

3880



Министерство образования  
Республики Беларусь

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

---

---

**Кафедра «Строительные и дорожные машины»**

**А.Н. Смоляк**

# **ТРИБОТЕХНИКА**

*Учебно-методическое пособие*

**Минск  
БИТУ  
2010**

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

А.Н. Смоляк

## ТРИБОТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-36 11 01  
«Подъемно-транспортные, строительные,  
дорожные машины и оборудование»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию  
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск  
БНТУ  
2010

УДК 621.891(075.8)

ББК 34.41я7

С 51

**Рецензенты:**

*А.И. Сафонов, В.В. Яцкевич*

**Смоляк, А.Н.**

С 51 Триботехника: учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А.Н. Смоляк. – Минск: БНТУ, 2010. – 77 с.

ISBN 978-985-525-394-6.

В учебно-методическом пособии изложены методики расчета и определения принципиальных схем сборочных единиц трения, выбора материалов для их изготовления с позиции их влияния на износостойкость и надежность конструкций подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин.

Приведены варианты заданий для практических занятий по дисциплине «Триботехника».

УДК 621.891(075.8)

ББК 34.41я7

ISBN 978-985-525-394-6

© Смоляк А.Н., 2010

© БНТУ, 2010

## ВВЕДЕНИЕ

Обучение методикам расчета и проектирования сборочных единиц трения является важнейшей частью программы изучения дисциплины «Триботехника» при подготовке инженеров по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование».

В данном учебно-методическом пособии изложены методики расчета и выбора принципиальных схем сборочных единиц трения подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин, представлены методики выбора материалов, применяемых для изготовления сопряженных пар, определения влияния их сочетаний на износостойкость и надежность конструкций.

Практические задания приведены вместе с исходными данными по вариантам.

На отдельных примерах рассмотрены: качество поверхности, физико-химические свойства и контактирование поверхностей деталей, механизм изнашивания деталей пар трения и рабочих органов подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования (включая разрушения при контактных нагрузках), связь сопротивления усталости деталей с процессами трения и изнашивания, распределение износа по поверхности деталей, расчет и конструкции уплотнений и другие вопросы.

При проектировании подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования без учета перечисленных вопросов, разработанная конструкция может иметь ряд дефектов, которые впоследствии задерживают доводку машины, увеличивают непроизводительные расходы на ее эксплуатацию и ремонт и удорожают обслуживание. Для избежания этого целесообразно находить конструктивные решения, которые исключили бы возникновение триботехнических проблем, повышая тем самым надежность и облегчая обслуживание подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования. При решении триботехнических задач работа будущих специалистов должна быть направлена на повышение износостойкости машины, применение адекватных сборочных единиц трения и обеспечение подходящих смазочных материалов и приработанных покрытий, а, следовательно, на максимальное снижение затрат на ремонт и техническое обслуживание.



**Исходные данные для определения параметров шероховатости  
поверхностей деталей**

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вид обработки деталей	Торцовое фрезерование	Строгание	Точение	Растачивание	Плоское шлифование	Круглое шлифование	Развертывание	Протягивание
Материал	Сталь							
<i>l</i>	140	145	150	155	145	140	160	170
<i>У<sub>1</sub></i>	0,63	0,68	0,75	0,32	0,16	0,08	0,16	0,32
<i>У<sub>2</sub></i>	0,65	0,65	0,70	0,40	0,20	0,10	0,20	0,38
<i>У<sub>3</sub></i>	0,68	0,70	0,65	0,45	0,28	0,15	0,30	0,36
<i>У<sub>4</sub></i>	0,70	0,75	0,32	0,40	0,30	0,20	0,40	0,40
<i>У<sub>5</sub></i>	0,60	0,90	0,40	0,50	0,32	0,25	0,35	0,50
<i>У<sub>6</sub></i>	0,65	0,95	0,45	0,60	0,60	0,40	0,63	0,60
<i>У<sub>7</sub></i>	0,90	0,98	0,50	0,80	0,70	0,50	0,70	0,70
<i>У<sub>8</sub></i>	0,95	0,92	0,85	0,90	0,80	0,60	0,90	0,80
<i>У<sub>9</sub></i>	1,25	1,50	0,95	1,50	1,25	0,80	1,10	0,85
<i>У<sub>10</sub></i>	2,00	2,50	1,25	2,50	1,50	0,95	1,25	0,90
<i>b<sub>1</sub></i>	0,30	0,42	0,35	0,40	0,16	0,08	0,16	0,30
<i>b<sub>2</sub></i>	0,32	0,46	0,36	0,42	0,17	0,10	0,18	0,38
<i>b<sub>3</sub></i>	0,38	0,38	0,40	0,50	0,18	0,12	0,20	0,32
<i>b<sub>4</sub></i>	0,42	0,54	0,42	0,55	0,20	0,14	0,21	0,36
<i>b<sub>5</sub></i>	0,50	0,20	0,54	0,38	0,23	0,20	0,28	0,42
<i>b<sub>6</sub></i>	0,55	0,26	0,60	0,40	0,20	0,18	0,26	0,40
<i>b<sub>7</sub></i>	0,58	0,60	0,38	0,42	0,32	0,40	0,30	0,48
<i>b<sub>8</sub></i>	0,45	0,54	0,42	0,36	0,30	0,38	0,34	0,52
<i>b<sub>9</sub></i>	0,65	0,70	0,40	0,60	0,44	0,50	0,48	0,65
<i>b<sub>10</sub></i>	0,70	0,42	0,45	0,70	0,48	0,56	0,50	0,70
<i>S<sub>1</sub></i>	0,60	0,84	0,70	0,80	0,32	0,16	0,32	0,60
<i>S<sub>3</sub></i>	0,76	0,76	0,80	1,00	0,36	0,24	0,40	0,64
<i>S<sub>5</sub></i>	1,00	0,40	1,08	0,76	0,46	0,40	0,56	0,84
<i>S<sub>7</sub></i>	1,16	1,20	0,76	0,84	0,64	0,80	0,60	0,96
<i>S<sub>9</sub></i>	1,30	1,40	0,80	1,20	0,88	1,00	0,96	1,30
<i>S<sub>m1</sub></i>	0,60	0,84	0,70	0,80	0,32	0,16	0,32	0,60
<i>S<sub>m2</sub></i>	0,80	0,82	0,86	1,40	1,00	0,60	0,80	1,25
<i>S<sub>m3</sub></i>	0,76	0,76	0,80	1,00	0,36	0,24	0,40	0,64
<i>S<sub>m4</sub></i>	0,84	1,08	0,84	1,10	0,40	0,28	0,45	0,80

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$S_{ms}$	1,20	0,80	1,28	1,50	0,92	0,85	1,12	1,68
$S_{m6}$	1,10	0,56	1,20	0,80	0,50	0,40	0,52	0,85
$S_{m7}$	1,20	1,40	1,50	1,70	1,30	1,60	1,20	2,00
$S_{m8}$	0,92	1,10	0,84	0,76	0,60	0,76	0,68	1,04
$S_{m9}$	1,50	1,45	1,10	1,40	1,70	1,00	1,80	2,50
$S_{m10}$	1,40	0,84	0,95	1,50	0,96	1,12	1,20	1,40

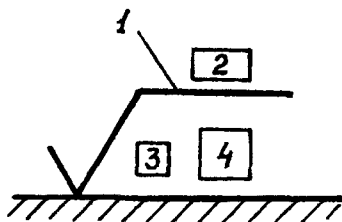


Рис. 1.2. Обозначения шероховатости поверхностей

### Методические указания

Шероховатость поверхности – размерная характеристика поверхности. Количественно шероховатость можно оценить показателями. ГОСТ 2789–73 предусматривает шесть параметров, характеризующих шероховатость поверхности (см. рис. 1.1): три высотных –  $R_a$ ,  $R_z$  и  $R_{max}$ , два шаговых –  $S$  и  $S_m$  и относительная опорная длина профиля  $t_p$ .

Средним арифметическим отклонением профиля  $R_a$  называют среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины  $l$  (см. рис. 1.1):

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

или

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Y_i|. \quad (1.1)$$

На профилограмме положение средней линии профиля определяют так, чтобы площади  $F$  по обе стороны от нее до контура профиля были равны, т.е. чтобы

$$\int_0^l Y(x) dx = 0$$

или

$$F_1 + F_3 + \dots + F_{n-1} = F_2 + F_4 + \dots + F_n, \quad (1.2)$$

где  $F_i = Y_i b_i$ .

Длину базовой линии, используемую для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности, называют *базовой длиной*  $l$ .

Высота неровностей профиля по десяти точкам  $R_z$  представляет собой сумму средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины (см. рис. 1.1):

$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 |Y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |Y_{vi}| \right), \quad (1.3)$$

где  $Y_{pi}$  – высота  $i$ -го наибольшего выступа профиля (нечетные);

$Y_{vi}$  – глубина  $i$ -й наибольшей впадины профиля (четные).

*Наибольшая высота неровностей профиля*  $R_{\max}$  является полной высотой профиля, т.е. расстоянием между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

*Средний шаг местных выступов профиля*  $S$  – среднее значение шагов местных выступов профиля в пределах базовой длины.

$$S = \frac{1}{n} \sum_1^n S_i. \quad (1.4)$$

*Средний шаг неровностей профиля*  $S_m$  – среднее значение шага неровностей профиля по средней линии в пределах базовой длины:



$$S_m = \frac{1}{n} \sum_1^n S_{mi} . \quad (1.5)$$

Параметры  $S$  и  $S_m$  дают представление о расстояниях между характерными точками пересечения профиля со средней линией.

*Относительная опорная длина профиля  $t_p$*  – отношение опорной длины профиля, равной сумме длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины, к базовой длине:

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{l} . \quad (1.6)$$

Параметр  $t_p$  характеризует форму неровностей профиля, давая представление о распределении высот неровностей по уровням сечения профиля.

Параметры  $S$  и  $S_m$  в комплексе с высотными параметрами  $R_a$  и  $R_z$  позволяют определить кроме высоты неровностей еще и их уклон, что имеет значение для антифрикционных характеристик трущихся поверхностей.

Кроме шести рассмотренных параметров ГОСТ 2789–73 предусматривает использование еще двух характеристик – направления неровностей и вида обработки. Установлено шесть типов направлений неровностей: параллельное, перпендикулярное, перекрещивающееся, произвольное, кругообразное и радиальное.

Стандарт не устанавливает взаимосвязи между параметрами  $R_a$ ,  $R_z$  и базовой длиной  $l$ .

На основании результатов расчета необходимо установить и обозначить шероховатость поверхности в соответствии с рис. 1.2.

*Примечание.* Профилограммы обработанной поверхности, как правило, имеют вид острой пилы; это является результатом того, что вертикальное увеличение во много раз больше горизонтального. Например, на рис. 1.3, а – вертикальная составляющая увеличена в 40 000 раз, а горизонтальная, соответственно, в 400 раз. Действительный профиль поверхности при одинаковых вертикальном и горизонтальном увеличении представлен на рис. 1.3, б.

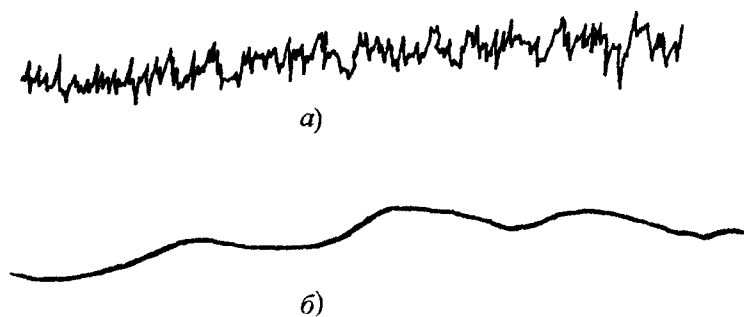


Рис. 1.3. Профилограмма стальной поверхности после шлифования:  
а – вертикальное увеличение 40 000, горизонтальное увеличение 400;  
б – действительный профиль поверхности при одинаковых вертикальном  
и горизонтальном увеличении

## Практическое занятие № 2

### Определение контактной прочности деталей в парах трения

#### Задание

1. Изучить распределение контактных напряжений при линейном контакте (рис. 2.2) и распределение напряжений и относительных деформаций при сжатии шара с плоскостью (рис. 2.3).

2. Определить контактные напряжения при упругом сжатии тел под действием нормальных сил в соответствии с вариантами заданий (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Модуль упругости	$E_1 = E_2 = 21 \cdot 10^4$ МПа							
Коэффициент Пуассона	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$							
$\rho_1$ , мм	17	18	19	20	21	22	23	24
$\rho_2$ , мм	20	20	21	21	23	23	25	27
$L$ , мм	19	19	19	20	20	20	21	21
$F$ , Н	675	675	675	700	700	750	750	750

#### Методические указания

Под контактными напряжениями понимают напряжения на поверхностях касания двух тел при передаче усилия от одного к другому. Задачу о напряженном состоянии контактирующих под нагрузкой тел называют контактной. Первоначальное (при отсутствии сжимающей силы) касание тел по криволинейным поверхностям бывает линейное и точечное. Под нагрузкой касание тел происходит по площадке.

Согласно теории Г.Р. Герца при контактировании двух неподвижных с параллельными осями круговых цилиндров из изотропных ма-

териалов давление на площадке контакта по ее ширине изменяется по эллиптическому закону (рис. 2.1). Полуширина площадки

$$a = 1,128 \sqrt{\frac{F\eta}{Lk}}, \quad (2.1)$$

где  $F$  – усилие, сжимающее цилиндры;

$L$  – длина образующей;

$\eta$  – упругая постоянная соприкасающихся тел;

$k$  – сумма главных кривизн или приведенная кривизна сопряженных цилиндров.

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1^2} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2^2}; \quad (2.2)$$

$$k = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (2.3)$$

где  $\rho_1, \rho_2$  – радиусы цилиндров,  $\rho_1 < \rho_2$ .

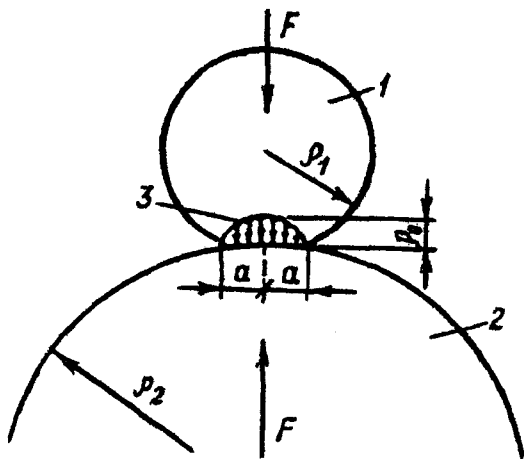


Рис. 2.1. Схема контактирования двух цилиндров

Знак «плюс» в выражении для суммы главных кривизн  $k$  относится к случаю внешнего касания цилиндров, а знак «минус» – к внутреннему касанию.

$E_1, E_2, \mu_1$  и  $\mu_2$  – соответственно модули упругости при растяжении и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Наибольшее давление по Г.Р. Герцу

$$P_o = \frac{2F}{\pi a L}. \quad (2.4)$$

Главные напряжения в точке, лежащей по оси давления на глубине  $y$  (рис. 2.2)

$$\sigma_x = - \left[ \frac{a^2 + 2y^2}{a\sqrt{a^2 + y^2}} - \frac{2y}{a} \right] P_o; \quad (2.5)$$

$$\sigma_y = - \frac{a}{\sqrt{a^2 + y^2}} P_o; \quad (2.6)$$

$$\sigma_z = \mu(\sigma_x + \sigma_y). \quad (2.7)$$

Наибольшие касательные напряжения согласно теории Герца-Беляева действуют в плоскости  $xy$ :

$$\tau_{\max} = \frac{y}{a} \left[ 1 - \frac{y}{\sqrt{a^2 + y^2}} \right] P_o. \quad (2.8)$$

Контактные напряжения являются местными; они быстро убывают при удалении от площадки контакта, практически на глубине свыше трех-четырех величин наименьшего размера площадки их можно во внимание не принимать.

Наибольшее статическое напряжение для шарикоподшипниковых сталей в условиях линейного контакта – 3000 МПа, а в случае

точечного контакта достигает 5000 МПа. При таких напряжениях частота вращения может составить несколько тысяч оборотов в минуту, а расчетная температура поверхностных слоев 200–300 °С. Объемная температура смазочного материала более 150 °С. Однако статическая прочность при столь высоких напряжениях обеспечивается, так как в центральной части зоны контакта, где напряжения наибольшие, материал пребывает в условиях всестороннего сжатия.

