости скорости изнашивания от параметров зубчатых передач не проводилось. Поэтому судить об этой зависимости можно по формулам, предложенным различными авторами для оценки скорости изнашивания или сроков службы зубчатых передач.

Зависимость скорости изнашивания от модуля представлена в виде степенной функции с показателем степени 0,5 или обратной величине модуля. В общем случае можно только говорить об уменьшающемся влиянии модуля с увеличением его величины.

С целью определения зависимости срока службы зубчатых колес от основных факторов исследовался износ зубчатых передач при работе в смазке, загрязненной абразивом [1].

Испытывались прямозубые зубчатые колеса ($m = 5$ мм, $z_1 = 58$, $z_2 = 37$, $\alpha = 20^\circ$) из стали 45, подвергнутые улучшению и нормализации, HB = 150...180. Перед испытаниями передачи подвергались приработке

в течение 8...10 ч в масляной ванне редуктора с 2 % абразива (корундовая пыль зернистостью 100...120). Зубчатые передачи испытывались при нагрузке 32,2...74,8 Нм, содержание абразива в различных сериях опытов составляло 2 % и 4 % по массе. Было проведено 32 опыта общей продолжительностью около 700 ч.

По результатам этих опытов было получено следующее уравнение для определения линейной скорости изнашивания v_h :

$$v_h = C \cdot A \cdot \sigma^S, \quad (6.3)$$

где C – параметрический коэффициент, устанавливаемый опытным путем;

A – содержание абразива в смазке, %;

σ – контактные напряжения;

S – показатель степени, зависящий от материала зубчатых колес, для условий проведенных опытов $S = 1,37$.

Параметрический коэффициент C определяется по формуле

$$C = \eta \cdot \frac{H_m}{H_a}, \quad (6.4)$$

где η – опытный коэффициент;

H_m – твердость металла;

H_a – твердость абразива.

Формула для определения срока службы зубчатых колес при абразивном изнашивании предлагается в следующем общем виде:

$$T = \frac{\Delta n}{k \cdot C \cdot A \cdot \sigma^S \cdot n^\alpha \cdot (1/\varepsilon) \cdot \gamma} \cdot \frac{1}{K_n \cdot K_c \cdot K_r}, \quad (6.5)$$

где Δn – величина предельного износа зубьев по хорде начальной окружности (при $v > 3$ м/с $\Delta n = (0,2...0,3) \cdot m$; при $v = 3...8$ м/с $\Delta n = (0,12...0,20) \cdot m$; при $v = 8...12$ м/с, $\Delta n = (0,06...0,12) \cdot m$;

k – коэффициент размерности;

n – частота вращения зубчатого колеса;

α – показатель степени, учитывающий влияние центробежных сил на засоренность абразивом масляной пленки в зоне трения ($\alpha < 1$);

ε – коэффициент износостойкости зацепления, учитывающий влияние твердости материала;

γ – показатель степени, учитывающий снижение срока службы зубчатого колеса за счет изменения скорости изнашивания во времени;

K_n – коэффициент, учитывающий продолжительность работы редуктора;

K_c – суточный коэффициент использования машины по времени;

K_r – коэффициент, учитывающий использование машины в течение года.

Для практического использования этой формулы необходимо экспериментально определять значение ряда входящих в нее величин (σ , ε , α , γ).

Наиболее приемлемым для практического использования являются расчетные методы определения скорости изнашивания высоконагруженных зубчатых колес, работающих в смазке, загрязненной абразивными частицами. Эти методы созданы на основе усталостной теории изнашивания, учитывают все основные факторы, определяющие скорость изнашивания зубьев, и, в общем, соответствуют экспериментальным данным.

Для эвольвентных зубчатых передач скорости изнашивания поверхности зубьев $v_{1,2}$, мм / ч, с учетом основных факторов, предлагается определять по следующим формулам:

– для косозубых передач

$$v_1 = 576 \frac{\varepsilon^{2/3} \cdot R^{0,5} \cdot \sigma^{2,5}}{l_{0,1}^t \cdot \text{HB}_1^{1,5} \cdot \text{HB}_2} \cdot \left[\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin \alpha}{\cos \beta \cdot (1 - \cos^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta} \right]^{0,5} \cdot y_{n1} \cdot n_1; \quad (6.6)$$

$$v_2 = 576 \frac{\varepsilon^{2/3} \cdot R^{0,5} \cdot \sigma^{2,5}}{l_{0,2}^t \cdot \text{HB}_1 \cdot \text{HB}_2^{1,5}} \cdot \left[\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin \alpha}{\cos \beta \cdot (1 - \cos^2 \alpha) \cdot \sin^2 \beta} \right]^{0,5} \cdot y_{n2} \cdot n_2; \quad (6.7)$$

