



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

**Н. В. Иноземцева, С. И. Прач**

## **ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ И ИХ РАСЧЕТ**

### **УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ**

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
по образованию в области машиностроительного  
оборудования и технологий в качестве учебно-методического  
пособия для студентов высших учебных заведений,  
обучающихся по специальностям  
1-36 01 01 «Технология машиностроения»  
и 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов  
и производств»*

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2023**

УДК 621.713.715+621:53.08(075.8)  
ББК 34.41+30.10я73  
И67

Рецензенты: гл. технолог ОАО «Гомельмаш» *В. А. Пирковский*;  
доц. каф. «Графика» БелГута канд. техн. наук,  
доц. *М. П. Кульгейко*

**Иноземцева, Н. В.**

И67 Подшипники скольжения и их расчет : учеб.-метод. пособие / Н. В. Иноземцева, С. И. Прач ; М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 74 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-518-3.

Содержит методики и примеры расчета и выбора посадки с зазором для подшипника скольжения по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения».

Для студентов машиностроительных специальностей вузов.

**УДК 621.713.715+621:53.08(075.8)**  
**ББК 34.41+30.10я73**

**ISBN 978-985-535-518-3**

© Иноземцева Н. В., Прач С. И., 2023  
© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2023

# Оглавление

Предисловие .....	4
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	5
1.1. Назначение, типы, область применения, разновидности конструкций подшипников скольжения и подпятников, материалы для их изготовления .....	5
1.2. Конструкции подшипников скольжения .....	6
1.4. Материалы подшипников скольжения .....	20
1.5. Достоинства и недостатки подшипников скольжения .....	23
1.6. Область применения подшипников скольжения .....	24
1.7. Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения .....	25
1.8. Критерии работоспособности и расчета подшипников скольжения .....	25
1.9. Условный расчет подшипников скольжения и подпятников.....	27
1.10. Тепловой расчет подшипников скольжения .....	30
1.11. Работа подшипников скольжения при жидкостном режиме смазки и понятие об их расчете .....	32
1.12. Режимы смазки в подшипниках скольжения .....	32
1.13. Работа вкладышей в условиях жидкостной смазки .....	34
1.14. Коэффициент полезного действия .....	36
1.15. Проектировочный расчет подшипников скольжения жидкостной смазки .....	36
1.16. Рекомендации по конструированию .....	37
Глава 2. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	38
2.1. Расчет и выбор посадки для гидродинамического подшипника местного нагружения (способ 1) .....	38
2.2. Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения (способ 2) .....	43
Глава 3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	53
3.1. Пример расчета и выбора посадки для гидродинамического подшипника местного нагружения (способ 1) .....	53
3.2. Пример расчета и выбора посадки с зазором для подшипников жидкостного трения (способ 2) .....	59
Литература.....	68
Приложение .....	69

## Предисловие

Подшипники скольжения получили широкое распространение в машиностроении и приборостроении. В частности, они используются:

- для валов с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, молоты и др.);
- для коленчатых валов, когда по условиям сборки необходимы разъемные подшипники;
- для валов больших диаметров (диаметром более 1 м), для которых отсутствуют подшипники качения;
- для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны вследствие малого ресурса (центрифуги и др.);
- при очень высоких требованиях к точности и равномерности вращения (шпиндели станков и др.);
- в дешевых тихоходных машинах, бытовой технике;
- при работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения непригодны;
- в качестве опоры расположенных близко валов.

Одним из важных факторов, определяющих надежность (в том числе безотказность и долговечность) механизмов, является грамотный и технически обоснованный выбор посадок подшипников скольжения, особенно для быстроходных двигателей, поскольку именно в них ресурс обеспечивается за счет формирования масляного слоя, включающего «сухое трение» сопрягаемых поверхностей деталей.

В разработанном учебно-методическом пособии приведены сведения, относящиеся к подшипникам скольжения [1–4, 10–13].

Основной целью данного пособия являлось оказание помощи студентам при выполнении курсовой работы по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения».

Так как при выполнении курсовой работы студенты производят расчет и выбор посадки с зазором при соединении «вал – вкладыш (гидродинамический подшипник скольжения)» [5–9], в данном учебно-методическом пособии представлены методики и примеры расчета и выбора посадки с зазором для подшипника скольжения.

# Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

## 1.1. Назначение, типы, область применения, разновидности конструкций подшипников скольжения и подпятников, материалы для их изготовления

**Подшипником** скольжения называют опору для поддержания вала (или вращающейся оси). В таком подшипнике цапфа вращающегося вала (или оси) проскальзывает по опоре [2].

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают подшипники скольжения:

- радиальные – воспринимают радиальные нагрузки;
- упорные (подпятники) – воспринимают осевые нагрузки;
- радиально-упорные – одновременно воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Радиальные подшипники скольжения (или просто подшипники скольжения) предназначены для восприятия радиальной нагрузки. В таких подшипниках поверхности цапфы вала (или оси) и подшипника находятся в условиях относительного скольжения. При этом возникает трение, которое приводит к изнашиванию пары «вал (ось) – подшипник».

Подшипники скольжения применяются ограниченно и лишь в тех областях, где они сохранили свои преимущества, а именно: для весьма быстрходных валов, в режиме работы которых долговечность подшипников качения очень мала; для осей и валов, требующих очень точной установки; для валов очень большого диаметра (при отсутствии стандартных подшипников качения); когда по условиям сборки подшипник должен быть разъемным; при работе подшипника в воде, агрессивной среде для тихоходных валов ответственных механизмов и в особых условиях.

Подшипники скольжения должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- а) конструкции и материалы должны быть такими, чтобы потери на трение и износ их и вала были минимальными;
- б) должны быть достаточно жесткими и прочными;
- в) размеры их трущихся поверхностей должны быть достаточными для восприятия действующего на них давления;
- г) сборка, установка и обслуживание должны быть простыми.

Для уменьшения трения и нагрева, повышения КПД подшипники смазывают.