Фактическая конфигурация и действительные размеры площадки контакта и величины напряжений отличаются от теоретических в связи с шероховатостью поверхностей, волнистостью, наличием в деталях остаточных напряжений и наибольших остаточных деформаций материала, в особенности поверхностного слоя.

На рис. 2.2 дано распределение контактных напряжений в цилиндре при начальном линейном контакте в точках, лежащих на оси давлений ( $\mu = 0,3$ ).

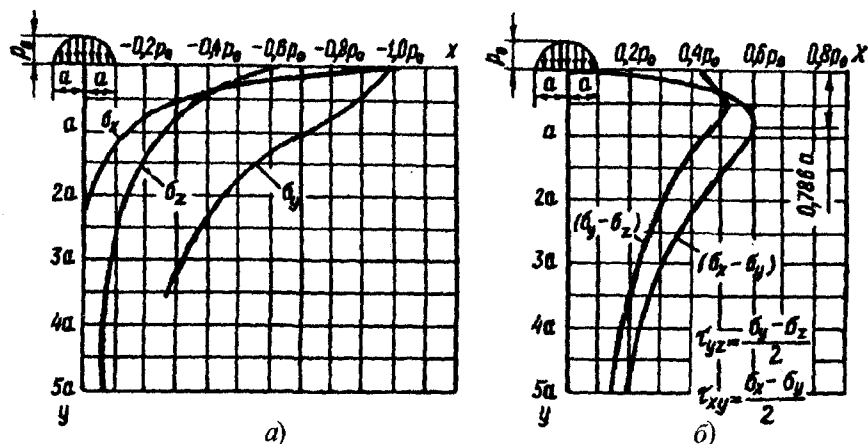


Рис. 2.2. Распределение контактных напряжений в цилиндре при начальном линейном контакте в точках, лежащих на оси давлений ( $\mu = 0,3$ ):  
 $a$  – нормальное напряжение;  $b$  – касательные напряжения

На рис. 2.3 дано распределение напряжений и относительных деформаций при сжатии шара с плоскостью.

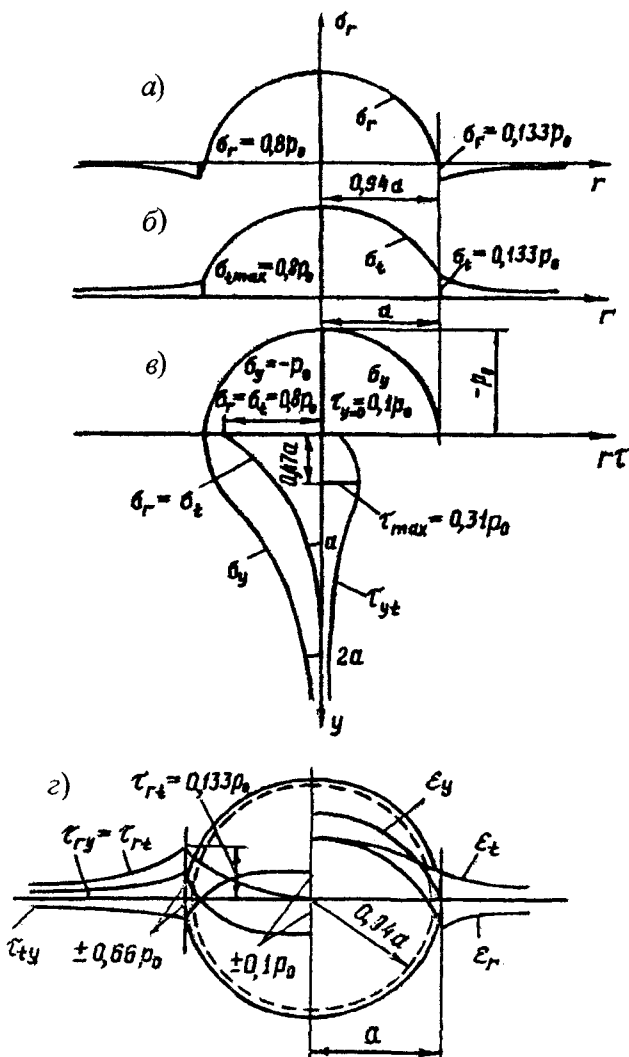


Рис. 2.3. Распределение напряжений и относительных деформаций при сжатии шара с плоскостью:

*a* – распределение радиального напряжения  $\sigma_r$  вдоль по диаметру круговой площадки касания; *б* – изменение кольцевого нормального напряжения  $\sigma_t$  по диаметру площадки касания; *в* – распределение давления по площадке касания и графики главных напряжений и наибольшего касательного напряжения вдоль оси  $y$ ; *г* – распределение наибольших касательных напряжений и относительных деформаций вдоль радиуса поверхности касания

## Практическое занятие № 3

### Определение площади контакта деталей машин при трении

#### Задание

Определить параметры контактной зоны и площади контакта относительного сближения поверхностей деталей при трении в соответствии с исходными данными (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Обозначения	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\tau_a$ , МПа	2,50	2,54	2,57	2,58	2,59	2,60	2,61	2,62	2,63	2,64
$h_{ст}$ , мкм	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0
$R$ , мкм	20	25	28	30	35	40	43	48	50	55
$r$ , мкм	5	7	9	10	15	20	23	28	35	45
$\mu$	0,24	0,25	0,25	0,26	0,26	0,26	0,27	0,27	0,27	0,28
$\sigma$	6,75	6,80	6,85	6,90	6,95	7,00	7,80	6,50	6,70	6,80
$K_n$	7	8	9	10	11	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0
$A_a$ , мм <sup>2</sup>	0,6	0,62	0,64	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	1,2	1,5

#### Методические указания

Учение о фактических площадях контакта является неотъемлемой частью науки о триботехнике.

Поверхности реальных тел не являются идеально гладкими. В процессе технологической обработки машиностроительных материалов на их поверхностях возникает микрорельеф – *технологическая шероховатость*. При эксплуатации этот микрорельеф не исчезает, хотя и претерпевает определенные изменения (рис. 3.1).

Свойства контактной зоны деталей являются важными факторами при расчете герметичности сочленений. По виду деформации все контакты разделяются на три группы: упругие, пластические и промежуточные – упругопластические.



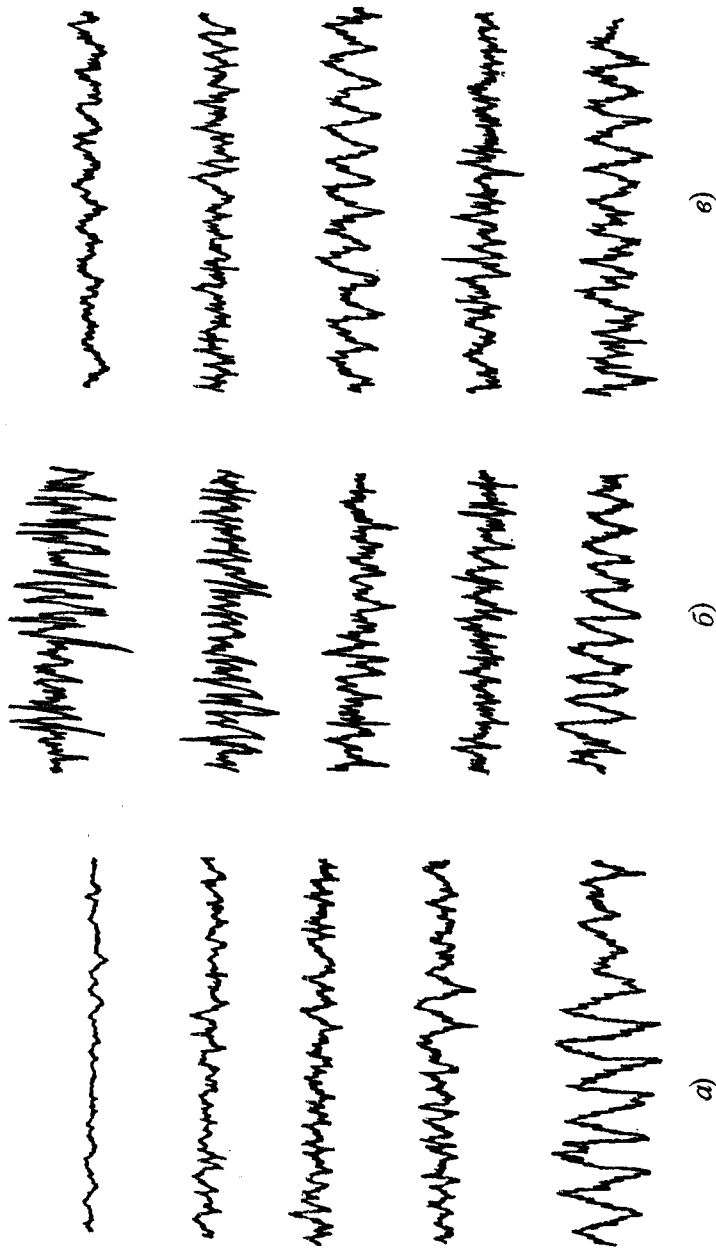


Рис. 3.1. Изменение шероховатости поверхностей (в верхнем ряду показана начальная шероховатость, в нижнем — конечная равновесная):

*a* — возрастание шероховатости стальной поверхности при изнашивании о стальную поверхность при обработке; *б* — убывание шероховатости для тех же материалов; *в* — исходная шероховатость близка к равновесной

Для возникновения связи между поверхностями двух твердых тел необходимо привести их в соприкосновение в достаточном количестве точек. При этом предпочтительнее, чтобы деформации в этих точках были пластическими, ибо в противном случае при снятии нагрузки запасенная упругая энергия деформации может разрушить адгезионную связь.

Между поверхностями двух твердых тел не должно быть каких-либо пленок или загрязнений, иначе будут схватываться эти пленки, а сами тела будут защищены от схватывания.

Энергия активизации процесса подстройки атомов, необходимая для схватывания кристаллических тел, составляет весьма малую величину. Она должна быть меньше ионизационного потенциала. Например, для меди эта энергия составляет 0,5 эВ, т.е. на 1 см<sup>2</sup> поверхности потребуется

$$10^{15} \cdot 0,5 \cdot 1,6 \cdot 10^{-12} \text{ эрг/см}^2 = 0,8 \cdot 10^3 \text{ эрг/см}^2.$$

Работа, затрачиваемая на сближение двух твердых тел и формирование истинной площади контакта, всегда намного превышает работу, которую необходимо затратить для структурной подстройки схватывающихся поверхностей. Расчеты показывают, что первая по крайней мере на два порядка больше второй. Для образования площади контакта необходимо контактную зону привести в пластическое состояние, т.е. напряжение на контакте должно превышать твердость, а деформация – соответственно высоту волны. Необходимая работа сжатия будет состоять из работы пластического деформирования в зоне контакта и работы упругого деформирования.

Зарождение пластических деформаций при вдавливании жесткой сферы начинается тогда, когда

$$P_0 = 2,76 \tau_a, \quad (3.1)$$

где  $P_0$  – нагрузка в центре площадки, кг;

$\tau_a$  – предельное касательное напряжение, МПа.

Отсюда следует, что условие перехода от упругого к упругопластическому контакту может быть оценено критерием  $\frac{h}{r}$  и наблюдается при выполнении условия

$$\frac{h}{r} \geq 16 \left( \frac{\tau_a}{E} \right)^2,$$

где  $h$  – внедрение сферы;  
 $r$  – ее радиус.

Глубину внедрения определим по формуле

$$h = 2 h_{\text{ст}} \sqrt{1 + f^2}, \quad (3.2)$$

где  $f = 0,3$  – коэффициент трения скольжения (безразмерный).

Расчетная схема показана на рис. 3.2. Штриховой линией 3-3 показано положение сферы и шероховатого полупространства до нагружения. Шероховатый слой заключен между линиями 1-1 и 2-2. После приложения сжимающей нагрузки  $N$  произойдет внедрение сферы в упругое полупространство. Взаимное положение тел под нагрузкой изображено сплошными линиями. При скольжении такого выступа в условиях пластического деформирования имеет место перераспределение давления под выступом – напряжение воспринимается только фронтальной частью скользящей сферы (рис. 3.3). Рис. 3.3, *a* соответствует распределению давления для неподвижного контакта, рис. 3.3, *б* – для контакта при сдвиге. В условиях скользящего пластического контакта позади внедренного выступа возникают растягивающие деформации.

Относительное сближение, выраженное в долях наибольшей высоты неровностей профиля, определяется по формуле:

$$\varepsilon = \sqrt{2 \frac{h}{R} \frac{1 + \frac{2\tau_a}{\sigma_T}}{1 - \frac{2\tau_a}{\sigma_T}}}, \quad (3.3)$$

где  $R$  – радиус единичной микронеровности;

$\tau_a = 2,3$  – удельная сила трения;

$\sigma_T = 6,78$  – предел текучести материала.

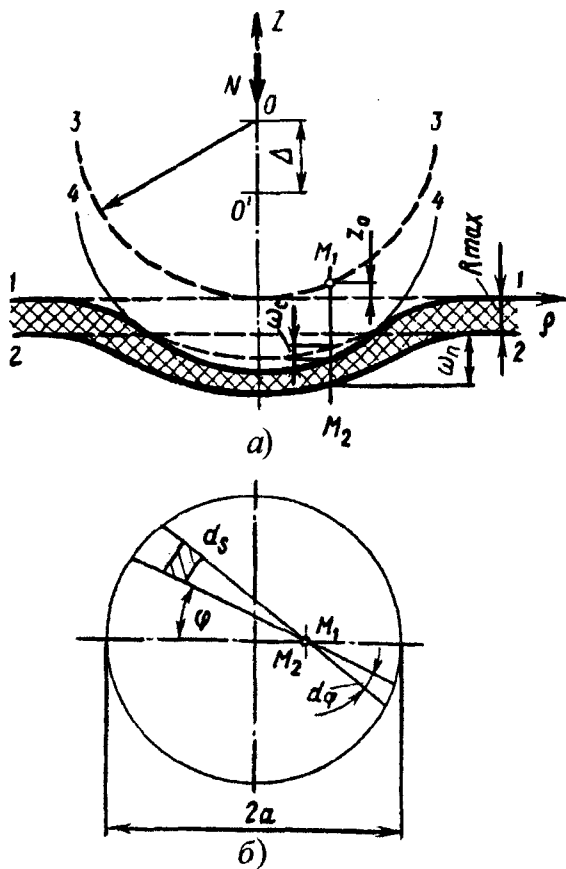


Рис. 3.2. Контакт жесткой сферы с шероховатым полупространством (расчетная схема):

*a* – фронтальный вид; *б* – вид сверху

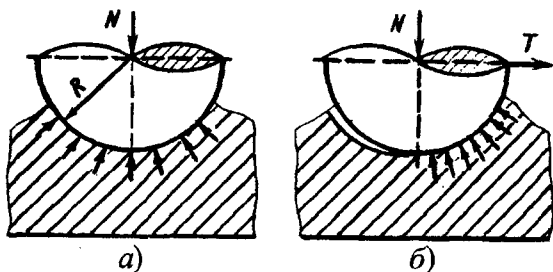


Рис. 3.3. Распределение давления под сферой

При дальнейшем внедрении пластическое отеснение переходит в микрорезание.

Глубина относительного внедрения, приводящая к микрорезанию:

$$\frac{h}{r} \geq 0,5 \left(1 - \frac{2\tau_a}{\sigma_T}\right), \quad (3.4)$$

где  $r$  – радиус сферы.

Критическое внедрение определяется соотношением

$$h_{кр} = 0,89r \left(\frac{H}{E}\right)^2, \quad (3.5)$$

где  $H = 120$  (кГс/мм<sup>2</sup>) = 1176,72 МПа – твердость материала;

$E = 210 \cdot 10^4$  (кГс/см<sup>2</sup>) = 206 ГПа – модуль упругости.

Для сферической модели неровностей

$$\frac{a}{r} = K_n \frac{\sigma_T(1-\mu^2)}{E}, \quad (3.6)$$

где  $a$  – радиус пятна контакта;

$K_n$  – коэффициент, зависящий от соотношения  $\sigma_T$  с критическими напряжениями на пятне контакта.

Обычно тело покрыто тонкой пленкой, твердость которой часто бывает выше основного материала. Она хрупка и легко разрушается даже при незначительных деформациях (рис. 3.4). Чем больше твердость пленки по сравнению с твердостью основного материала, тем легче она разрушается. При удалении пленки обнажается основной материал, который в этих условиях может легко вступать в молекулярное взаимодействие.