– для прямозубых передач

$$v_1 = 576 \frac{\varepsilon^{2/3} \cdot R^{0,5} \cdot \sigma^{2,5}}{l_{0,1}^t \cdot \text{HB}_1^{1,5} \cdot \text{HB}_2} \cdot [m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin \alpha]^{0,5} \cdot y_{n1} \cdot n_1; \quad (6.8)$$

$$v_2 = 576 \frac{\varepsilon^{2/3} \cdot R^{0,5} \cdot \sigma^{2,5}}{l_{0,2}^t \cdot \text{HB}_1 \cdot \text{HB}_2^{1,5}} \cdot [m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \sin \alpha]^{0,5} \cdot y_{n2} \cdot n_2, \quad (6.9)$$

где l_0 – относительное удлинение материала при разрыве;

t – показатель фрикционной усталости материала;

ε – объемная концентрация частиц абразива в смазке;

α – угол зацепления, град;

β – угол наклона зубьев передачи, град;

y_{n1}, y_{n2} – геометрический коэффициент абразивного износа шестерни и колеса соответственно;

n_1, n_2 – частота вращения шестерни и колеса соответственно.

6.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчет времени работы дискового тормоза до достижения допустимого износа.

6.3 Задание к лабораторной работе

Определить скорости изнашивания поверхности зубьев для колеса и шестерни зубчатой передачи по данным таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 6

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Объемная концентрация частиц абразива в смазке ϵ , %	3	2	1	3	1	2
Шероховатость поверхности зубьев R , мкм	5	10	15	20	25	5
Контактные напряжения в передаче σ , МПа	480	520	560	580	610	610
Относительное удлинение материала при разрыве l_0 , %	18			20		
Твердость поверхности зубьев шестерни НВ ₁	180	220	200	230	250	380
Твердость поверхности зубьев колеса НВ ₂	160	200	180	200	220	160
Модуль зацепления m , мм	1,5	2	2,5	3	3,5	1,5
Число зубьев шестерни z_1	20	28	24	32	22	20
Число зубьев колеса z_2	56	84	124	68	72	84
Угол профиля зубьев α , град	20					
Угол наклона зубьев β , град	–	10	–	12	–	14
Геометрические коэффициенты абразивного износа шестерни и колеса $y_{n 1,2}$	0,3					
Частота вращения шестерни n_1 , мин ⁻¹	600	1200	400	1500	800	600

Контрольные вопросы

- 1 При каких условиях возникает абразивный износ?
- 2 Какие факторы влияют на скорость абразивного изнашивания?
- 3 Как изменяются износ и скорость изнашивания в зависимости от размеров абразивных частиц?
- 4 Запишите уравнение для определения линейной скорости изнашивания зубчатых колес.
- 5 От чего зависит величина предельного износа зубьев по хорде начальной окружности?
- 6 Как влияют твердость металла и твердость абразива на параметрический коэффициент C ?
- 7 Как влияет частота вращения колеса на скорость изнашивания?

7 Лабораторная работа № 7. Определение параметров износа шлицевого соединения

Цель работы: определение интенсивности изнашивания и долговечности шлицевого соединения.

7.1 Теоретические сведения

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

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{0,8 \cdot d_m \cdot z \cdot m \cdot l}, \quad (7.1)$$

где T – расчетное значение передаваемого соединением крутящего момента;

d_m – средний диаметр соединения;

z – число зубьев;

m – модуль соединения;

l – расчетная длина соединения.

Рассмотрим расчет на изнашивание при перекосе осей вала и установленной детали. Схема перекоса приведена на рисунке 7.1.

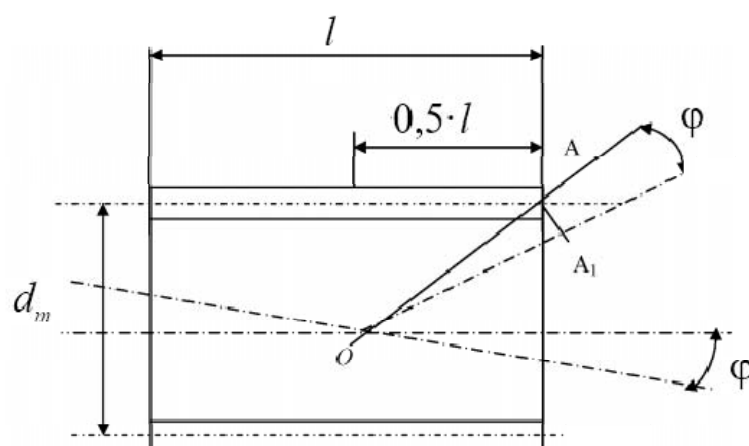


Рисунок 7.1 – Схема перекоса шлицевого соединения

Для упрощения показаны размеры шлицев лишь одной из сопряженных деталей. Принимаем, что перекос осей деталей соединения происходит