## 1.2. Конструкции подшипников скольжения

Подшипники скольжения состоят из корпуса, вкладышей, поддерживающих вал, смазывающих и защитных устройств [1–4].

Форма рабочей поверхности подшипника скольжения так же как и форма цапфы вала может быть цилиндрической, плоской, конической или шаровой. Большинство радиальных подшипников могут воспринимать также и небольшие осевые нагрузки (фиксируют вал в осевом направлении). Для этого вал изготавливают ступенчатым с галтелями, а кромки подшипников закругляются. Подшипники с конической поверхностью применяются редко. Их используют при небольших нагрузках в тех случаях, когда необходимо систематически устранять зазор от износа подшипника. Также редко встречаются и шаровые подшипники. Они допускают перекося оси вала, т. е. обладают свойством самоустанавливаться.

Корпус подшипника может быть отдельной, литой или сварной деталью, выполненной цельной или разъемной.

Подшипники бывают *неразъемные* и *разъемные*.

*Неразъемные* подшипники могут быть выполнены за одно целое со станиной (рис. 1.1), или в виде втулки 1, установленной в корпус подшипника 2 (рис. 1.2).

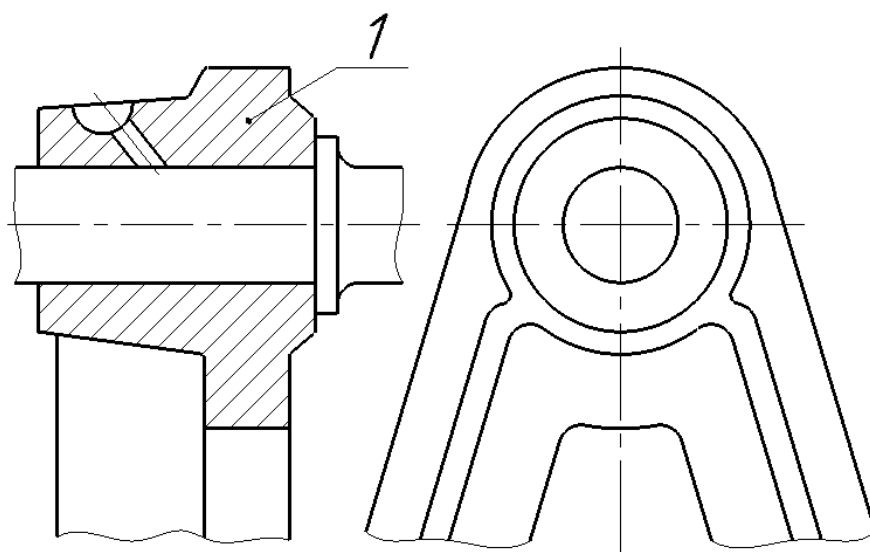


Рис. 1.1. Неразъемный подшипник скольжения:  
1 – станина

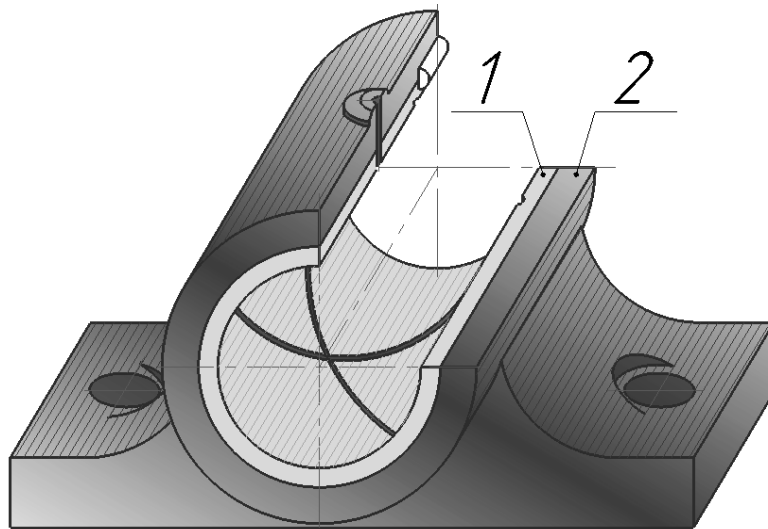


Рис. 1.2. Неразъемный подшипник скольжения:  
1 – втулка; 2 – корпус

В первом случае станину 1, а во втором – втулку 1 изготавливают из материалов, обладающих хорошими антифрикционными свойствами: антифрикционного чугуна; бронзы оловянной; латуни; баббитов; алюминиевых сплавов; порошковых материалов; текстолита; капрона; специально обработанного дерева; резины (при смазывании водой); графита (в виде порошка, из которого прессуют вкладыши) и др.

Корпуса подшипников можно изготавливать из чугуна или стали литыми или сварными. Конструкции (конфигурации) корпусов подшипников могут быть самыми разнообразными (рис. 1.2 и 1.3).