Индекс пластичности

$$\psi = \frac{E}{H} \left(\frac{\sigma}{r}\right)^{1/2}, \quad (3.7)$$

где  $\sigma$  – стандартное отклонение профиля.

*Примечание.* Если  $\psi < 0,6$ , то во всем диапазоне практически употребительных удельных нагрузок реализуется упругий контакт, при  $\psi > 1$  – контакт пластический.

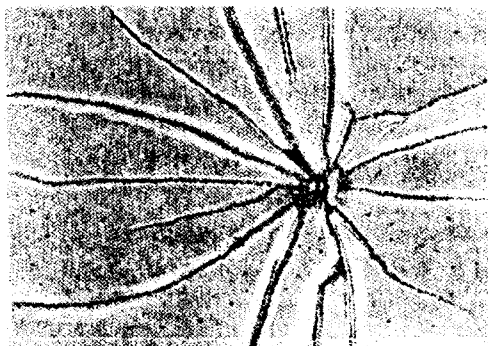


Рис. 3.4. Звездообразная трещина, возникшая в результате взаимодействия жесткого индентора с хрупким покрытием без скольжения (напряжение превысило разрушающее)

Фактическую площадь контакта определим из выражения

$$\frac{\eta}{1-\eta} = K_n \left( \frac{P_a}{HV} \right)^n, \quad (3.8)$$

где  $\eta = A_r / A_a$  – относительная величина ФПК;

$A_r$  – фактическая площадь контакта;

$A_a$  – номинальная площадь контакта;

$n = 0,65$  для  $2,5 \cdot 10^{-2} < \frac{P_a}{HV} < 0,44$ ;

$n = 0,3$  для  $\frac{P_a}{HV} > 0,44$ .

Подставляя выражение  $\eta = A_r / A_a$  в формулу (3.8), получим

$$A_r = \frac{A_a K_n \left( \frac{P_a}{HV} \right)^n}{1 - K_n \left( \frac{P_a}{HV} \right)^n}, \quad (3.9)$$

**Практическое занятие № 4**  
**Определение параметров изнашивания и разрушения**  
**рабочих поверхностей деталей машин**

**Задание**

1. Изучить зависимость интенсивности изнашивания деталей при трении (рис. 4.1).
2. Определить силу трения, коэффициент трения и температуру слоя при выходе на стационарный режим в соответствии с вариантом (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$S_{\Phi}$ , мм <sup>2</sup>	0,64	0,66	0,68	0,70	0,72	0,58	0,60	0,62
$\tau$ , МПа	3,62	3,64	3,66	3,68	3,70	3,72	3,74	3,76
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7800	7810	7820	7830	7840	7850	7860	7870
$C$ , Дж/(кг·К)	465	460	462	468	470	472	474	476
$\lambda$ , Вт/(м·К)	47	45	48	50	47	48	50	52
$h$ , мм	2,8	2,9	3,0	2,6	2,8	2,9	3,0	3,2
$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	80,2	80,4	80,6	80,8	82,2	86,8	88,4	90,6

**Методические указания**

Поверхностно-активная среда влияет на процессы деформации и разрушения твердых тел, значительно понижая их сопротивляемость деформированию и разрушению в результате физической (обратимой) адсорбции поверхностно-активных веществ их окружающей среды.

Формирование изнашиваемой поверхности происходит в результате суммирования различных по интенсивности и видам элементарных актов разрушения и изменений механических и физико-химических свойств материала под воздействием внешних факторов (среда, температура, давление, вид трения, скорость относительного перемещения поверхностей и др.). Совокупность явлений в процессе трения определяет вид изнашивания и его интенсивность.

На рис. 4.1 приведена зависимость интенсивности изнашивания пары «Сталь 45–Сталь 45» при трении без смазочного материала и давлении 1 МПа от скорости скольжения. В области 2 количество кислорода возрастает в 30–100 раз (0,52 % O<sub>2</sub>) по сравнению с исходным содержанием, равным 0,019 %.

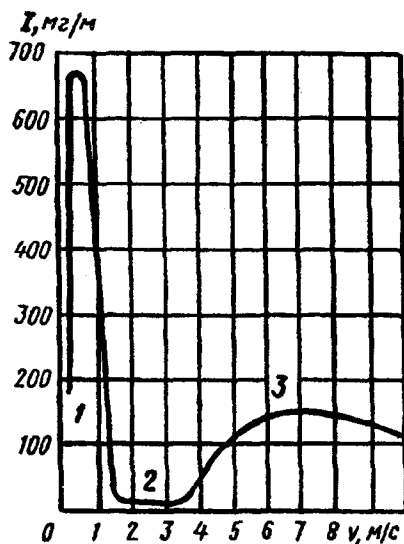


Рис. 4.1. Зависимость интенсивности изнашивания Стали 45 по Стали 45 от скорости скольжения:

1 – область изнашивания при схватывании; 2 – область механохимического изнашивания; 3 – область изнашивания при схватывании при повышенной температуре

В области 1 кислорода содержится 0,034 %, а в области 3 – 0,065 %.

Сила трения  $T$  обусловлена механическим и молекулярным взаимодействиями:

$$T = aS_{\phi} + bP, \quad (4.1)$$

где  $a = 4,5-10$  – средняя интенсивность молекулярной составляющей силы трения;

$S_{\phi}$  – фактическая площадь контакта;

$b = 0,05-0,1$  – коэффициент, характеризующий механическую составляющую силы трения;

$P$  – сила давления,  $P = 2,76 \tau_y$ .



Коэффициент трения  $f$  представляет собой отношение силы трения к силе давления. На основании формулы (4.1) имеем

$$f = \frac{aS_{\Phi}}{P} + b. \quad (4.2)$$

Двучленные выражения вида (4.1) и (4.2) для силы трения и коэффициента трения действительны для трения со смазочным материалом и без него.

При упругой, а тем более при пластической деформации, в отдельных местах поверхности возникают трещины (щели) с незагрязненными стенками. Адсорбируемые поверхностно-активные молекулы, стремясь покрыть всю поверхность тела в зоне соприкосновения с активной средой, проникают в ультрамикроскопические трещины, мигрируя по их стенкам со скоростями, значительно превосходящими скорость всасывания жидкости в зазор. Когда активные молекулы достигают мест, где ширина зазора равна размеру одной-двух молекул (рис. 4.2), адсорбционный слой своим давлением стремится расклинить трещину для дальнейшего их продвижения. Давление на стенки трещины у ее вершины может доходить до 10 ГПа. Последнее создает предпосылки для проявления расклинивающего действия, которое затем интенсифицирует саму деформацию.

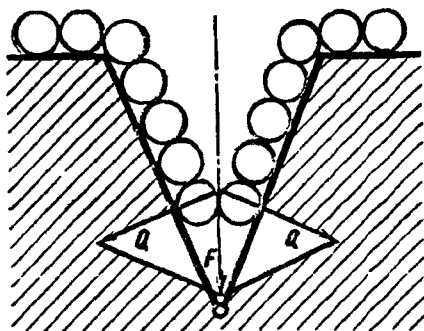


Рис. 4.2. Схема адсорбционно-расклинивающего действия полярных молекул смазочного материала:  
 $F$  – давление адсорбированного слоя;  $Q$  – расклинивающие силы

Математическое ожидание такой задачи сводится к решению одномерного уравнения теплопроводности для бесконечного слоя тол-

щиной  $h$ , внутри которого на единицу объема выделяется количество теплоты:

$$q_v = \rho c d \frac{\Theta}{dt} - \lambda d \frac{2\Theta}{dz^2}, \quad (4.3)$$

где  $\rho$  – плотность материала слоя;

$c$  – теплоемкость;

$\Theta$  – температура слоя;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности;

$t$  – время;

начало координатной оси  $z$  расположено на средней поверхности слоя.

В соответствии с расчетной схемой краевые и начальные условия принимаем в следующем виде (предполагается, что в начальный момент температура окружающей среды и слоя равна  $\Theta_o$ ):

$$\Theta|_{t=0} = \Theta_o;$$

$$\lambda \frac{d\Theta}{dz} \Big|_{z=h/2} = -\alpha(\Theta - \Theta_o);$$

$$\lambda \frac{d\Theta}{dz} \Big|_{z=-h/2} = -\alpha(\Theta - \Theta_o), \quad (4.4)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплопередачи.

Интегрируя уравнение (4.3) по толщине с учетом краевых условий, получим дифференциальное уравнение первого порядка

$$\frac{d\Theta}{dt} + A\Theta = \frac{2\alpha\Theta_o + hq_v}{h\rho c} = B, \quad (4.5)$$

где  $A = \frac{2\alpha}{h\rho c}$ .

Решение уравнения (4.5) с учетом начального условия (4.4) имеет вид

$$\Theta = e^{-At} \Theta_0 + \frac{B}{A} (1 - e^{-At}). \quad (4.6)$$

Для границы слоя  $z = h/2$  формула (4.6) для стационарной температуры

$$\Theta|_{z=h/2} = \Theta_0 + \frac{h}{2} \frac{q_v}{\alpha}. \quad (4.7)$$

Полученное выражение позволяет с достаточной для практических приложений точностью определить время выхода на стационарный режим в зависимости от параметров, входящих в постоянную  $A$ , а также максимальную температуру разогрева слоя.

Для расчетов можно определить  $q_v$  из выражения  $q_v = \rho c$ .

## Практическое занятие № 5

### Определение зазоров в подвижных соединениях строительных машин

#### Задание

1. Изучить схему поля линий скольжения при пластическом контакте (рис. 5.1) и распределение нормальных напряжений  $\sigma_n$  по дуге контакта тонкостенного вкладыша подшипника (рис. 5.2).

2. Определить критическое значение относительного зазора круглоцилиндрического гидродинамического подшипника скольжения в соответствии с исходными данными (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Параметры	Варианты задания									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\chi$	0,50	0,56	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
$d$ , мм	90	95	98	100	102	103	104	105	96	97
$n$ , об/мин	1450	1480	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850
$s$ , мм	0,140	0,145	0,148	0,150	0,152	0,153	0,154	0,155	0,146	0,147
$\eta$ , Н·с/м <sup>2</sup>	0,030	0,029	0,031	0,033	0,035	0,032	0,034	0,032	0,030	0,031
$l$ , мм	15	16	17	18	19	20	21	22	19	20

Обозначения:  $\chi$  – относительный эксцентриситет;  $d$  – диаметр цапфы;  $n$  – частота вращения вала;  $s$  – абсолютный диаметральный зазор;  $\eta$  – абсолютная вязкость масла при средней температуре подшипника;  $l$  – длина подшипника.

#### Методические указания

Абразивные частицы могут попасть в рабочие полости машин и на поверхности трения из воздуха вместе с горючим и смазочными материалами и другими путями. Попавшие в зазоры пар трения абразивные частицы участвуют в восприятии приложенной нагрузки и могут в зависимости от условий впрессовываться в поверхности трения, раздавливаясь вдоль поверхности изнашивания, упруго и пластически деформируя ее.

Применительно к расчету подшипников скольжения, вследствие обязательного наличия регламентированного зазора между валом и

втулкой, для учета давлений необходимо располагать данными о геометрии контакта.

Схема поля линий скольжения, возникающего при достижении материалом вкладыша состояния пластического течения, показана на рис. 5.1.

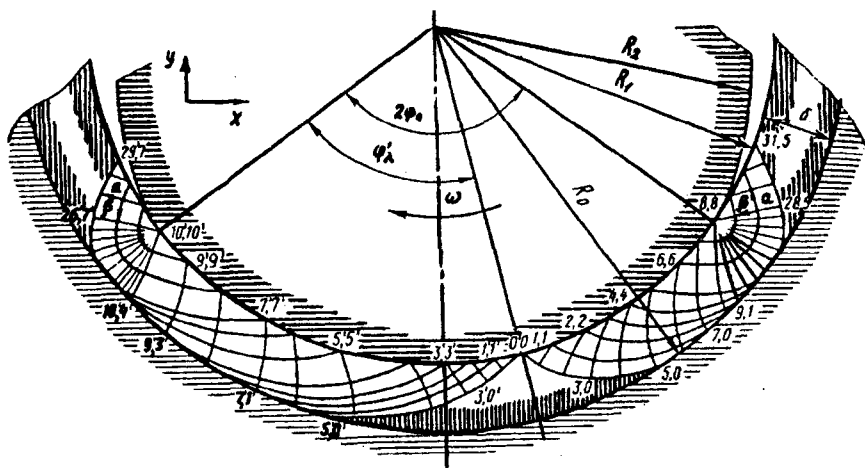


Рис. 5.1. Схема поля линий при пластическом контакте

Компоненты напряжений на дуге контакта определены из соотношений

$$\sigma_n = \sigma - k \sin 2(\alpha - \Theta)$$

$$\text{и } \tau_n = k \cos 2(\alpha - \Theta), \quad (5.1)$$

где  $\Theta$  – угол между нормалью к дуге контакта и осью  $X$ ;

$\alpha$  – коэффициент,  $\alpha = 1,78(1 - \mu)$ .

На рис. 5.2 показан общий вид эпюры распределения напряжения  $\sigma_n$  по дуге контакта.

Абразивное изнашивание наблюдается в двигателях внутреннего сгорания. При этом абразивное изнашивание обусловлено как продуктами износа, так и, не в меньшей мере, нагаром. Нагар в двигателях внутреннего сгорания – это отложения на поверхности камеры сгорания, состоящие в основном из карбонов.

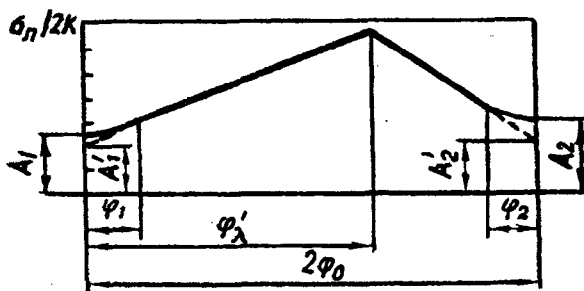


Рис. 5.2. Распределение нормальных напряжений  $\sigma_n$  по дуге контакта тонкостенного вкладыша подшипника

Образование продуктов износа, не обусловленное непосредственно абразивным изнашиванием, обязано пластическому деформированию поверхностей, изнашиванию отдельных составляющих и другим обстоятельствам. Абразивное изнашивание может происходить весьма интенсивно и на достаточно смазанных поверхностях, когда приложенная нагрузка передается от одной детали к другой не только через слой смазочного материала, но и через абразивные частицы. Влияние продуктов износа, состоящих из наклепанных, иногда отпущенных и окисленных частиц, зависит от интенсивности изнашивания. При попадании абразивных частиц в смазочный материал подшипников происходит резкое повышение температуры (рис. 5.3). Для каждого подшипникового материала имеется критическая концентрация абразива, при которой подшипники выходят из строя. Износ цапфы также находится в линейной зависимости от концентрации абразива.

Положение цапфы в расточке вкладыша подшипника характеризуется относительным эксцентриситетом  $\chi$ . При этом наименьшую толщину масляного слоя рассчитывают по формулам:

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) = s(1 - \chi) / 2, \quad (5.2)$$

где  $\delta = R - r$  — абсолютный радиальный зазор;

$R, r$  — радиусы расточки вкладыша и цапфы соответственно. При этом  $s = 2\delta$  — абсолютный диаметральный зазор;

$$h_{\min} = OM - O_1L - O_1O = R - r - e = \delta - e, \quad (5.3)$$

где  $e$  — абсолютный эксцентриситет цапфы в подшипнике.

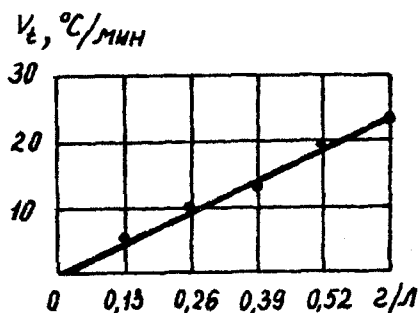


Рис. 5.3. Зависимость скорости повышения температуры  $v_t$  подшипника скольжения от концентрации абразива

Схема геометрии масляного слоя в круглоцилиндрическом подшипнике показана на рис. 5.4.