относительно центра соединений – точки O . Тогда при перекосе на угол φ точка A на внешнем торце зуба переносится в точку A_1 . Величина перемещения

$$S' = OA \cdot \varphi. \quad (7.2)$$

Так как

$$OA = \sqrt{\left(\frac{d_m}{2}\right)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2} = \frac{d_m}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}, \quad (7.3)$$

то

$$S' = \frac{d_m \cdot \varphi}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}. \quad (7.4)$$

За один полный оборот точка A совершит путь

$$S_1 = 4 \cdot S' = 2 \cdot d_m \cdot \varphi \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}. \quad (7.5)$$

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

Толщину изношенного слоя определим по формуле

$$h = I_s \cdot S. \quad (7.6)$$

Допускаемую толщину износа рекомендуется определять по формуле $h = (0,1 \dots 0,15) \cdot m$.

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

$$I_h = k \cdot \frac{f \cdot p_a}{\text{НВ}} \cdot \frac{v_s \cdot l}{a}, \quad (7.7)$$

где k – экспериментальный коэффициент;

p_a – номинальное давление на поверхности;

v_s – скорость скольжения;

a – коэффициент температуропроводности;

l – коэффициент трения;

НВ – твердость на поверхности.

Примем $p_a = \sigma_{cm}$. Тогда получим

$$p_a = \frac{2 \cdot T}{0,8 \cdot d_m^2 \cdot l}. \quad (7.8)$$

Среднюю скорость скольжения определим по формуле

$$v_s = \frac{S_1}{t_1}, \quad (7.9)$$

где t_1 – время одного оборота вала в секундах.

$$t_1 = \frac{60}{n}, \quad (7.10)$$

где n – частота вращения вала.

Подставив значение S_1 и t_1 , получим

$$v_s = \frac{d_n \cdot \varphi \cdot n}{30} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}. \quad (7.11)$$

Коэффициент температуропроводности определяется отношением

$$a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}, \quad (7.12)$$

где λ – коэффициент теплопроводности;

γ – плотность;

c – удельная теплоемкость материала поверхности.

С использованием выражений для p_a и v_s получим

$$I_h = \frac{k}{15} \cdot \frac{f \cdot T \cdot \varphi \cdot n}{\text{НВ} \cdot d_m \cdot a} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}. \quad (7.13)$$

Путь трения S за время работы определим по формуле

$$S = S_1 \cdot N_y. \quad (7.14)$$

Число циклов нагружения за время работы

$$N_y = 60 \cdot n \cdot t_h \cdot K_E. \quad (7.15)$$

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

$$S = 120 \cdot d_m \cdot \varphi \cdot L_h \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2}. \quad (7.16)$$

Толщина изношенного слоя за время работы

$$h = 8 \cdot k \frac{f \cdot T \cdot \varphi^2 \cdot n^2}{\text{HB} \cdot a} \left[1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2 \right] \cdot L_h. \quad (7.17)$$

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

$$L_h \leq \frac{[h] \cdot \text{HB} \cdot a}{8 \cdot k \cdot f \cdot T \cdot \varphi^2 \cdot n^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{l}{d_m}\right)^2 \right]}. \quad (7.18)$$

7.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать расчет времени работы шлицевого соединения до достижения допустимого износа.

7.3 Задание к лабораторной работе

Определить долговечность шлицевого соединения по изнашиванию по данным таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Исходные данные к лабораторной работе № 7

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Допустимый износ соединения $[h]$, мм	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,02
Твердость поверхности шлицов по Бринеллю HB	220	240	280	300	320	340
Коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м·град)	50	55	60	65	70	75
Плотность материала шлицов γ , кг/м ³	7800					
Удельная теплоемкость материала поверхности c , Дж/(кг·К)	460					
Экспериментальный коэффициент k	5,3					
Коэффициент трения скольжения f	0,09	0,11	0,13	0,09	0,11	0,13
Передаваемый вращающий момент T , Н·м	650	450	300	250	200	350
Угол перекоса φ , град	0,3	0,1	0,25	0,1	0,15	0,3
Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	600	1200	400	1500	800	600
Длина соединения l , мм	30	25	40	50	45	35
Модуль шлицов m , мм	1,5	2	1,0	2,5	1,25	1,5

Контрольные вопросы

- 1 От чего зависит напряжение смятия для шлицевого соединения?
- 2 Как определить толщину изношенного слоя для шлицевого соединения?
- 3 Как влияет твердость шлицов на интенсивность линейного изнашивания?
- 4 Как определяется коэффициент температуропроводности?
- 5 Как влияет нагрузка на номинальное давление на поверхности шлицов?
- 6 Что оказывает влияние на износ шлицов при высоких скоростях скольжения?