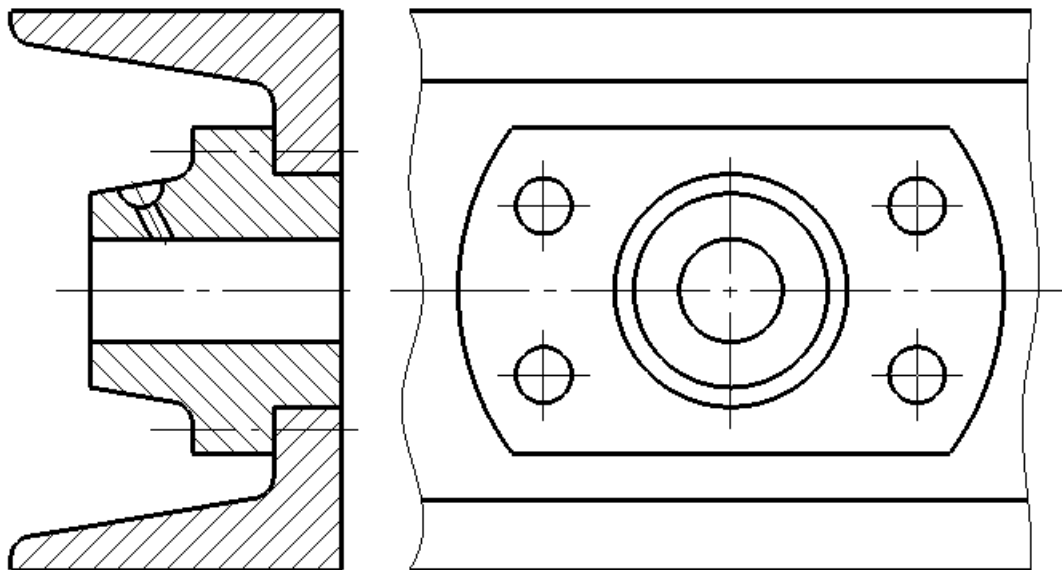


Рис. 1.3. Неразъемный подшипник скольжения

Неразъемные подшипники делятся по ГОСТу на узкие (рис. 1.4, а), широкие (рис. 1.4, б), фланцевые (рис. 1.4, в, г) и гнездовые (рис. 1.4, д).

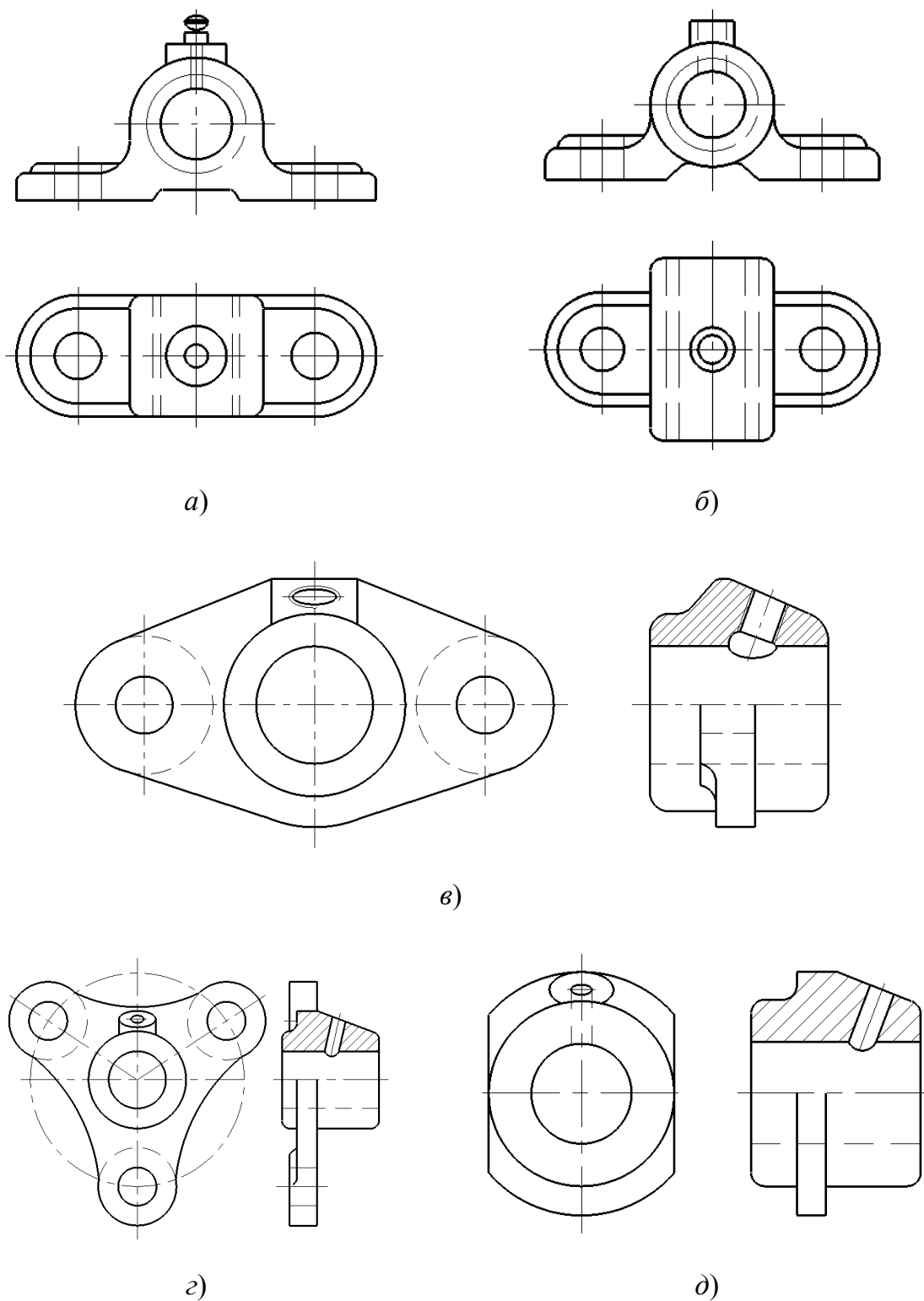


Рис. 1.4. Конструкции неразъемных подшипников:  
 а – узкие; б – широкие; в, г – фланцевые;  
 д – гнездовые



Разъемный подшипник (рис. 1.5) отличается от неразъемного тем, что в нем втулка заменена вкладышами 2 и 3, корпус подшипника разъемный и состоит из собственно корпуса 7 и крышки 4, соединенных болтами или шпильками 5. Вкладыши применяют для того, чтобы не выполнять весь корпус подшипника из дорогого антифрикционного материала и для облегчения ремонта. Вкладыши устанавливаются в корпус с натягом и предохраняются от проворачивания установочными штифтами. Износ рабочей поверхности вкладыша компенсируется поджатием крышки к верхней половине вкладыша.