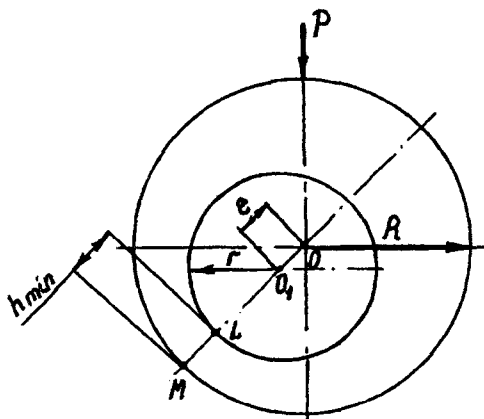


Рис. 5.4. Схема к геометрии масляного слоя в круглоцилиндрическом подшипнике

Относительный эксцентриситет  $\chi$  изменяется от нуля до единицы. При  $\chi = 0$  центры цапфы и подшипника совпадают, при  $\chi = 1$  цапфа касается подшипника. Для большей устойчивости работы подшипника стремятся, чтобы значение  $\chi$  было не менее 0,5 и во всяком случае не ниже 0,3, а для надежности считают верхним предельным значением 0,95. Эти геометрические соотношения сохраняют силу и для неполного подшипника, т.е. частичного охвата.

Средняя удельная нагрузка на подшипник определяется из выражения

$$p = P / ld,$$

где  $P$  – нагрузка на подшипник;

$l$  – длина подшипника;

$d = 2r$  – диаметр цапфы.

Приближенная гидродинамическая теория смазки подшипника бесконечной длины устанавливает следующую зависимость между средней удельной нагрузкой  $p$ , абсолютной вязкостью масла при средней температуре подшипника  $\eta$ , частотой вращения вала  $\omega$  ( $\omega = \pi n / 30, \text{ c}^{-1}$ ) и относительным зазором  $\psi$  ( $\psi = s/d$ ):

$$p = \eta \omega \Phi / \psi^2. \quad (5.4)$$

Величина коэффициента  $\Phi$  зависит от положения цапфы в подшипнике и рассчитывается по формуле

$$\Phi = 1,04 / (1 - \chi). \quad (5.5)$$

Для учета конечной длины подшипника в знаменатель выражения (5.4) вводится поправочный коэффициент  $c$ , большой единицы, так как вследствие утечки масла в торцы грузоподъемность подшипника понижается. В таком случае для подшипника конечной длины

$$p^* = p / c. \quad (5.6)$$

Приближенно принимают

$$c = 1 + d / l;$$

это значение удовлетворяет случаю  $l = \infty$ .

Наименьшие потери на трение имеют место при относительном эксцентриситете  $\chi = 0,5$ . Зазор, соответствующий этому эксцентриситету, является энергетически наиболее выгодным. Наиболее выгодный зазор  $s_0$  при  $\chi = 0,5$  и наименьшей толщине масляного слоя  $h_{\min} = s/4$  рассчитывается по формуле

$$s_0 = 0,467d \sqrt{\frac{\eta n}{pc}}. \quad (5.7)$$



Известный процесс трения при жидкостной смазке и представленные здесь соотношения позволяют с качественной стороны подойти к выбору зазоров подшипника, учитывая реальные условия его работы, т.е. деформируемость деталей, микро- и макрогеометрию поверхностей, монтажные погрешности, загрязненность масла, а также возможную взаимосвязь подшипникового узла с работой других узлов.

Большой зазор в полном цилиндрическом подшипнике с принудительной смазкой, несмотря на уменьшение клиновидности масляного слоя и насосного действия цапфы, позволяет увеличить прокачку масла через подшипник, что улучшает теплоотвод, повышает несущую способность подшипника и предупреждает быстрое старение масла от нагрева. В подшипниках, расположенных у горячих мест машины, устраняется необходимость охлаждения вала. Очевидно, что чем тяжелее условия работы подшипника в отношении тепловыделения, тем больше должен быть зазор.

Что же ограничивает величину зазора? При больших зазорах возможен переход от ламинарного течения масла в зазоре к турбулентному режиму, сопровождающемуся резким повышением коэффициента трения. Переход потока от ламинарного к турбулентному совершается, как известно, в тот момент, когда число Рейнольдса достигает критического значения.

По опытным данным, для цилиндрического подшипника критическое число Рейнольдса

$$Re = \frac{41,4}{\sqrt{\psi}}. \quad (5.8)$$

Из этого выражения видно, что с увеличением относительного зазора  $\psi$  повышаются возможности перехода к турбулентному режиму работы подшипника.

Критическое значение относительного зазора определяется по формуле

$$\Psi_{кр} = 1350 \left( \frac{\nu}{d^2 n} \right)^{2/3}, \quad (5.9)$$

где  $\nu = 9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кинематическая вязкость масла.

## Практическое занятие № 6

### Определение параметров изнашивания поверхностей пар трения

#### Задание

1. Изучить характер нагрузки (табл. 6.2) и режимы трения в подшипниках качения (табл. 6.3).
2. Определить силу и моменты трения, а также допустимую частоту вращения подшипников качения в соответствии с вариантом задания (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , мм	20	25	30	35	40	43	45	50	55	60
$X$	0,56	0,56	0,45	0,45	0,56	0,44	0,44	0,72	0,72	0,56
$Y$	2,5	3,5	2,9	3,1	4,0	5,0	5,6	4,5	6,0	6,0
$t$ , °C	67	70	75	72	75	63	75	77	80	79
Характер нагрузки на подшипник	1	2	3	4	5	2	3	4	5	5
$Q$ , Н	920	1500	2210	2560	2580	3570	4690	4780	5970	7520
$T$ , Н	430	760	1180	1380	1380	1930	2660	2700	3540	4470
$e_n$ , мм	0,19	0,23	0,26	0,30	0,34	0,36	0,40	0,45	0,50	0,52
$u_1$ , мм	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
$u_2$ , мм	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,09	0,12	0,15
$D/d$	2,15	2,2	2,3	2,5	2	2,15	2,2	2,3	2,2	2,15
Режим работы	1 смена	2 смены	2 смены	3 смены	2 смены	1 смена	2 смены	3 смены	2 смены	1 смена

#### Методические указания

Сопротивление качению объясняется деформационными потерями в нижележащем твердом теле. Сила трения качения по крайней мере в 10 раз меньше силы трения скольжения. При отсутствии пластической деформации трение обусловлено гистерезисными потерями в твердом теле.

Взаимное проскальзывание поверхностей можно представить при рассмотрении качения шарика (рис. 6.1, а). Окружность АВ шарика перемещается посередине канавки, а окружность СД касается ее края. При этом окружность АВ проходит за один оборот шарика большее расстояние, чем окружность СД. Эта разница и обуславливает скольжение поверхностей трения.

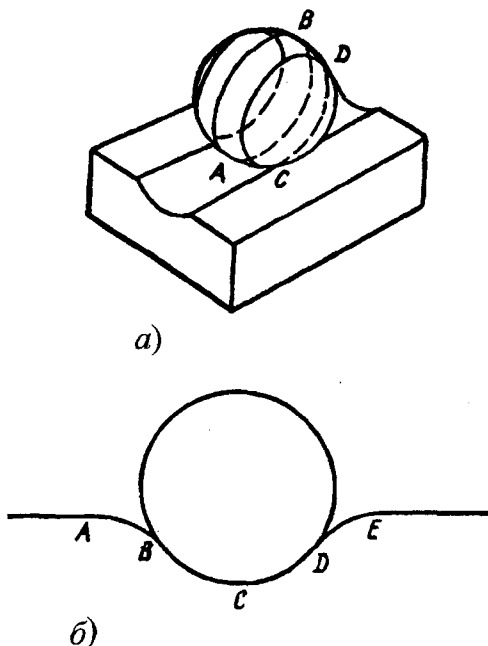


Рис. 6.1. Взаимное проскальзывание поверхностей качения шарика:  
 а – шарик, катящийся по канавке; б – шарик, катящийся вправо по плоскому упругому основанию

Гистерезисные потери при трении качения можно пояснить с помощью рис. 6.1, б. Из рисунка видно, что спереди под шариком в точке *E* образуется углубление, а сзади в точке *A* деформационный материал полностью (при резине) или частично (при метилах) восстанавливается под действием сил упругости либо упругого гистерезиса. Кроме того, вследствие необратимой пластической деформации силы реакции позади шарика меньше, чем силы давления впереди него. В результате шарик совершает работу деформации.

На поверхностях тел качения, как и при скольжении, возникают силы сцепления. Адгезионное сцепление незначительно влияет на силы трения качения (наличие граничной смазки почти не сказывается на силе трения качения), но играет большую роль в изнашивании тел качения.

Следовательно, главные источники потерь в подшипниках качения:

- гистерезисные потери при циклической упругости деформации сжатия материала тел качения и беговых дорожек в точках контакта;
- проскальзывание тел качения относительно беговых дорожек, вызванное сдвиговой деформацией материала в точках контакта;
- скольжение тел качения относительно беговых дорожек при нарушении качения в результате сдвигов и перекосов обойм подшипника под нагрузкой;
- трение тел качения о сепаратор и трение сепаратора об обоймы (в подшипниках с центрированным сепаратором);
- выдавливание и вязкий сдвиг масла в точках контакта;
- завихрение и разбрызгивание смазочного материала, соприкасающегося с подшипником.

Потери на трение зависят от точности изготовления подшипника. Погрешности профиля беговых дорожек, формы тел качения, отклонения от размеров, отклонения формы и расположения посадочных и рабочих поверхностей нарушают плавность хода и вызывают циклические нагрузки, резко повышающие трение.

Для приработанного состояния поверхностей по экспериментальным данным сила трения качения

$$F_{\text{тр}} = kP^n / d_{\text{ш}}^m, \quad (6.3)$$

где  $k$  – константа, зависящая от материала;

$P$  – нагрузка на шарик;

$d_{\text{ш}}$  – диаметр шарика;

$n = 1,7-1,85$ ;

$m = 1,5-1,6$ .

Сила трения в подшипниках качения при высоких скоростях зависит от вязкости смазочного материала и может достигать больших величин. На силу трения в подшипниках качения оказывают

влияние вязкость смазочного материала, трение в сепараторе подшипника, размер шариков, шероховатость поверхности и др.

Момент трения в подшипниках качения

$$M = 0,5 f_q Q d,$$

или

$$M = 0,5 f_r T d, \quad (6.4)$$

где  $f_q$  и  $f_r$  – коэффициенты трения при радиальной и осевой нагрузках соответственно, отнесенные к диаметру вала  $d$ ;

$Q$  и  $T$  – радиальная и осевая нагрузки.

Коэффициент трения подшипников качения определяют как отношение окружной силы трения  $F_{тр}$  на диаметре  $d$  вала к действующей на подшипник нагрузке  $P$ :

$$f = \frac{F_{тр}}{P} = 10^3 \frac{2M_{тр}}{Pd}, \quad (6.5)$$

где  $M_{тр}$  – момент трения, Н·м;

$d$  – диаметр вала, мм.

Приведенную нагрузку вычисляют по формуле

$$P = (XV F_r + Y F_a) k_\sigma k_t, \quad (6.6)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н;

$F_a$  – осевая нагрузка, Н;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника;

$V$  – коэффициент вращения: при вращающемся внутреннем кольце  $V = 1$ , наружном –  $V = 1,2$ ;

$k_\sigma$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник;

$k_t$  – температурный коэффициент.

Коэффициент  $k_t$  вычисляется по формуле

$$k_t = (108 + 0,4t) / 150, \quad (6.7)$$

где  $t$  – рабочая температура подшипника, °С.

Коэффициенты нагрузки  $k_G$ 

№ п/п	Характер нагрузки	$k_G$
1	Спокойная	1
2	С легкими толчками: кратковременные перегрузки	1–1,2
3	Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 150 %	1,3–1,8
4	Пульсирующая: кратковременные перегрузки до 200 %	1,8–2,5
5	Ударная: кратковременные перегрузки до 300 %	2,5–3

В табл. 6.3 приведены средние значения  $f$  для стандартных подшипников (при рабочей температуре и смазке машинными маслами).

Таблица 6.3

Типы подшипников	Коэффициент трения $f$		Допустимая окружная скорость $v_{окр}$ , м/с
	при радиальной нагрузке	при осевой нагрузке	
Шариковые радиальные	0,001–0,002	0,002–0,003	10–30
Шариковые сферические	0,002–0,004	–	10–20
Шариковые радиально-упорные	0,002–0,003	0,0025–0,004	10–20
Роликовые	0,002–0,003	–	10–20
Роликовые сферические	0,003–0,005	–	10–20
Роликовые конические	0,004–0,008	0,01–0,02	5–15
Игольчатые	0,005–0,01	–	5–10
Упорные шариковые	–	0,004–0,006	5–10
Упорные с коническими роликами	–	0,01–0,02	5–10
Упорные с цилиндрическими роликами	–	0,02–0,03	2–5

Допустимую частоту вращения оценивают величиной условной окружной скорости  $v_{окр}$  по центральной линии тел качения или (что практически одно и то же) по среднему диаметру подшипника [ $d_{cp} = 0,5 (D + d)$ ]:

$$v_{окр} = 0,5 \cdot 10^{-3} \pi n d_{cp} / 30 \approx 5 \cdot 10^{-5} n d_{cp}, \quad (6.8)$$

где  $n$  – частота вращения, об/мин;

$d_{cp}$  – средний диаметр подшипника, мм.

В радиальном подшипнике качения различают следующие виды радиальных зазоров между его рабочими элементами: начальный  $e_{нб}$  измеряемый до установки подшипника на вал  $d$  или в корпус (рис. 6.2); посадочный  $e_{п}$ , измеряемый в смонтированном подшипнике; рабочий  $e_{р}$ , измеряемый в работающем подшипнике при заданной температуре и нагрузке.

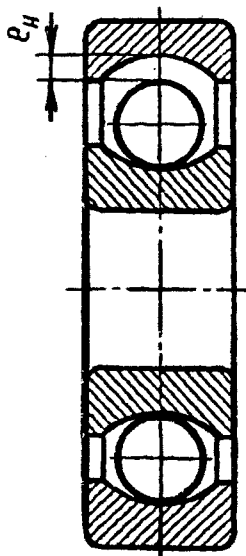


Рис. 6.2. Начальный радиальный зазор в радиальном однорядном шарикоподшипнике

Необходимо учитывать, что если между валом и кольцом под нагрузкой имеется небольшой радиальный зазор  $S$  (рис. 6.3), то момент сил трения скольжения между внутренним кольцом подшипника и валом больше момента сопротивления со стороны тел качения, и тогда кольцо вовлекается во вращение валом при отсутствии скольжения между ними, и создается видимость, что подшипник работает нормально. Однако, узел в целом неблагополучен. Вал и внутренне кольцо образуют фрикционную пару с внутренним касанием. Поскольку длина окружности внутреннего кольца по посадочному

месту больше длины окружности вала, то кольцо при своем вращении «отстает» от вала. Кольцо как более твердое, чем вал, раскатывает, развальцовывает вал с образованием наплыва металла у свободного конца подшипника. Такое повреждение может наблюдаться уже через несколько часов работы подшипника.

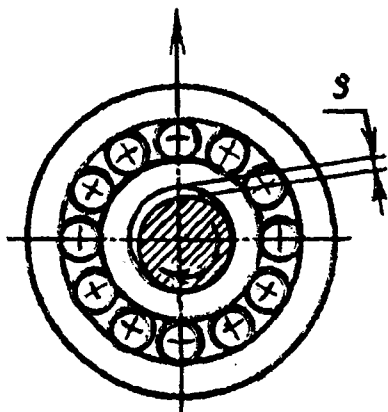


Рис. 6.3. Зазор у вращающейся детали шарикоподшипника

Внутреннее кольцо подшипника под нагрузкой должно иметь в сопряжении с валом натяг. Наружное кольцо может сопрягаться с корпусом по скользящей посадке: это удобно для сборки и позволяет кольцу поворачиваться, что при одностороннем направлении нагрузки может только увеличить его долговечность.

Внутреннее кольцо, насаженное на вал с натягом (соответственно наружное кольцо, посаженное с натягом в корпус), уменьшает начальный радиальный зазор или приводит к защемлению тел качения.

Рабочий зазор можно определить из выражения

$$e_p = e_n - u_1 + u_2 - \alpha d_0 \Delta t, \quad (6.9)$$

где  $u_1$  – уменьшение зазора вследствие установки подшипника на вал или в корпус;

$u_2$  – суммарная величина контактных деформаций между телами качения и рабочими поверхностями колец;



$\Delta t = 5-10$  °С – внутреннее кольцо подшипника в силу худших условий теплоотдачи обычно имеет на  $\Delta t$  большую температуру, чем у наружного кольца;

$\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  – коэффициент линейного расширения;

$d_0$  – приведенный диаметр внутреннего кольца.