8 Лабораторная работа № 8. Определение параметров износа зубчатой передачи при наличии смазки.

Цель работы: определение параметров износа зубчатой передачи при наличии смазки.

Теоретические сведения

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.

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:

$$\frac{h_0}{\rho_{np}} = \frac{1,846 \cdot P_S^{0,723} \cdot P_u^{0,558} \cdot P_N^{0,167}}{K_1}, \quad (8.1)$$

где K_1 – безразмерный коэффициент, учитывающий уменьшение толщины смазочного слоя за счёт разогрева смазки в зоне контакта;

P_S, P_u, P_N – безразмерные критерии.

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.

Коэффициент K_1 определяются по зависимости

$$K_1 = 1 + P_T^{0,65} \cdot \lg(0,9 \cdot P_S^{0,114} \cdot P_u^{0,285} \cdot P_N^{0,0855}). \quad (8.2)$$

При этом безразмерный критерий P_S определяется по формуле

$$P_S = \frac{\mu_0 \cdot U_\Sigma}{E_{np} \cdot \rho_{np}}, \quad (8.3)$$

где μ_0 – динамическая вязкость масла;

U_Σ – суммарная скорость поверхностей в контакте;

E_{np} – приведенный модуль упругости контактирующих тел;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей.

Безразмерный критерий P_u определяется по формуле

$$P_u = \alpha \cdot E_{np}, \quad (8.4)$$

где α – пьезокоэффициент вязкости смазки.

Безразмерный критерий P_N определяется по формуле

$$P_N = \frac{E_{np} \cdot \rho_{np}}{q_n}, \quad (8.5)$$

где q_n – расчетная нагрузка в зубчатой передаче.

Безразмерный критерий P_T определяется по формуле

$$P_T = \frac{\mu_0 \cdot \beta \cdot v_1^2}{\lambda_m}, \quad (8.6)$$

где β – коэффициент в экспоненциальной зависимости вязкости от температуры;

v_1 – скорость поверхности шестерни;

λ_m – коэффициент теплопроводности смазки.

Величины, входящие в состав безразмерных параметров, определяются по формулам

$$U_\Sigma = v_1 + v_2, \quad (8.7)$$

где v_2 – скорость поверхности колеса;

$$\rho_{np} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (8.8)$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны колеса и шестерни;

$$q_{np} = \frac{F_n}{b_w} \cdot K_H, \quad (8.9)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении передачи;

K_H – коэффициент расчетной нагрузки передачи;

b_w – ширина зубчатого венца колеса.

Оценку режима смазывания можно выполнить по отношению

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}, \quad (8.10)$$

где R_{a1}, R_{a2} – шероховатость поверхности колеса и шестерни.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что режим практически безыносной работы имеет место при $\lambda > 3 \dots 3,5$.

8.2 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать проверку зубчатой передачи по критерию безыносной работы.

8.3 Задание к лабораторной работе

Проверить зубчатую передачу по критерию безыносной работы по данным таблицы 8.1 (при расчетах принять $\mu_0 = 603,3$ Па·с; $\alpha = 8,14 \cdot 10^6$ м³/с; $\beta = 9,03 \cdot 10^4$ 1/К; $\lambda_m = 0,1363$ Вт/(м·°С); $K_H = 1,25$; $E_{np} = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па).

Таблица 8.1 – Исходные данные к заданию в лабораторной работе № 8

Обозначение	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Число зубьев шестерни z_1	23	25	32	28	20	18
Число зубьев колеса z_2	56	48	86	78	54	36
Модуль зацепления m , мм	1,5	2,0	2,5	3,0	1,0	1,5
Нормальная сила в зацеплении $F_n, Н$	1250	3200	3270	2100	2650	3120
Ширина зубчатого венца b_w , мм	34	42	22	40	52	38
Шероховатость поверхности зубьев шестерни R_{a1} , мкм	0,8	1,6	3,2	0,8	1,6	3,2
Шероховатость поверхности зубьев колеса R_{a2} , мкм	0,8	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2

Контрольные вопросы

- 1 Какое трение называется эластогидродинамическим?
- 2 Что позволяет определить контактно-гидродинамический расчет зубчатых передач?
- 3 От чего зависит безразмерный критерий P_u ?
- 4 От чего зависит безразмерный критерий P_N ?
- 5 От чего зависит безразмерный критерий P_T ?
- 6 При каком условии можно сделать вывод о безыносной работе зубчатых передач?

Список литературы

- 1 Доценко, А. И. Триботехника : учебник / А. И. Доценко, И. А. Буяновский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : ИНФРА-М, 2020. – 399 с.
- 2 Горленко, О. А. Прикладная механика: триботехнические показатели качества машин: учебное пособие для вузов / О. А. Горленко, В. П. Тихомиров, Г. А. Бишутин. – 2-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2021. – 264 с.