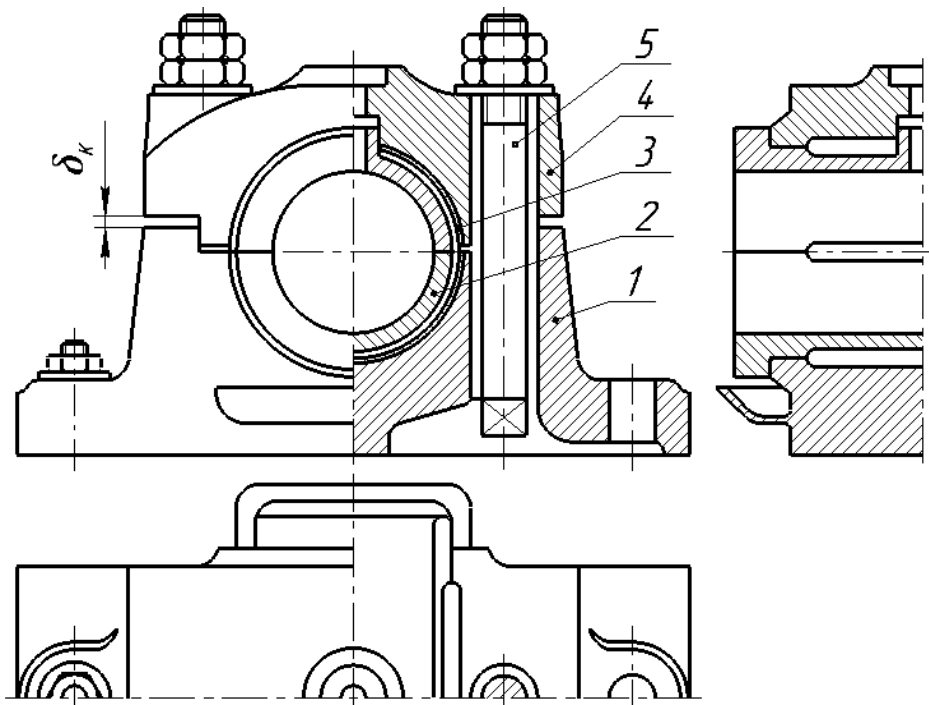


Рис. 1.5. Разъемный подшипник скольжения:  
1 – станина; 2, 3 – вкладыши (полукольца); 4 – крышка; 5 – болт

Вкладыши изготавливают из антифрикционных материалов или двух металлов (тело вкладыша из стали, а рабочую часть толщиной 1–3 мм заливают баббитом или свинцовой бронзой). Во внутренней полости вкладышей делают канавку 1 (рис. 1.5), в которую через отверстие 2 подводят смазочный материал.

Материал вкладышей выбирают с учетом условий работы, назначения и конструкции опор, а также стоимости и дефицитности материала, и он должен иметь:

1) малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение и т. п.);

2) достаточную износостойкость наряду со способностью к приработке. Износостойкость вкладыша должна быть ниже износостойкости цапфы, так как замена вала обходится значительно дороже, чем замена вкладыша;

3) достаточно высокие механические характеристики и особенно высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

При невысоких скоростях скольжения ( $v_s \leq 5$  м/с) применяют чугуны. Чугун обладает хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатывается хуже, чем бронзы, имеет высокую хрупкость и высокую стоимость.

При значительных нагрузках ( $p$  – до 15 МПа) и средних скоростях скольжения ( $v_s$  – до 10 м/с) широко используют бронзу. Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и прочие обладают достаточно высокими механическими характеристиками, но сравнительно плохо прирабатываются и способствуют окислению масла. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы.

Баббиты разных марок применяют для подшипников скольжения, работающих в тяжелых условиях; баббиты хорошо прирабатываются, стойки против заедания, мало изнашивают вал, не окисляют масло, но имеют невысокую прочность и низкую температуру плавления, и поэтому их используют для заливки чугунных и бронзовых вкладышей. Лучшими являются высокооловянные баббиты Б88, Б83.

Металлокерамические вкладыши вследствие пористости пропитываются маслом и могут длительное время работать без подвода смазки. Из неметаллических материалов для вкладышей применяют текстолит, капрон, нейлон, резину, дерево и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать без смазки или с водяной смазкой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, пищевых машин и т. п.

В целях повышения прочности подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, применяют так называемые биметаллические вкладыши, у которых на стальную основу наплавляют тонкий слой антифрикционного материала – бронзы, серебра, сплава алюминия.

Смазочные канавки делают в верхнем вкладыше (в ненагруженной зоне подшипника), как показано на рис. 1.6. Для того чтобы вкладыши не имели осевых перемещений, их изготавливают с буртиками.

Для удержания вкладышей от вращения вместе с валом предусматривают их закрепление с помощью штифтов и т. п. При укладке вкладышей в разъемный корпус между ними устанавливают регулировочные прокладки из тонколистовой стали или латуни.