Значения параметров по формулам (6.7) и (6.9) определяются:

$$k_t = (108 + 0,4 \cdot 90) / 150 = 0,96;$$

$$\alpha \cdot \Delta t = \alpha \cdot k_t \cdot Q_n;$$

$$\Delta t = 0,96 Q_n;$$

$$\alpha \cdot \Delta t = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 0,96 Q_n = 11,52 \cdot 10^{-6} Q_n;$$

$$\alpha \cdot d_0 \Delta t = 11,52 \cdot 10^{-6} Q_n d_0.$$

**Практическое занятие № 7**  
**Определение параметров изнашивания**  
**поверхностей пар трения**

**Задание**

1. Изучить геометрическую схему эвольвентного зацепления (рис. 7.1, 7.2) расчетные и экспериментальные значения интенсивностей изнашивания зубчатых колес (табл. 7.2).

2. Определить величину пути трения скольжения, глубину (толщину) износа и ресурс работы зубчатой пары в соответствии с табл. 7.1.

Таблица 7.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$i_{1,2}$	2	2	2	3	3	3	4	4
$\rho_1$ , мм	6	6,5	6,7	6,8	7,0	7,2	7,3	7,4
$\rho_2$ , мм	14	14	14,5	14,7	14,8	14,9	15,0	15,2
$m$ , мм	2	2	2	3	3	3	4	4
$z$	14	14	14	15	15	16	16	17
$\psi$	6	6	6	7	7	7	8	8
$n$ , мин <sup>-1</sup>	155	160	162	165	170	172	175	180
$F$ , Н	675	675	690	695	700	710	720	750
$t$ , ч	500	520	540	600	650	670	700	800
<b>Модуль упругости</b>	$E_1 = E_2 = 21 \cdot 10^4$ МПа							
<b>Коэффициент Пуассона</b>	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$							

**Методические указания**

В зубчатых передачах имеют место два основных процесса разрушения: фрикционная усталость и абразивное изнашивание, причем диаметр большинства частиц износа не превышает 0,2 мкм. На рис. 7.1 дана схема эвольвентного зацепления. Точка соприкосновения двух сопряженных профилей  $C$  лежит на образующей прямой  $NN$ , проходящей через полюс зацепления  $P_0$ . Точки  $n_1$  и  $n_2$ , лежащие на пересече-



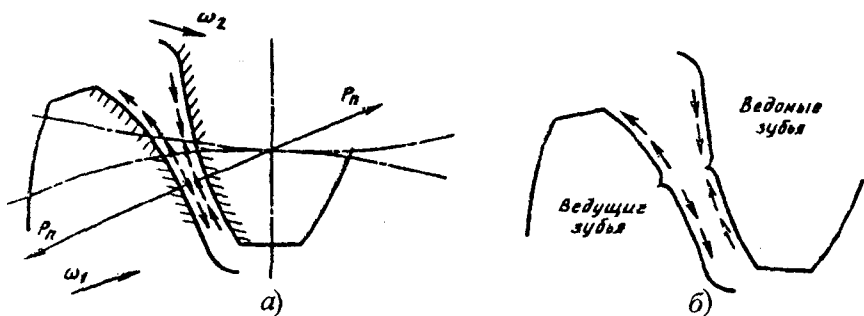


Рис. 7.2. Схемы контактного взаимодействия зубьев ведущей и ведомой шестерен:  
*а* – силы трения на поверхностях ведущих и ведомых зубьев ( $P_n$ – $P_n$  – линия зацепления);  
*б* – схема образования впадины и хребта

После подстановки выражений  $v_1$  и  $v_2$  в формулу (7.1) определим коэффициент скольжения следующим образом:

$$\lambda_1 = \frac{\omega_1 \rho_1 - \omega_2 \rho_2}{\omega_2 \rho_2} = i_{1,2} \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1. \quad (7.2)$$

За одно зацепление величину проскальзывания (путь трения скольжения  $S$ ) в пределах площадки касания зубьев можно выразить соотношением

$$S = 2a\lambda, \quad (7.3)$$

где  $a$  – полуширина площадки касания по Г.Р. Герцу, определяемая по методике, изложенной в практическом занятии № 2 в соответствии с формулами (2.1)–(2.3).

Наибольшее давление  $P_0$  по Г.Р. Герцу определяется по формуле (2.4).

В процессе износа имеет место изменение исходных параметров: увеличивается приведенный радиус кривизны; поверхности прирабатываются, т.е. уменьшаются потери на трение, уменьшаются контактные давления, выравнивается распределение нагрузки в пределах площадки касания, увеличиваются динамические нагрузки.

Общий путь трения за время службы передачи

$$S_{об} = Sntz_s, \quad (7.4)$$

где  $n$  – число оборотов колеса;

$t$  – время работы колеса;

$z_s$  – число пар зацепления с рассматриваемым зубчатым колесом,  $z_s = 2$ .

Принимаем во внимание, что полуширина площадки контакта (для случая контакта цилиндра с плоскостью) по формуле Герца

$$a = 1,07 \sqrt{\frac{N\Theta\rho}{l_p}}, \quad (7.5)$$

где  $\Theta = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$  – приведенный модуль упругости;

$l_p$  – длина контактных линий (для прямозубых некоррегированных передач  $l_p$  примерно равно ширине колеса « $b$ »);  
длина образующей

$$L = l_p \approx b = \psi m,$$

где  $\psi$  – коэффициент ширины (для прямозубых колес  $\psi = 10-25$ );

$\rho = \frac{\rho_k \rho_{ш}}{\rho_k + \rho_{ш}}$  – приведенный радиус кривизны ( $\rho_k$  и  $\rho_{ш}$  – радиусы

кривизны колеса и шестерни соответственно);  $\rho_k = \rho_1$ ,  $\rho_{ш} = \rho_2$ ;

$N$  – нормальная сила, действующая в зацеплении и определяемая через окружное усилие без учета неравномерности распределения нагрузки по контактным линиям:

$$N = \frac{P}{\cos \alpha \cos \beta}; \quad (7.6)$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления;

$\beta = 20^\circ$  – угол наклона зубьев по делительному цилиндру;

$P$  – окружное усилие.

Для приработанных зубчатых колес вращающий момент

$$M = 0,5Pmz = 0,5PD_0. \quad (7.7)$$

Толщина изношенного слоя равна

$$h = I_h L = I_h S n z_s \leq [h_I]. \quad (7.8)$$

Преобразуя формулу (7.8), получим формулу для расчета толщины изношенного слоя:

$$h_I = 2a\lambda n z_s I_h. \quad (7.9)$$

Ресурс работы зубчатой пары

$$t_p = \frac{[h_I]}{I_h 2a\lambda n z_s}, \quad (7.10)$$

где  $I_h$  – расчетный коэффициент закона изнашивания (безразмерная характеристика износа):

$$I_h = 1,7 \cdot 10^{-9} \text{ для } m = 2 \text{ мм; } z = 22; l = 20 \text{ мм;}$$

$$I_h = 4,1 \cdot 10^{-9} \text{ для } m = 3 \text{ мм; } z = 17; l = 30 \text{ мм;}$$

$$I_h = 1,4 \cdot 10^{-9} \text{ для } m = 4 \text{ мм; } z = 15; l = 40 \text{ мм.}$$

Допустимая величина износа зуба  $[h_I]$  определяет ресурс работы передачи и задается на основе эксплуатационных требований. Например, потери прочности зуба на изгиб, износа твердосмазочного покрытия и др.

Поскольку исходные данные для расчета ориентировочные, а именно не учитывают технологической подготовки поверхностей (термообработки, метода изготовления зубчатых колес из полимерных материалов, температуры трения), то расчет имеет ориентировочный характер. Однако практически расчет удовлетворительно согласуется с экспериментом. Исходя из допустимой величины износа, определяют долговечность всех колес.

Расчетные и экспериментальные значения интенсивностей изнашивания зубчатых колес приведены в табл. 7.2.

**Расчетные и экспериментальные значения  
интенсивностей изнашивания зубчатых колес**

Материал колес	Исходные параметры		$t_{расч}$ , ч	$I_{расч} \times 10^{-7}$	$I_{эк} \times 10^{-7}$	Интенсивность изнашивания зуба $I_{з}$ , мм/ч·10 <sup>5</sup>	$t_{эк}$ , ч
	$\tau_0$ , МПа	$f_a$					
Капролон – СЧ 18-36	0,6	0,15	2800	0,44	0,11	5,5	11280
Капролон – СЧ 18-36 с увеличенным гарантированным зазором	0,6	0,15	2800	0,44	0,12	6,0	10450
Капролон – Сталь 45	0,6	0,15	2800	0,44	0,27	13,8	4680
Капролон + 10 % графита – Сталь 45	0,6	0,15	2800	0,44	0,42	21,5	2910
Полиамид П-68 – СЧ 18-36	0,4	0,10	1360	0,70	0,79	45,5	1380
Полиамид П-68 – Сталь 45	0,5	0,15	365	3,00	2,80	165,0	379
Полиамид П-54 – СЧ 18-36	0,5	0,17	280	3,80	3,20	185,0	338
Полиамид П-54 – Сталь 45	0,5	0,20	188	5,70	3,70	215,0	292
Полиамид АК-7 – СЧ 18-36	0,5	0,20	188	5,70	4,80	276,0	227
Полиамид АК-7 – Сталь 45	0,5	0,25	97	11,0	11,00	598,0	105
Текстолит – СЧ 18-36	–	–	–	–	0,096	2,1	29150
Текстолит – СЧ 18-36 с увеличенным гарантированным зазором	–	–	–	–	0,20	4,5	13750
Текстолит – Сталь 45	–	–	–	–	0,40	8,7	7210
Сталь 45 – Сталь 45	100	0,10	790	11,0	2,60	18,4	3414
Сталь 45 – СЧ 18-36	100	0,10	410	170,0	5,60	50,0	1220

## Практическое занятие № 8

### Расчет и регулирование зазоров в зубчатой передаче

#### Задание

1. Изучить профилограмму зацепления (рис. 8.1), методики определения контакта зубьев и регулировки зазоров в зубчатых передачах (рис. 8.2–8.5).

2. Определить зазоры в цилиндрической зубчатой передаче в соответствии с вариантом задания (табл. 8.1).

Таблица 8.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Корпус редуктора $a$ , мм	Алюминий $\alpha_1 = 25 \cdot 10^{-6}$				Чугун $\alpha_2 = 11 \cdot 10^{-6}$			
$t_{\text{кол}}, ^\circ\text{C}$	80	80	85	85	90	95	100	100
$t_{\text{кор}}, ^\circ\text{C}$	45	46	47	48	49	50	51	52
$m$ , мм	2	2	2,5	2,5	3	3	4	4
$\psi$	6,0	6,1	6,2	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5
$a$ , мм	9,8	8,6	9,4	9,6	16,0	16,5	28	28
$h$ , мм	1,5	1,6	1,7	1,8	2,5	2,4	2,3	2,6
$A$ , мм	80	100	125	160	200	225	250	280

#### Методические указания

Зубчатые колеса при изготовлении контролируют по элементам, определяющим правильность зацепления (толщину зуба, шаг, радиальное биение зубчатого венца, правильность эвольвенты и т.д.) или комплексно путем проверки колеса в двух- или однопрофильном зацеплении с эталонной шестерней. При этом определяют кинематическую точность передачи, плавность хода, боковой зазор в зацеплении и контакт зубьев. Проверяемое колесо приводят во вращение эталонной шестерней сначала в одну, потом в другую сторону при легком торможении колеса. Самопишущий прибор регистрирует на профилограмме отклонения хода колеса по сравнению с точным контрольным колесом, в свою очередь сцепленным с эталонной шестерней.



Показателем кинематической точности является величина  $\Delta F_2$  максимального колебания угловой скорости колеса за один оборот (рис. 8.1).

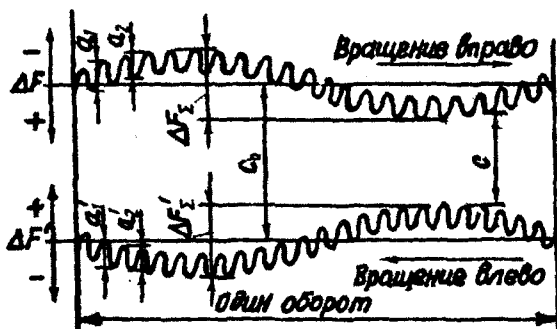


Рис. 8.1. Профилограмма зацепления

Показателем плавности работы являются среднеарифметическое значение циклических погрешностей за один оборот колеса, суммарно отражающие погрешности толщины зубьев, шага и эвольвент:

$$\Delta F = \frac{a_1 + a_2 + \dots + a_n}{n} \quad (8.1)$$

Изменение бокового зазора по углу поворота изображается расстоянием  $C$  между крайними точками профилограмм правого и левого вращения, отстоящих друг от друга на расстоянии  $C_0$ , равном среднему зазору (рис. 8.1).

Контакт между зубьями проверяют нанесением тонкого слоя краски (например, берлинская лазурь) на зубья эталонной шестерни и измерением отпечатков (пятен контакта) на зубьях проверяемого колеса (рис. 8.2).

Контакт характеризуют относительные размеры пятен (рис. 8.2, а): по длине зуба

$$\frac{a}{B} \cdot 100\%; \quad (B = \psi m); \quad (8.2)$$

по высоте зуба

$$\frac{h}{H} \cdot 100 \% ; \quad (H = 2,25m), \quad (8.3)$$

где  $a$  – средняя длина пятен (за вычетом разрывов);

$B$  – ширина зуба;

$h$  – средняя высота пятен;

$H$  – высота зуба.

Смещение пятен к головке зуба (рис. 8.2, б) свидетельствует об уменьшенном диаметре начального цилиндра, смещение к ножке (рис. 8.2, в) – об увеличенном диаметре. Сосредоточение контакта у кромки (рис. 8.2, г) указывает на клиновидность или перекося зубьев.

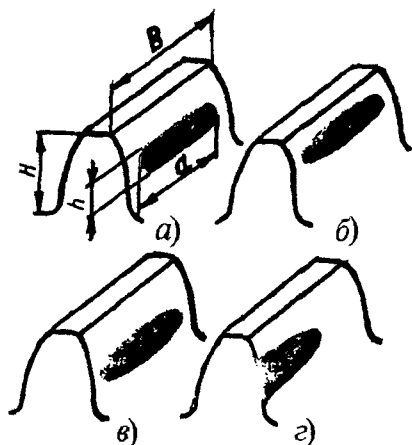


Рис. 8.2. Схемы определения параметров контактов зубьев

На работу передачи, помимо неточностей, регистрируемых приборами, влияют погрешности межосевых расстояний в корпусе, неточности выполнения опор корпуса (несоосность и перекося) и погрешности парного колеса. Кроме того, при работе под нагрузкой существенно изменяются характеристики хода и контакта в результате упругой деформации зубьев и ободьев колес. Нагрев при работе заметно изменяет боковой зазор в зацеплении.

При работе колеса нагреваются больше, чем корпус. Если корпус сделан из легких сплавов, коэффициент линейного расширения ко-

торых значительно больше, чем у стали, то боковой зазор в зацеплении может увеличиваться.

Боковым зазором в передаче называется зазор между зубьями сопряженных колес, обеспечивающий свободный поворот одного колеса относительно другого. Боковые зазоры необходимы для компенсации погрешностей элементов передачи при изготовлении и монтаже, а также для смазки. Боковой зазор при нарезании зубьев стандартным инструментом можно обеспечить регулировкой межосевого расстояния и утонением зуба путем смещения исходного контура в направлении к центру заготовки. Первый способ имеет ограниченное применение. Он непригоден при нескольких парах сопряженных шестерен, сидящих на двух параллельных рабочих валах; его можно использовать в одно- или двухступенчатых редукторах с валами на подшипниках скольжения. Изменение расстояния между осями шестерен для получения необходимого бокового зазора вызывает уменьшение длины активной части профиля зуба и коэффициента перекрытия. Это — основной недостаток таких передач помимо их технологической сложности.

При построении системы допусков на зубчатые и червячные передачи допуск на межосевое расстояние принят по симметричной системе. При отрицательном отклонении и толщине зуба (или витка), равной теоретической, произошло бы защемление зубьев. Для предупреждения этого зуб утоняется, причем утонение компенсирует все виды погрешностей и деформаций.