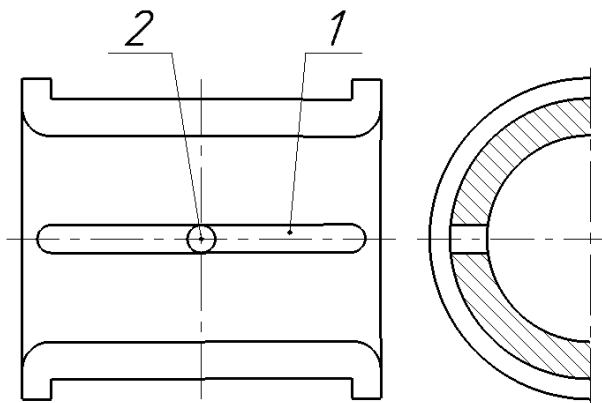


Рис. 1.6. Вкладыш:  
1 – канавка; 2 – отверстие для подвода смазки

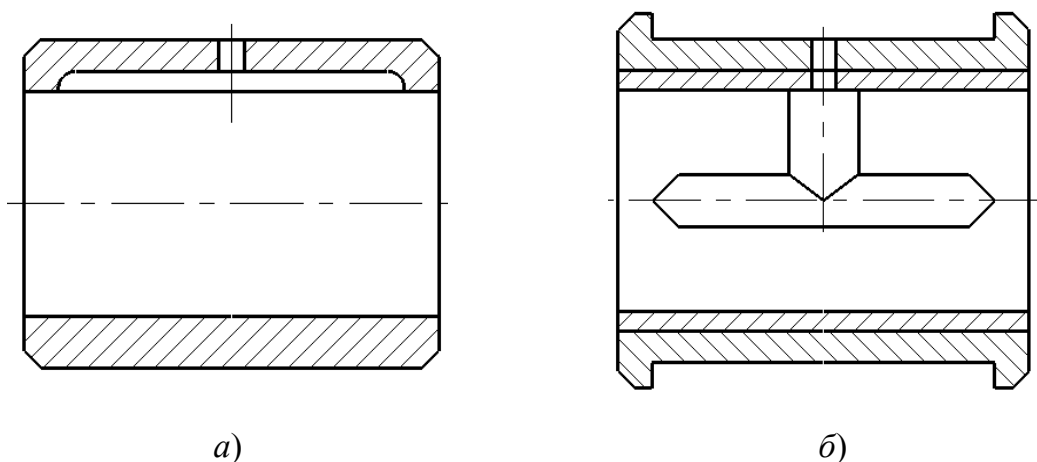


Рис. 1.7. Конструкция вкладыша подшипника скольжения:  
а – вкладыш-штулка; б – вкладыш из двух половин с заливкой

Между крышкой и корпусом подшипника имеется зазор  $\delta_k < 5$  мм (см. рис. 1.5). При небольшом изнашивании вкладыша благодаря этому зазору можно компенсировать величину износа подтягиванием болтов. Это одно из достоинств разъемного подшипника по сравнению с неразъемным. Кроме того, к достоинствам такого подшипника относится возможность быстрой смены изношенного вкладыша.

Самоустанавливающиеся подшипники скольжения могут быть разъемными и неразъемными. От описанных выше они отличаются тем, что вкладыш *1* (рис. 1.8) имеет шаровую опорную поверхность.

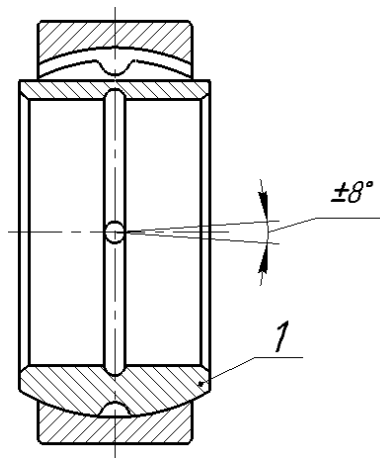


Рис. 1.8. Самоустанавливающийся подшипник:  
*1* – вкладыш

Такая конструкция допускает небольшой угловой поворот оси вкладыша, что положительно сказывается на работе трущейся пары «вал – подшипник» (при этом давление распределяется по всей длине цапфы почти равномерно).

Вкладыши самоустанавливающихся подшипников изготавливают из чугуна или стали с последующей заливкой баббитом, свинцовой бронзой и т. п.

Существенное значение в подшипниках скольжения имеет отношение длины *l* подшипника к диаметру *d*. С увеличением *l* уменьшается среднее давление в подшипнике, резко возрастает кромочное давление и повышается температура.

Уменьшение длины подшипника ниже некоторого предела приводит к усиленному вытеканию масла и к снижению несущей способности.

Оптимальное отношение:  $l/d = 0,6-1,0$ .

У коротких подшипников:  $l/d = 0,3-0,4$ ; у длинных:  $l/d = 1,0-1,5$ .

В прецизионных подшипниках скольжения производят регулировку зазора. Оптимальный зазор устанавливают на заводе-изготовителе, а компенсация выработки – при ремонтах.

Разъемные подшипники регулируют, сближая вкладыши, путем уменьшения толщины прокладок между ними или снятием слоя металла с поверхности контакта крышки и корпуса.

Подпятники (опорные подшипники) служат для поддержания вращающихся осей и валов при действии нагрузки, направленной вдоль оси вращения (т. е. при осевой нагрузке).

Подпятники могут быть с плоской пятой (рис. 1.9, *a*), с кольцевой пятой (рис. 1.9, *б*) и с гребенчатой пятой (рис. 1.10).

Подпятник (рис. 1.11) состоит из стального или чугунного корпуса 7, крышки 2 и опорного вкладыша 4. Для возможности самоустановки опорный вкладыш 4 может опираться на сферическую поверхность. Опорные вкладыши изготовляют из тех же антифрикционных материалов, что и вкладыши радиальных подшипников. Деталь 3 – втулка радиального подшипника.