Независимо от степени точности колес и передач гарантированный боковой зазор может быть рассчитан в соответствии с четырьмя видами сопряжений по формулам в табл. 8.2

Таблица 8.2

### Нормы гарантированного бокового зазора

Вид сопряжения с гарантированным зазором	Обозначение	Гарантированный боковой зазор, мкм
нулевым	С	0
уменьшенным	Д	$6\sqrt{A}$
нормальным	Х	$12\sqrt{A}$
увеличенным	Ш	$24\sqrt{A}$

*Примечание.*  $A$  — межцентровое расстояние передачи в миллиметрах.

Минимальный боковой зазор в работающей цилиндрической зубчатой передаче можно определить по формуле

$$(c_n)_{\min} = (|\Delta_m h_1 + \Delta_m h_2|) 2\sin\alpha_n - K - A(a_1 \Delta t_1 - a_2 \Delta t_2) 2\sin\alpha_n, \quad (8.4)$$

где  $A(a_1 \Delta t_1 - a_2 \Delta t_2) 2\sin\alpha_n$  – часть бокового зазора, предназначенная для температурной компенсации;

$A$  – межосевое расстояние передачи, мм;

$a_1$  и  $a_2$  – коэффициенты линейного расширения материала колеса и корпуса соответственно;

$\Delta t_1$  и  $\Delta t_2$  – отклонение температур колес и корпуса от нормальной;

$\alpha_n$  – угол профиля зуба, равный для эвольвентного зацепления  $20^\circ$ ;

$\Delta_m h_1$  и  $\Delta_m h_2$  – наименьшее дополнительное смещение исходного контура на первом и втором зубчатых колесах;

$K$  – величина компенсации погрешностей, определяемая как их среднеквадратичная:

$$K = \sqrt{(\Delta A 2\sin\alpha_n)^2 + 2(\delta B_0)^2 + 2(\Delta t_0)^2 + (\delta x \sin\alpha_n)^2 + (\delta y \cos\alpha_n)^2}, \quad (8.5)$$

здесь  $\Delta A$  – отклонение межцентрового расстояния;

$\delta B_0$  – предельное отклонение направления зуба;

$\Delta t_0$  – предельная погрешность основного шага;

$\delta x$  – предельная непараллельность осей на ширине колеса;

$\delta y$  – предельный перекося осей на ширине колеса;

$\alpha_n$  – угол профиля исходного контура в нормальном сечении (табл. 8.3).

Таблица 8.3

Изменения параметров зацепления	Обозначения	Допустимые значения
Колебания межцентрового расстояния за оборот	$\Delta A$	0,088
Предельное отклонение направления зуба	$\delta B_0$	0,011
Предельная погрешность основного шага	$\Delta t$	0,028
Предельная непараллельность осей на ширине колеса	$\delta x$	0,011
Предельный перекося осей на ширине колеса	$\delta y$	0,0056

## Наибольший боковой зазор

$$(C_n)_{\max} = (C_0)_{\min} + (\delta h_1 + \delta h_2 + \Delta A) 2 \sin \alpha_n, \quad (8.6)$$

где  $\delta h$  – допуск на смещение исходного контура.

Ограничения наибольшего зазора могут встретиться в часто реверсируемых передачах: при крутильных колебаниях вопрос о роли зазоров требует специального рассмотрения. В каждом конкретном случае зазоры назначают по прототипу, на базе длительных предварительных испытаний или на основании опыта эксплуатации.

При нагреве боковой зазор в зацеплении изменяется на величину

$$\Delta c = \Delta a_w \cdot \operatorname{tg} \alpha_3, \quad (8.7)$$

где  $\Delta a_w$  – разность увеличения межосевого расстояния и радиусов колес;

$\alpha_3$  – угол зацепления (для стандартного зацепления  $\alpha_3 = 20^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \alpha_3 = 0,365$ ).

Для чугунного корпуса  $\Delta a_w = A \alpha_2 (t_{\text{кол}} - t_{\text{кор}})$ ;

для алюминиевого корпуса  $\Delta a_w = A (\alpha_1 t_{\text{кол}} - \alpha_2 t_{\text{кор}})$ .

Возможные колебания зазора в результате неточности выполнения межосевого расстояния

$$\Delta' c = \Delta' a_w \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.8)$$

где  $\Delta' a_w$  – допуск на межосевое расстояние (при обычной точности  $\Delta' a_w = \pm 0,05$  мм).

ГОСТ 1643–81 устанавливает для каждой степени точности свои нормы зазоров. Для передач средней точности общего назначения зазор можно определить из выражения

$$C = (0,04 \div 0,06) m, \quad (8.9)$$

где  $m$  – модуль зацепления.

В процессе эксплуатации машин в сборочных единицах трения происходит увеличение зазоров, которые время от времени приходится регулировать там, где это возможно. На рис. 8.3 показано

устройство для регулировки зазора в подшипнике скольжения (патент № 4225198, США). Устройство выполнено в виде втулки 1 с наружной сферической поверхностью. Втулка монтируется в корпусе с помощью двух конических колец 2 и 3, обеспечивающих возможность самоустановки. Кольцо 2 закреплено жестко в расточке корпуса 4, кольцо 3 может смещаться в осевом направлении. Для регулировки используется клиновое соединение, образованное кольцами 5 и 6, причем торец кольца 5 взаимодействует с торцом кольца 3. При регулировке кольцо 6 смещают в радиальном направлении регулировочным винтом 7, за счет чего осуществляется осевое смещение кольца 3 и, следовательно, регулировка натяга в подшипнике. После окончания регулировки винт 7 стопорят гайкой 8.

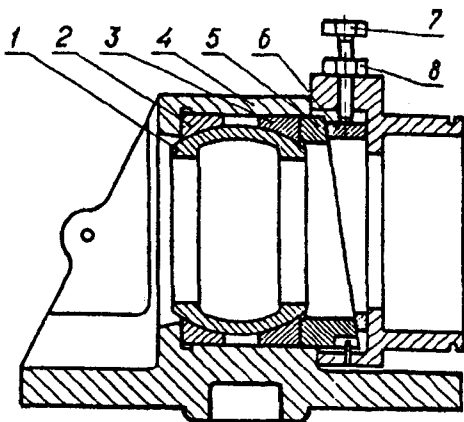


Рис. 8.3. Устройство для регулировки зазора в подшипнике скольжения (патент № 4225198, США)

На рис. 8.4 показан двухрядный роликоподшипник с коническими роликами (заявка № 2073332, Англия). Подшипник имеет два внутренних кольца 1, сепараторы 2, наружное кольцо 3 и конические ролики 4. Между широкими торцами внутренних колец устанавливается разъемное дистанционное кольцо 5, перемещение которого в радиальном направлении ограничивается упорами. Заданный радиальный зазор и осевая «игра» в подшипнике обеспечивается соответствующей толщиной дистанционного кольца. Подшипники воспринимают радиальную и двустороннюю осевую нагрузку.

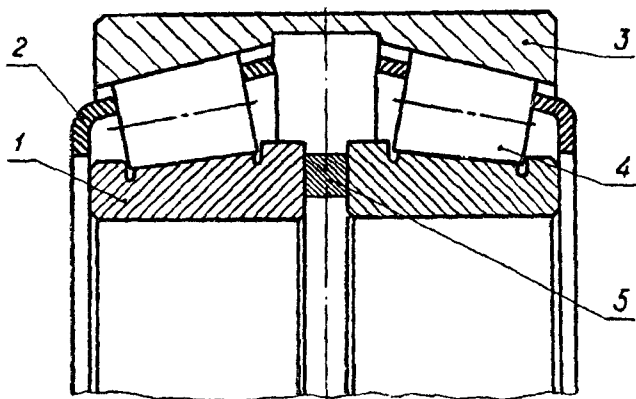


Рис. 8.4. Двухрядный роликоподшипник с коническими роликами  
(заявка № 2073332, Англия)

Примером компенсации погрешностей отверстия корпуса опоры зубчатой передачи и уменьшения зазоров в ней может служить устройство для регулировки зазора (рис. 8.5). В этом устройстве (заявка № 28555579, ФРГ) вал зубчатой передачи имеет наружное кольцо 2, установленное в отверстии корпуса 3 подшипника. В эксцентрическое коническое отверстие кольца входит кольцо 4 соответствующей конической наружной поверхностью. В цилиндрическом эксцентрическом отверстии кольца 4 помещается подшипник 5 качения или скольжения, в котором установлен вал 1 передачи. Центрирование оси вала осью отверстия корпуса 3 осуществляется при относительном вращении колец 2 и 4. Нанесение меток на торцовые поверхности этих колец облегчает их центрирование для требуемой точности установки вала. При достижении такой точности кольца 2, 4 заклиниваются с помощью винта 6. Для разъединения колец винт 6 вывинчивается, а по каналу 7 подается жидкость под давлением, проникающая между коническими контактными поверхностями колец 2, 4. Такая конструкция опоры позволяет компенсировать погрешности отверстия корпуса и при больших допусках осуществлять беззазорную установку в нем подшипника.

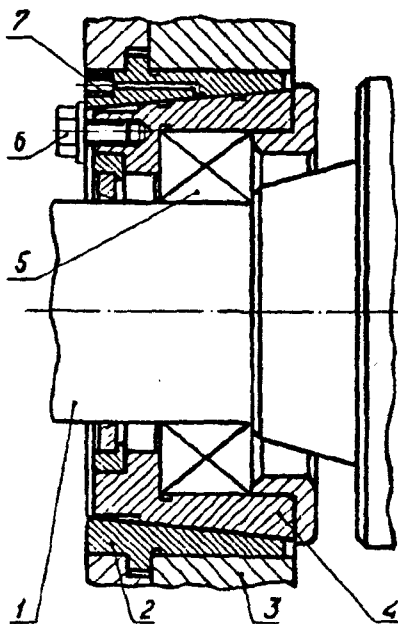


Рис. 8.5. Устройство для регулировки зазора в подшипнике качения  
(заявка № 28555579, ФРГ)



## Практическое занятие № 9

### Определение параметров уплотнений подвижных соединений

#### Задание

1. Изучить назначение и устройство уплотнений подвижных соединений (рис. 9.1–9.9).

2. Определить максимальное давление и необходимый объем жидкости гидравлического центробежного уплотнения и основные параметры уплотнения поршней и поршневых колец в соответствии с вариантом (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	870	875	880	880	882	885	890	890
$n$ , мин <sup>-1</sup>	1700	1720	1730	1750	1800	1820	1850	1900
$D_{02}$ , мм	180	185	185	190	190	192	195	200
$d_{02}$ , мм	70	72	75	76	76	77	78	80
$b$ , мм	40	40	45	45	45	50	50	50
$D_{21}$ , мм	150	155	155	160	160	160	165	168
$D_{11}$ , мм	100	100	100	106	106	107	110	112
$D_{002}$ , мм	82	82	92	92	100	130	130	120
$D$ , мм	85	85	95	95	105	135	135	125
$b_k$ , мм	4,0	4,0	4,4	4,4	5,0	6,7	6,0	5,5

#### Методические указания

Многие строительные машины и механизмы работают в запыленной или загрязненной среде; в узлы трения попадают абразивные частицы. На открытые поверхности трения возможно попадание окалины, ржавчины, металлической или иной стружки, а в числе абразивных частиц – весьма твердых окислов алюминия. Вредно действует на поверхности трения влага, жидкое топливо и агрессивные среды. Абразивное действие производят продукты износа, остающиеся на поверхностях трения или попадающие на них вместе с поступающим маслом. Твердые частицы в смазочном слое жидкостного трения понижают надежность его работы.

Хорошей защитой поверхностей трения от загрязнения является применение уплотнений. Они создают герметизацию входных и выходных валов машин. Уплотнения с одной стороны предупреждают утечку масла из корпуса машины, с другой – защищают внутренние полости корпуса от внешних воздействий (проникновения пыли, грязи и влаги извне). Это особенно важно для строительных машин, работающих на открытом воздухе.

В поисках надежных решений конструкторы разработали большое число разнообразных систем уплотнений. Все системы уплотнений можно разделить на два класса: контактные и бесконтактные.

В первом случае уплотнение достигается непосредственным соприкосновением подвижной и неподвижной частей уплотнений. К числу этих уплотнений относят сальники, манжеты, разрезные пружинные кольца, торцевые уплотнения и т.д.

Во втором случае контакт между частями уплотнения отсутствует. Уплотнительный эффект достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений и т.д. К числу этих уплотнений относят лабиринтные уплотнения, отгонные резьбы, отражательные диски, ловушки разнообразных типов и др.

Контактные уплотнения обеспечивают более высокую герметичность соединений. Их недостатки (ограниченность допустимых скоростей относительного движения, изнашиваемость и потери уплотнительных свойств с износом) устраняют регулированием силы прижатия контактирующих поверхностей, рациональным подбором материала трущихся поверхностей, компенсацией износа с помощью упругих устройств.

Бесконтактные уплотнения не имеют пределов по скоростям относительного движения; их срок службы не ограничен; уплотнительные свойства ниже, чем у контактных уплотнений; полной герметизации можно добиться лишь применением дополнительных устройств.

*Сальник* представляет собой кольцевую полость вокруг вала, набитую уплотняющим материалом. Для набивки применяют хлопчатобумажные ткани, очесы, шнуры, вываренные в масле, фетр, асбест с добавлением металлических порошков (свинца, баббита), графита, дисульфида молибдена и других самосмазывающихся веществ. На рис. 9.1 представлены формы сальников, устанавливаемых непосредственно в корпусные детали (рис. 9.1, I–IV) или в промежуточные детали (рис. 9.1, V–VIII).

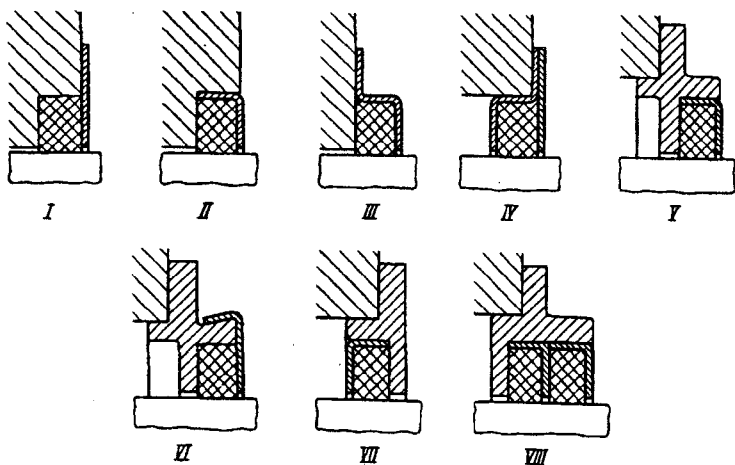


Рис. 9.1. Установка сальников в цилиндрических канавках

На рис. 9.2 изображено сальниковое уплотнение с конической канавкой (стандартный угол профиля канавки  $15 \pm 1^\circ$ ).

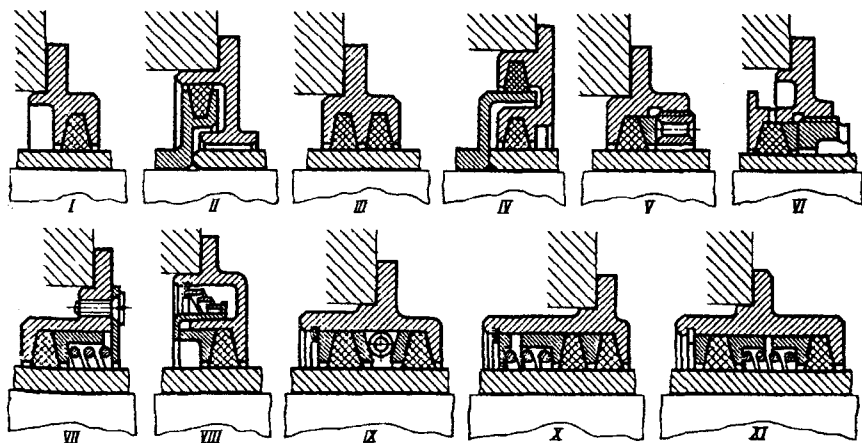


Рис. 9.2. Установка сальников в конических канавках

Коническую форму придают канавке в расчете на то, что уплотнение в виде цилиндрического фетрового кольца, будучи плотно установленным в коническую канавку, стремится под действием сил упругости сжиматься к центру, охватывая вал. Для повышения

срока службы поверхность вала (или втулки) должна иметь твердость не ниже HRC 45 и шероховатость не более  $R_a = 0,32-0,65$  мкм.