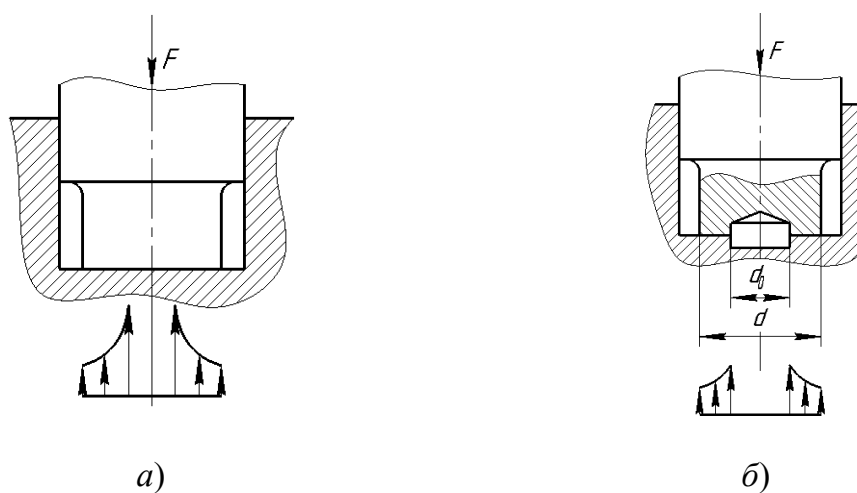


Рис. 1.9. Подпятники:  
*a* – с плоской пятой; *б* – с кольцевой пятой

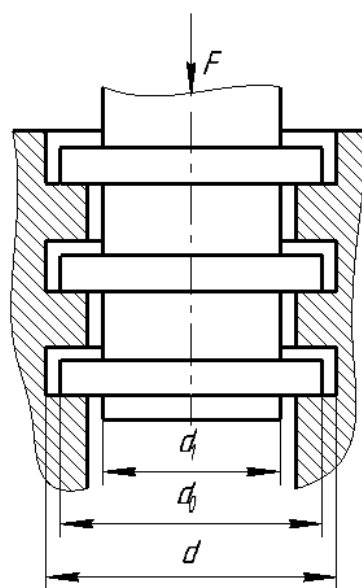


Рис. 1.10. Подпятник с гребенчатой пятой

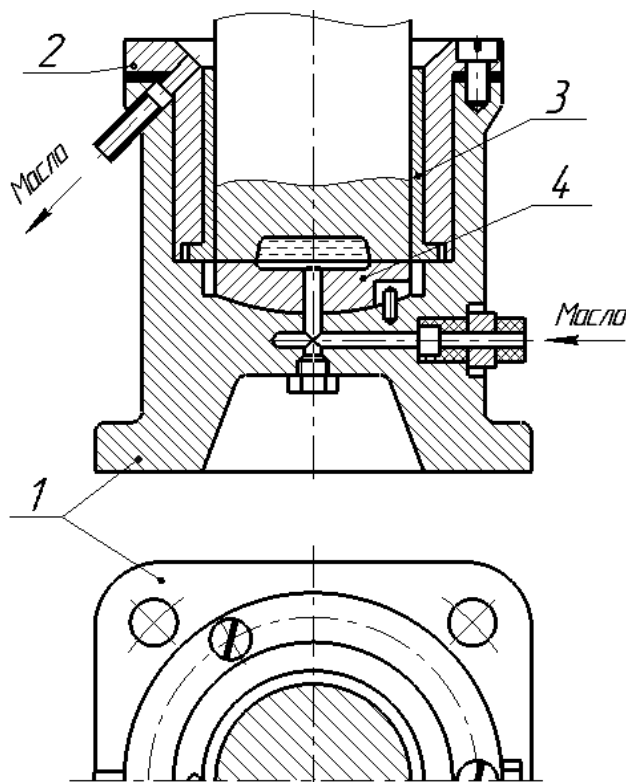


Рис. 1.11. Опора вала:

1 – корпус; 2 – крышка; 3 – втулка радиального подшипника;  
4 – опорный вкладыш

### 1.3. Смазывание подшипников скольжения

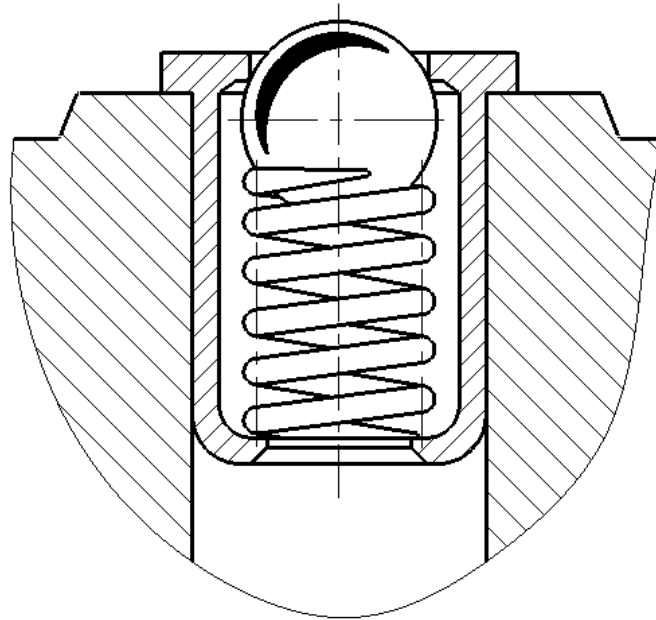
**Смазыванием** называется подведение смазочного материала в зону трения, смазкой – действие смазочного материала.

Подвод смазочного материала к подшипникам и подпятникам скольжения осуществляется следующими способами:

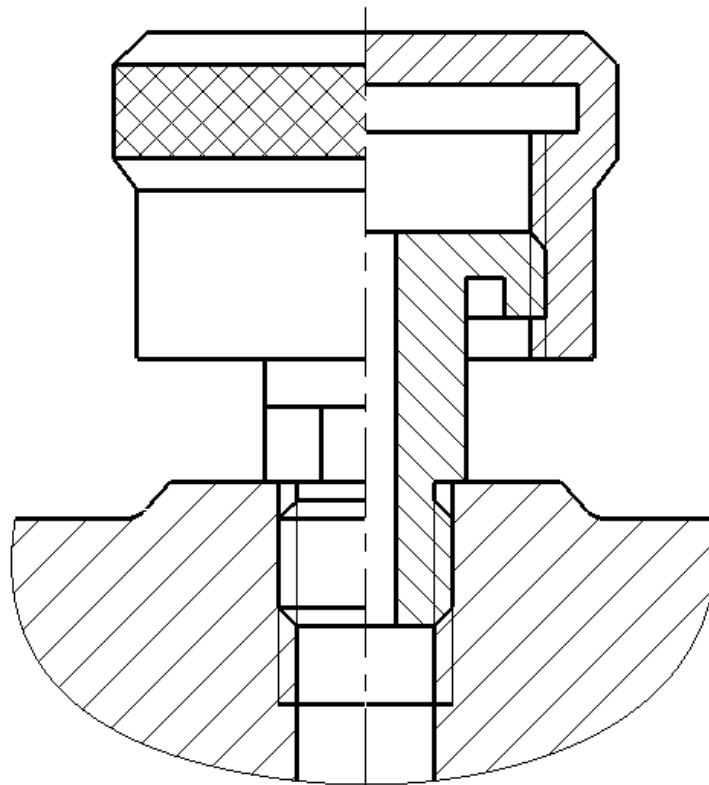
- периодическим смазыванием (через отверстие) жидким смазочным материалом (см. рис. 1.1);
- смазыванием набивкой (солидол и т. д.) с помощью масленки с шаровым клапаном (рис. 1.12);
- периодической заливкой жидкого смазочного материала или набивкой консистентного смазочного материала с помощью колпачковой масленки (рис. 1.13);
- смазыванием жидким смазочным материалом с помощью масленки с фитилем (рис. 1.14);
- смазыванием кольцом (при специальной конструкции корпуса подшипника при этом способе нижнюю часть подшипника выполняют как резервуар для масла, в верхнем вкладыше прорезают щель,

пропускающую смазочные кольца. Масло подается к поверхностям трения кольцом, увлекаемым во вращение валом;

– применением масляной ванны: при этом способе подпятник *1* (рис. 1.15) находится в масляной ванне.



*Рис. 1.12.* Пресс-масленка под запрессовку



*Рис. 1.13.* Масленка колпачковая

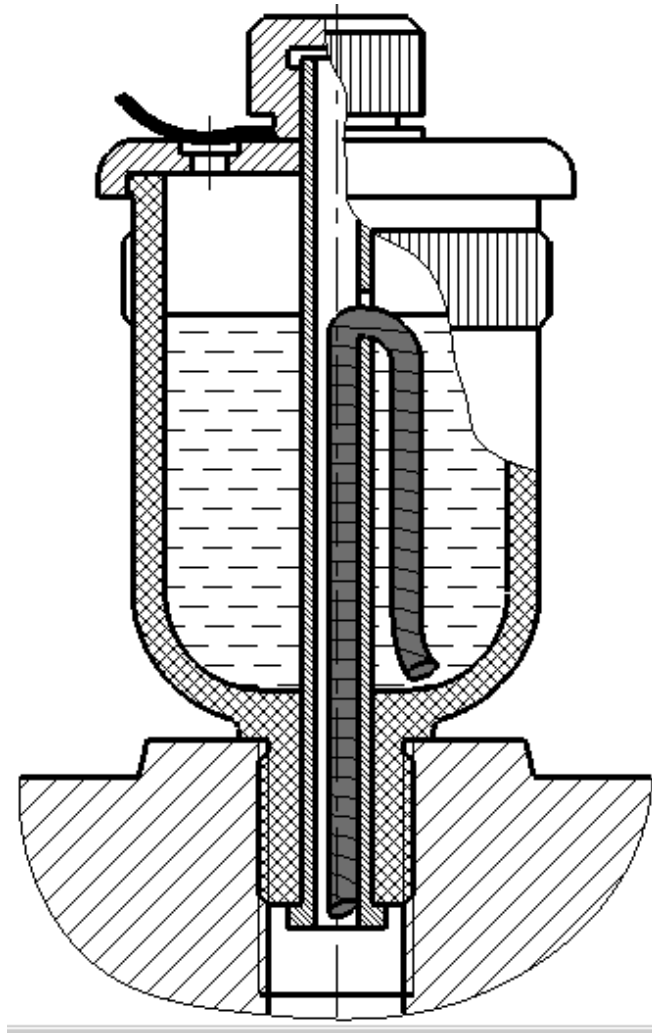


Рис. 1.14. Масленка фитильная

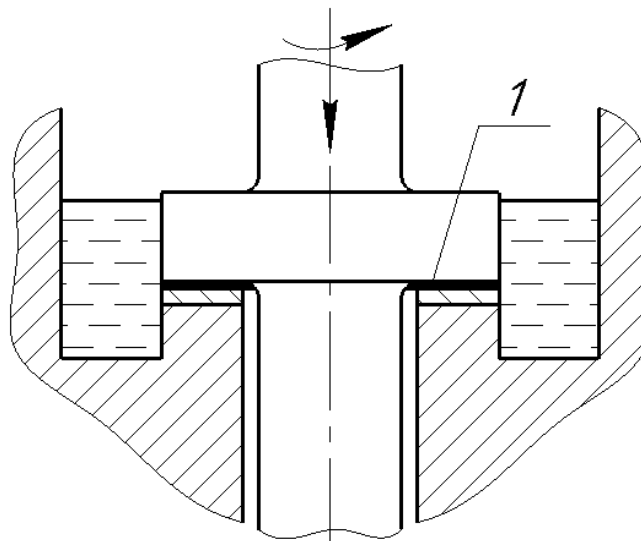


Рис. 1.15. Смазывание окунанием



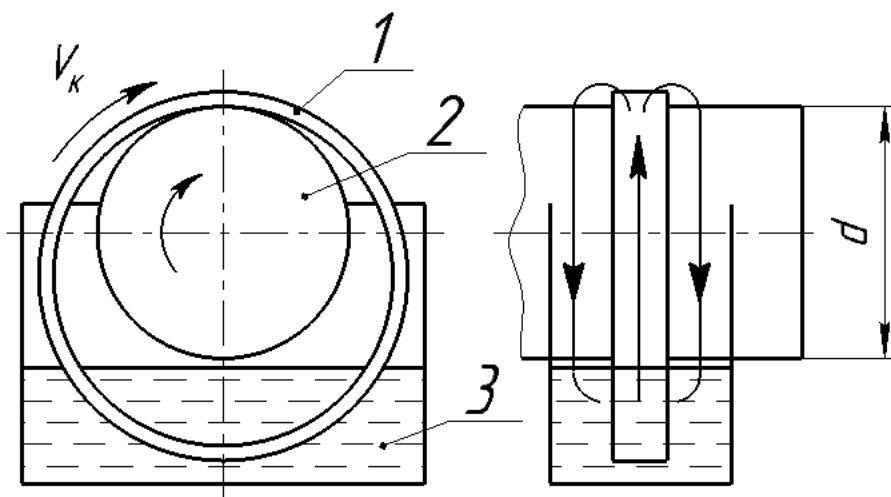


Рис. 1.16. Смазывание подшипника кольцом:  
1 – кольцо; 2 – цапфа; 3 – резервуар для масла

Кроме указанных существует еще много других способов, в том числе принудительное смазывание под давлением, капельное, разбрызгиванием, смазыванием масляным туманом и т. д.