Для увеличения надежности уплотнения применяют двойные сальники, расположенные друг за другом (рис. 9.2, III) или, при ограниченности осевых габаритов, друг над другом (рис. 9.2, IV). Для компенсации происходящего в эксплуатации износа осуществляют затяжку набивки (рис. 9.2, V, VI), или с автоматической затяжкой с помощью пружины (рис. 9.2, VII, VIII); конструкции сдвоенных сальников с пружинной затяжкой (рис. 9.2, IX–XI).

Манжетное уплотнение представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал (рис. 9.3).

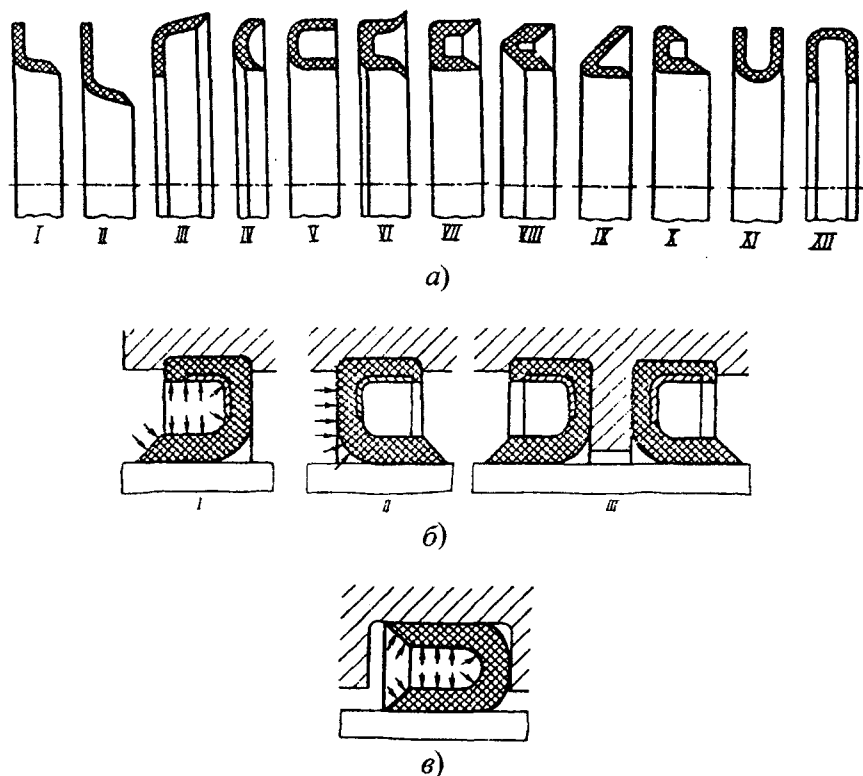


Рис. 9.3. Манжетные уплотнения:

а – формы манжет; б – схема действия манжеты; в – манжета с двумя воротниками

Уплотнения разрезными пружинными кольцами (рис. 9.4, б) надежно, оно может держать большие перепады давления и при правильном подборе материалов долговечно.

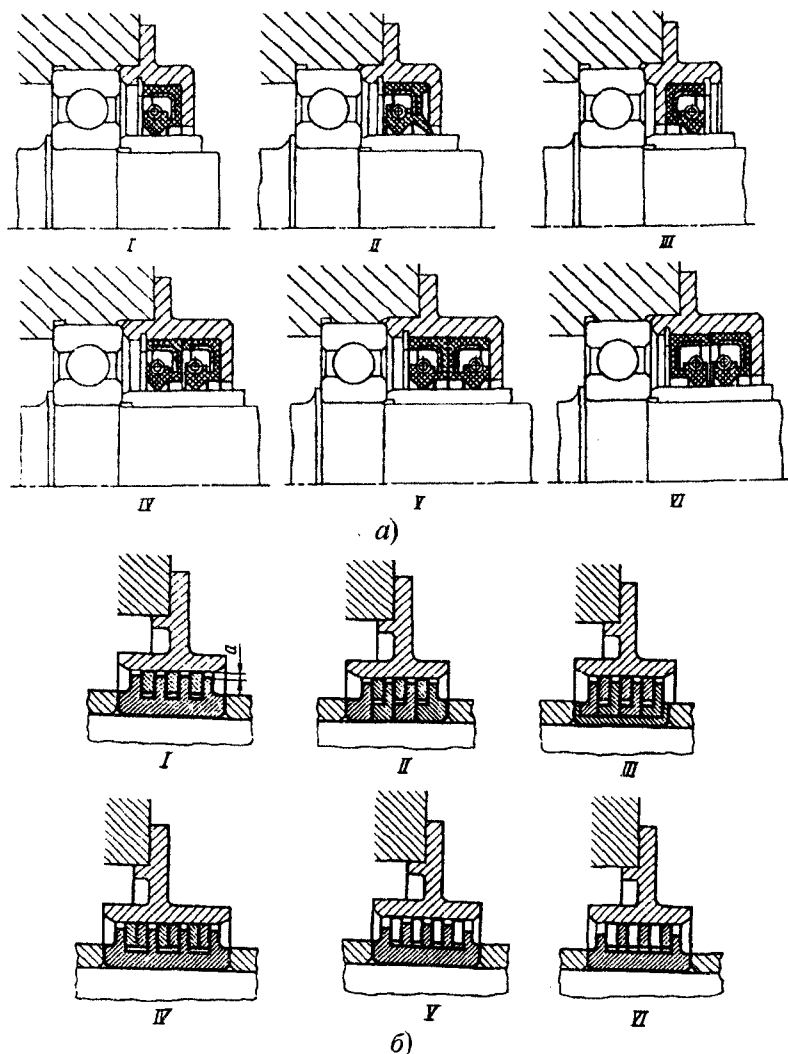


Рис. 9.4. Установка уплотнений:

а – примеры установки манжетных уплотнений (I, II, IV – при повышенном давлении в корпусе; III – при вакууме в корпусе; V, VI – двусторонняя установка); б – уплотнения разрезными пружинными кольцами

*Щелевые уплотнения* – разновидность бесконтактного уплотнения, образует кольцевую щель между валом и корпусом (рис. 9.5) или лабиринт («лабиринтное уплотнение» – рис. 9.6). Кольцевые канавки могут быть выполнены на валу (рис. 9.6, I), во втулке (рис. 9.6, II) или одновременно на валу и во втулке (рис. 9.6, III), для радиальной сборки (рис. 9.6, IV).

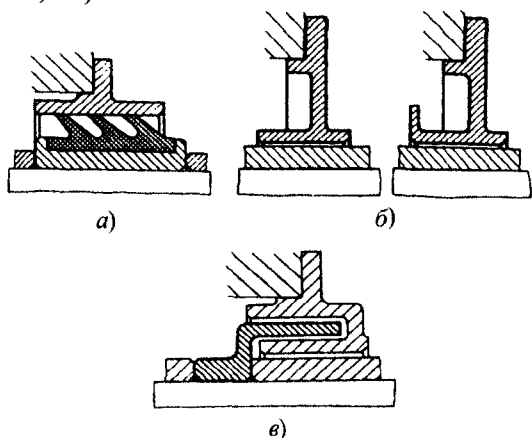


Рис. 9.5. Уплотнения:

*a* – резиновым кольцом с использованием центробежного эффекта;  
*б* – щелевые; *в* – двухрядное щелевое

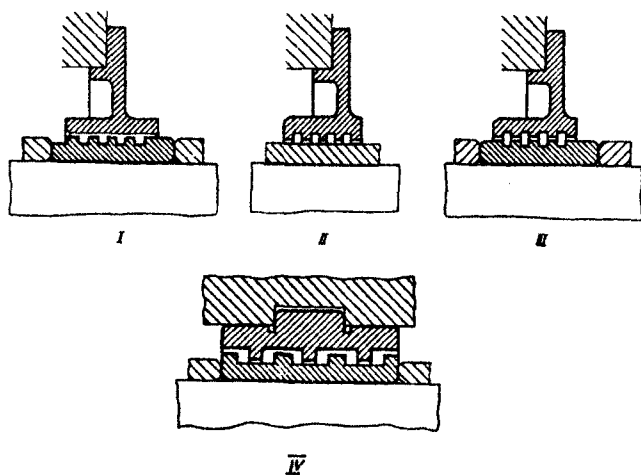


Рис. 9.6. «Лабиринтные уплотнения»:

I – кольцевые канавки на валу; II – канавки выполнены во втулке; III – канавки выполнены одновременно на валу и во втулке; IV – уплотнение для радиальной сборки

Уплотнения отгонной резьбой (рис. 9.7) применяют для герметизации полостей, содержащих жидкости. Направление резьбы должно быть согласовано с направлением вращения вала так, чтобы витки отгоняли уплотняющую жидкость в корпус. Уплотнение – нереверсивное.

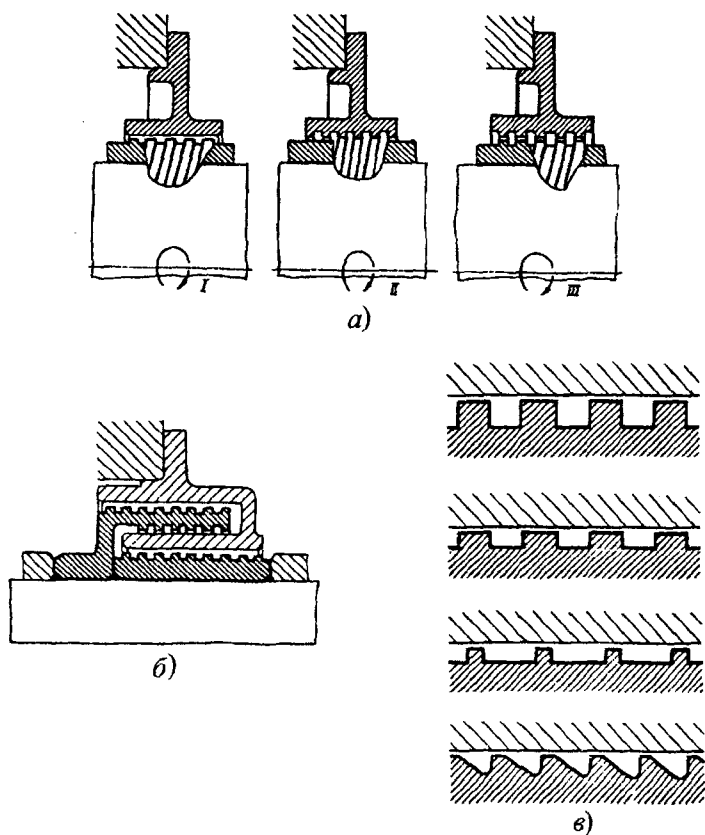


Рис. 9.7. Уплотнение отгонной резьбой:

*a* – выполнение отгонной резьбы (I – на валу, II – на втулке, III – одновременно на валу и втулке); *б* – многослойное уплотнение; *в* – профили отгонных резьб

Гидравлическое центробежное уплотнение (рис. 9.8) состоит из крыльчатки, вращающейся в замкнутой кольцевой полости, в которую залита уплотняющая жидкость (масло, вода и т.д.). Центробежной силой жидкость прижимается к периферии полости. Если с одной

стороны на уплотнение действует давление, то жидкость занимает в полости положение, показанное на рис. 9.8. Разность центробежных сил, действующих на жидкость с одной и с другой стороны крыльчатки, определяет давление (МПа), которое держит уплотнение:

$$p = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{4} (D_2^2 - D_1^2), \quad (9.1)$$

где  $\omega$  – угловая скорость крыльчатки, рад/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$D_1$  и  $D_2$  – диаметры колец жидкости по одну и другую сторону крыльчатки, мм.

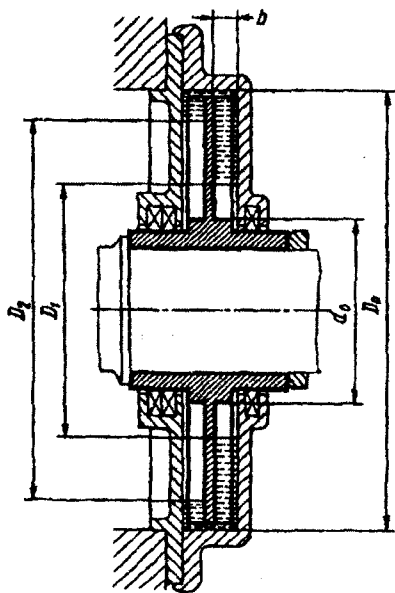


Рис. 9.8. Схема гидравлического центробежного уплотнения

Максимальное давление, удерживаемое уплотнением (предельный случай, когда почти вся жидкость переходит на одну сторону крыльчатки):

$$p = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{4} (D_0^2 - d_0^2), \quad (9.2)$$



где  $D_0$  и  $d_0$  – соответственно наружный и внутренний диаметры крыльчатки, мм.

Минимальный необходимый объем жидкости, который должен быть залит в уплотнение:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2) b, \quad (9.3)$$

где  $b$  – ширина лопаток крыльчатки, мм.

Следовательно,

$$P_{\max} = 10^{-13} \frac{\omega^2 \rho}{\pi b} Q. \quad (9.4)$$

Гидравлические уплотнения могут выдерживать довольно значительные давления. Например, уплотнение с крыльчаткой диаметром около 200 мм при частоте вращения 2000 об/мин (уплотняющая жидкость – масло) выдерживает избыточное давление около 0,3 МПа. Применяя тяжелые жидкости, например, ртуть, можно довести давление в рассматриваемом случае до 5 МПа.

В конструкции гидравлического уплотнения должна быть предусмотрена циркуляция уплотняющей жидкости с отводом теплоты, выделяющейся при вращении крыльчатки. В противном случае уплотняющая жидкость перегревается через короткое время работы.

*Уплотнение поршней.* Поршни небольшого диаметра (плунжеры гидравлических, масляных, топливных насосов и т.д.) уплотняют притиркой к поверхностям цилиндров. Уплотнение улучшают введением лабиринтных канавок.

Поршневое кольцо представляет собой разрезное металлическое кольцо (обычно прямоугольного сечения), устанавливаемое в канавках поршня. Диаметр кольца в свободном состоянии больше диаметра цилиндра. При вводе в цилиндр кольцо сжимается и благодаря собственной упругости плотно прилегает к стенкам цилиндра по его окружности, за исключением узкого канала, образованного разрезом (замком) кольца.

Поршневые кольца при работе прижимаются к стенкам цилиндра не только силами собственной упругости, но и давлением рабочей жидкости (или газа), проникающей в поршневые канавки и дей-

ствующей на тыльную поверхность поршневого кольца. Для увеличения надежности уплотнения устанавливают последовательно несколько колец (обычно три).

Кольца устанавливают в канавках (рис. 9.9) с торцовым зазором

$$\Delta = (0,05 \div 0,1)h. \quad (9.5)$$

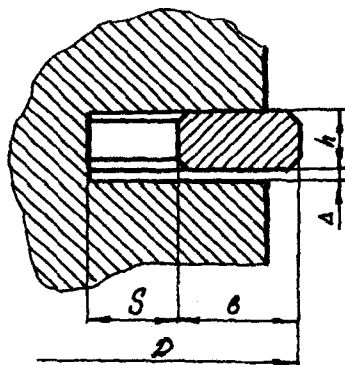


Рис. 9.9. Схема установки поршневого кольца в канавке

Зазор  $S$  между тыльной поверхностью кольца и дном поршневой канавки

$$S = (0,2 \div 0,25)b. \quad (9.6)$$

Зазор в замке для компенсации температурных деформаций

$$t = (0,002 \div 0,005)D_0, \quad (9.7)$$

где  $D_0$  – диаметр цилиндра.

В цилиндрах компрессоров и двигателей к зазору в замке  $t$  следует прибавить  $\Delta t$  – удлинение кольца при нагреве:

$$\Delta t = \pi D_0 [a_k(t_k - t_0) - a_{ц}(t_{ц} - t_0)], \quad (9.8)$$

где  $a_k$  и  $a_{ц}$  – коэффициенты линейного расширения соответственно материалов кольца и цилиндра (для стали  $a_c = 13 \cdot 10^{-6}$ ; для чугуна  $a_{ч} = 11 \cdot 10^{-6}$ ; для сплавов алюминия  $a_a = 25 \cdot 10^{-6}$ );

$t_k$  и  $t_{ц}$  – рабочие температуры соответственно кольца и цилиндра, °С ( $t_k = 50$  °С и  $t_{ц} = 100$  °С);

$t_0$  – исходная температура (температура сборки),  $t_0 = 20$  °С.

Максимальное напряжение в рабочем состоянии

$$\sigma_{\max} = E \frac{b}{D_0} \left( 1 - \frac{D_0}{D} \right), \quad (9.9)$$

где  $D_0$  – диаметр цилиндра, мм;

$D$  – наружный диаметр кольца в свободном состоянии, мм;

$b$  – ширина сечения кольца, мм;

$E$  – модуль упругости материала кольца ( $E = 21 \cdot 10^4$  МПа).

Максимальное напряжение при надевании кольца на поршень

$$\sigma_{\max н} = 2E \left( \frac{b}{D_0} \right)^2 - \sigma_{\max}, \quad (9.10)$$

$\sigma_{\max н} = a\sigma_{\max}$  (в среднем  $a = 1,5-2$ ).

Подставляя  $a$  в уравнение (9.9), получим:

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{b}{D_0} \frac{2}{1+a}}. \quad (9.11)$$

Значения  $b/D_0$  для колец из различных материалов приведены в табл. 9.2

Таблица 9.2

Материал	$[\sigma]$ , МПа	$E \cdot 10^4$ МПа	$b/D_0$
Чугун	120	8	1/21
Сталь	350	22	1/20
Бронза	150	11	1/22

Из уравнения (9.11) можно найти

$$\frac{b}{D_0} = \sqrt{\frac{\sigma_{\max}(1+a)}{2E}}. \quad (9.12)$$

Давление кольца на стенки цилиндра

$$P = \frac{\sigma_{\max}}{3} \left( \frac{b}{D_0} \right)^2. \quad (9.13)$$

Высота  $h$  кольца

$$h = 2 + (0,01 \div 0,03)D_0, \quad (9.14)$$

где  $D_0$  – диаметр цилиндра, мм.

**Практическое занятие № 10**  
**Определение параметров соединения деталей**  
**с натягом и тепловым взаимодействием**

**Задание**

1. Изучить параметры соединения с натягом (рис. 10.1) и относительные термические напряжения в функции  $\lambda_1/\lambda_2$  (рис. 10.2).
2. Определить параметры соединения деталей с натягом и термические напряжения в соответствии с табл. 10.1.

Таблица 10.1

Параметры	Варианты задания							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Сопряжения $E$ , МПа	Сталь–сталь $E_c = 21 \cdot 10^4$			Сталь–чугун $E_c = 21 \cdot 10^4$ , $E_{\text{ч}} = 8 \cdot 10^4$				
Коэффициент Пуассона	$\mu_c = 0,3$			$\mu_c = 0,3$ , $\mu_{\text{ч}} = 0,15$				
$\alpha$ , $1/^\circ\text{C}$	$\alpha_c = 13 \cdot 10^{-6}$			$\alpha_c = 13 \cdot 10^{-6}$ , $\alpha_{\text{ч}} = 11 \cdot 10^{-6}$				
$d_1$ , мм	60	62	64	66	68	70	72	74
$d$ , мм	90	92	96	98	100	105	110	110
$d_2$ , мм	115	120	125	130	130	135	140	145
$l$ , мм	90	92	96	98	100	105	110	115
$\Delta$ , мм	0,90	0,92	0,96	0,98	1,00	1,05	1,10	1,10
$\alpha_1$	0,67	0,67	0,66	0,67	0,68	0,66	0,66	0,67
$\alpha_2$	0,78	0,78	0,76	0,75	0,76	0,77	0,78	0,75

**Методические указания**

У многих деталей строительных машин нагрузки приложены на небольшом расстоянии друг от друга и передаются через поверхности на относительно большой протяженности. На участках приложения нагрузок, в опорах, на местах неподвижных соединений возникают напряжения, охватывающие значительные зоны, распространяющиеся вглубь материала, иногда на всю длину детали, и резко изменяющие напряженное состояние.

Кроме того, нельзя рассматривать деталь изолированно, заменяя действие сопряженных деталей сосредоточенными или распределен-

ными силами. В действительности сопряженные детали воспринимают значительную часть нагрузок, влияя на прочность и жесткость конструкции в целом.

Если деталь посажена в опоры с натягом, то на посадочных участках возникают дополнительные напряжения смятия и сжатия. В соединениях с зазором при перемене напряжения или при пульсации нагрузки возникают удары, вызывающие дополнительные напряжения.

Соединения с натягом применяют для неразборных или редко разбираемых сопряжений. Сопротивление взаимному смещению деталей в этих соединениях создается и поддерживается силами упругой деформации сжатия (в охватываемой детали) и растяжения (в охватывающей детали), пропорциональными величине натяга в соединении.

ЕСДП СЭВ устанавливает следующие посадки с натягом: от  $p$  до  $z$  (в системе тверстия) и от  $P$  до  $Z$  (в системе вала).

Наибольшая осевая сила, которую может выдержать соединение:

$$P_{oc} = kFf, \quad (10.1)$$

где  $k$  – давление на посадочной поверхности, МПа;

$F = \pi dl$  – площадь посадочной поверхности;

$d, l$  – диаметр и длина посадочной поверхности;

$f$  – коэффициент трения между сопрягающимися поверхностями (для сталей и чугунов  $f = 0,10-0,15$ ).

Наибольший крутящий момент, передаваемый соединением:

$$M_{кр} = 0,5 \cdot 10^{-3} kFdf = 0,5 \cdot 10^{-4} k\pi d^2 lf. \quad (10.2)$$

Давление  $k$  на посадочных поверхностях зависит от натяга и толщины стенок охватывающей и охватываемой деталей:

$$k = \frac{\Delta}{d} \Theta, \quad (10.3)$$

где  $\Delta/d$  – относительный диаметральный натяг ( $\Delta$  и  $d$  – в мм);

$\Theta$  – коэффициент,

$$\Theta = \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}}, \quad (10.4)$$

здесь  $E_1, E_2$  и  $\mu_1, \mu_2$  — соответственно модули нормальной упругости и коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей;

$c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты, вычисляемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \quad (10.5)$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}; \quad (10.6)$$

$d_1$  и  $d_2$  — соответственно внутренний диаметр охватываемой детали и наружный диаметр охватывающей детали (рис. 10.1).

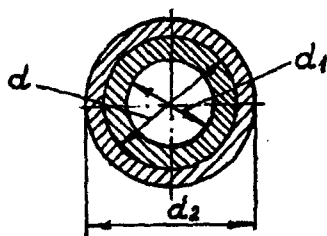


Рис. 10.1. Параметры соединения с натягом

С учетом выражений (10.3)–(10.6)

$$k = \frac{\Delta}{d} \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} = \frac{E_2 \Delta}{d} \frac{1}{(c_1 - \mu_1) \frac{E_2}{E_1} + c_2 + \mu_2}. \quad (10.7)$$

Давление  $k$ , а следовательно, и несущая способность соединения пропорциональны относительному диаметральному натягу  $\Delta/d$ , возрастают с увеличением модуля упругости материалов и уменьша-

ются с увеличением  $c_1$  и  $c_2$ , т.е. с увеличением значений отношений  $d_1/d$  и  $d/d_2$ .

Обозначим  $a_1 = d_1/d$  и  $a_2 = d/d_2$  – относительную тонкостенность соответственно охватываемой и охватывающей деталей. Тогда

$$c = c_1 = c_2 = \frac{1 + \alpha^2}{1 - \alpha^2}. \quad (10.8)$$

Напряжение сжатия в охватываемой детали максимально на внутренней поверхности:

$$\sigma_1 = \frac{2k}{1 - \alpha_1^2}. \quad (10.9)$$

Напряжение растяжения в охватывающей детали максимально на внутренней поверхности:

$$\sigma_{21} = \frac{2k}{1 - \alpha_2^2}. \quad (10.10)$$

Уменьшение внутреннего диаметра охватывающей детали

$$\delta_1 = \frac{\sigma_1}{E_1} d_1. \quad (10.11)$$

Увеличение наружного диаметра охватывающей детали

$$\delta_2 = \frac{\sigma_2}{E_2} d_2. \quad (10.12)$$

Максимально допустимое давление на посадочной поверхности определяется прочностью на смятие

$$k_{\max} = \sigma_{\text{см}},$$

где  $\sigma_{\text{см}}$  – предел прочности на смятие наиболее слабого из двух сопряженных материалов. Для улучшенных сталей можно принимать  $\sigma_{\text{см}} = 200\text{--}250$  МПа; для серых чугунов  $\sigma_{\text{см}} = 20\text{--}50$  МПа; для алюминиевых сплавов  $\sigma_{\text{см}} = 10\text{--}20$  МПа.



Ценность расчета точности состоит в том, что он позволяет определить влияние геометрических параметров и жесткости элементов соединения на несущую способность и прочность, а также наметить рациональные пути упрочнения.

Механизмы и детали строительных машин, работающие при больших нагрузках, нагреваются (зубчатые передачи, подшипники, кулачковые механизмы и т.д.). Особенно детали, подверженные циклическим нагрузкам, нагреваются также в результате упругого гистерезиса при многократно повторных циклах нагружения-разгружения. Повышение температуры сопровождается изменением линейных размеров деталей и может вызвать высокие напряжения.

В стянутой системе образуется температурный натяг

$$f_t = l(\alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1), \quad (10.13)$$

или в относительных единицах

$$e_t = \alpha_2 \Delta t_2 - \alpha_1 \Delta t_1. \quad (10.14)$$

В соединении возникает термическая сила  $P_t$ , вызывающая согласно закону Гука относительное удлинение стягивающего элемента  $e_1$  и укорочение втулки  $e_2$ :

$$e_1 = \frac{P_t}{\lambda_1}; \quad e_2 = \frac{P_t}{\lambda_2}, \quad (10.15)$$

где  $\lambda_1 = E_1 F_1$ ;  $\lambda_2 = E_2 F_2$  — коэффициенты жесткости соответственно стягивающего элемента и втулки ( $F_1$  и  $F_2$  — сечения стягивающего элемента и втулки).

Сумма относительных деформаций

$$e_t = e_1 + e_2 = \frac{P_t}{\lambda_1} + \frac{P_t}{\lambda_2},$$

откуда

$$P_t = \frac{e_t \lambda_1}{1 + \lambda_1 / \lambda_2}. \quad (10.16)$$

При установившемся тепловом режиме строительной машины

$$t_1 = t_2 = t.$$

Тогда на основании формул (10.14) и (10.16) имеем

$$P_t = t(\alpha_2 - \alpha_1) \frac{\lambda_1}{1 + \lambda_1/\lambda_2}. \quad (10.17)$$

Согласно формуле (10.16) напряжение растяжения в стягивающем элементе

$$\sigma_{t1} = \frac{P_t}{F_1} = \frac{E_1 e_t}{1 + \lambda_1/\lambda_2}, \quad (10.18)$$

напряжение сжатия во втулке

$$\sigma_{t2} = \frac{P_t}{F_2} = \frac{E_2 e_t}{1 + \lambda_2/\lambda_1}. \quad (10.19)$$

Отношение

$$\frac{\sigma_{t1}}{\sigma_{t2}} = \frac{E_1}{E_2} \frac{1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}}{1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}} = \frac{F_2}{F_1} \quad (10.20)$$

не зависит от модулей упругости материалов стягивающего элемента и втулки и определяется только соотношением сечений последних.

На рис. 10.2 приведены подсчитанные по формулам (10.18) и (10.19) напряжения  $\sigma_{t1}$  и  $\sigma_{t2}$  в функции  $\lambda_1/\lambda_2$  для стальных стягивающих элементов и корпусов из различных материалов (принято  $e_t = 1$ ;  $E_1 = 1$ ; величины  $E_2$  выражены в долях от  $E_1$ ).

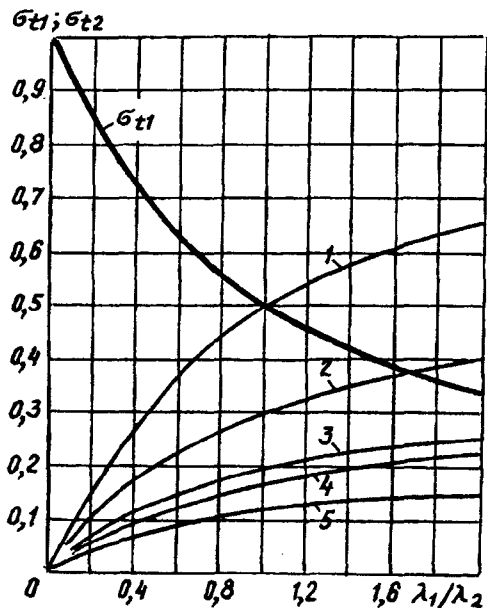


Рис. 10.2. Относительные термические напряжения  $\sigma_{t1}$  (жирная линия) и  $\sigma_{t2}$  (тонкие линии) и функции  $\lambda_1/\lambda_2$ . Материал корпусов: 1 – сталь; 2 – сплавы Ti; 3 – чугуны; 4 – сплавы Al; 5 – сплавы Mg

Термические напряжения в стягивающих элементах резко падают с увеличением  $\lambda_1/\lambda_2$  (жесткие стягивающие элементы, упругие корпуса).

Если материалы стягивающей и стягиваемой деталей заданы, то термическую силу можно уменьшить введением между стягивающей и стягиваемой деталями промежуточных втулок 1 (рис. 10.3, а), выполненных из материалов с малым коэффициентом линейного расширения, например инвара.

Инвар (36 Н) представляет собой железоникелевый сплав [(36 % Ni, остальное Fe;  $\alpha = (0-1,5) \cdot 10^{-6}$  1/с в интервале температур от 0 до 100 °С)].

Еще более низким коэффициентом линейного расширения [ $\alpha = (0-0,5) \cdot 10^{-6}$  1/с при температуре от 0 до 100 °С] обладает суперинвар Н30К4Д (32 % Ni, 4 % Co, 0,7 % Cu, остальное Fe).

Действенным средством уменьшения термических напряжений является установка пружинных элементов на корпусах или, что конструктивно удобнее, на болтах (рис. 10.3, б).

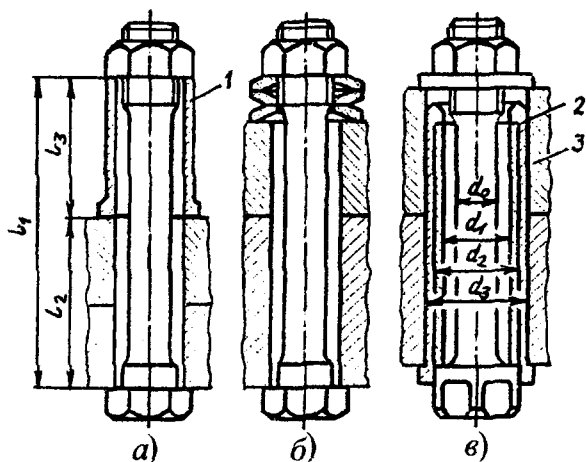


Рис. 10.3. Уменьшение термических напряжений в стяжных соединениях

При ограниченных осевых размерах болт устанавливают в концентричных втулках 2, 3 (рис. 10.3, в), из которых первая при затяжке болта работает на сжатие, а вторая – на растяжение.

Если сечение болта и втулок равны ( $d_2 = \sqrt{d_0^2 + d_1^2}$ ;  $d_3 = \sqrt{d_0^2 + d_2^2}$ ), то упругость системы повышается приблизительно в 3 раза по сравнению с упругостью собственного болта.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
Практическое занятие № 1 Определение шероховатости поверхности детали .....	4
Практическое занятие № 2 Определение контактной прочности деталей в парах трения .....	10
Практическое занятие № 3 Определение площади контакта деталей машин при трении .....	15
Практическое занятие № 4 Определение параметров изнашивания и разрушение рабочих поверхностей деталей машин .....	22
Практическое занятие № 5 Определение зазоров в подвижных соединениях строительных машин .....	27
Практическое занятие № 6 Определение параметров изнашивания поверхностей пар трения .....	33
Практическое занятие № 7 Определение параметров изнашивания поверхностей пар трения .....	41
Практическое занятие № 8 Расчет и регулирование зазоров в зубчатой передаче .....	47
Практическое занятие № 9 Определение параметров уплотнений подвижных соединений .....	56
Практическое занятие № 10 Определение параметров соединения деталей с натягом и тепловым взаимодействием .....	68

Учебное издание

СМОЛЯК Анна Николаевна

**ТРИБОТЕХНИКА**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-36 11 01  
«Подъемно-транспортные, строительные,  
дорожные машины и оборудование»

Редактор Т.А. Подолякова  
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

---

Подписано в печать 09.11.2010.

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 4,48. Уч.-изд. л. 3,5. Тираж 100. Заказ 467.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65, 220013, Минск.