Смазывание подшипника по схеме, показанной на рис. 1.16, осуществляется кольцом. Металлическое кольцо 1 большего, чем у цапфы вала 2 диаметра, свободно висит на цапфе вала, нижней частью погруженное в масляную ванну 3. При вращении вала вращается и кольцо. Масло с кольца стекает на цапфу вала и, растекаясь вдоль него, попадает в зону трения.

Рассмотрим сравнительную характеристику смазочных устройств.

Наиболее простой способ смазывания – периодическая заливка смазочного материала через отверстие 1 (см. рис. 1.1). Недостаток этого способа – возможность попадания абразивных частиц в зону смазывания.

Смазывание с помощью масленки с шаровым клапаном или колпачковой масленкой (рис. 1.12 и 1.13) также требует наблюдения. Этому недостатка не имеет фитильный способ (рис. 1.14). Недостатком этого способа подвода смазочного материала является то, что масло подается к цапфе вала, когда вал не вращается (отсюда – повышенный расход смазочного материала). Кольцевой способ смазывания – наиболее оптимальный, но при этом усложняется конструкция корпуса подшипника. Подшипники в масляной ванне (рис. 1.15 – подпятник) также требуют усложнения конструкции корпуса подшипника (необходимость создания хорошего уплотнения вала).

Для уменьшения трения и изнашивания, охлаждения и очистки от продуктов износа подшипники скольжения смазывают смазочными материалами, которые должны быть маслянистыми и вязкими.

Маслянистость характеризует способность смазочного материала образовывать на поверхности трения устойчивые тонкие пленки, предотвращающие непосредственный контакт поверхностей.

Вязкость характеризует объемное свойство смазочного материала оказывать сопротивление относительному перемещению его слоев.

Смазочные материалы могут быть: жидкие (масла); пластичные (мази); твердые (порошки, покрытия) и газообразные (газы).

Масла являются основным смазочным материалом. Имеют низкий коэффициент внутреннего трения, хорошо очищают и охлаждают рабочие поверхности, их легко подводить к местам смазывания, но требуются уплотняющие устройства в местах смазывания от вытекания масла.

Масла бывают *минеральные* и *органические*.

*Минеральные* масла – продукты перегонки нефти – наиболее часто применяют для подшипников скольжения. К ним относят масла индустриальные (И-Л-А-22, И-Г-А-46), моторные и др.

*Органические* масла – растительные (льняное и др.) и животные (костное и др.) – обладают высокими смазывающими свойствами, но дороги и дефицитны. Их применяют редко.

В настоящее время для смазки машин применяются в основном лишь минеральные масла – продукты перегонки нефти. Из растительных может применяться только касторовое масло, обладающее очень высокими смазывающими свойствами; другие растительные масла окисляются и для смазки не годятся.

Желательно применять, по возможности, жидкие масла со смазкой окупанием в масляную ванну. При весьма высоких угловых скоростях вращения деталей (свыше 5000 об/мин) применяют подачу жидкой смазки форсунками под давлением, так как при таких скоростях начинают сильно возрастать гидравлические потери на взбалтывание масла. Консистентную смазку применяют в отдельных точках, где нельзя организовать масляную ванну. Количество точек смазки в машинах должно быть минимальным, иначе усложняется их техническое обслуживание. Твердые смазки содержат графит и применяются при очень больших давлениях и малых скоростях относительного перемещения смазываемых деталей, например, для смазки листовых рессор.

Вязкость является важнейшим свойством масел. Различают абсолютную или динамическую вязкость, которая выражает сопротивле

ние сдвигу молекулярных слоев жидкости и относительную или кинематическую вязкость, которая характеризуется временем истечения жидкости через калиброванное отверстие при определенной температуре (50 или 100 °С):

$$\mu = \gamma\nu,$$

где  $\mu$  – абсолютная вязкость в сантипаузах (спз);  $\gamma$  – удельный вес масла, который можно принимать равным 0,9;  $\nu$  – относительная вязкость в сантистоксах (сст).

Вязкость масел очень сильно изменяется с изменением температуры: с повышением температуры масло становится жидким и теряет смазывающие свойства, а с понижением – оно сильно густеет, создавая дополнительные сопротивления вращению и затрудняя пуск машин. Оптимальной можно считать температуру масла 50–70 °С. При более высоких температурах масла должны содержать специальные присадки.

Все сорта масел нормализованы по ГОСТ; различаются по назначению.

К маслам универсального назначения относятся так называемые индустриальные масла разных марок, например, индустриальное масло – 50 (вязкость 50 сст при 50 °С).

Широкое распространение получили автотракторные масла: автоллы, дизельные, нигролы, гипоидные. Первые два сорта масла – для смазки двигателей, вторые – для трансмиссий.

Авиамасла подобны автотракторным, но отличаются лучшим качеством очистки.

Кроме того, широко применяются другие типы масел: турбинные, веретенные, сепараторные. Общее соображение по применению масел вытекает из гидродинамической теории смазки: чем выше скорости, тем меньше должна быть вязкость масла; при сверхвысоких скоростях даже воздух является смазкой и создает жидкостное трение.

Воду как смазочный материал применяют для подшипников с вкладышами из дерева, резины и пластмасс. Во избежание коррозии вал выполняют с покрытием или из нержавеющей стали.

Пластичные смазочные материалы (мази) изготовляют загущением жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. В зависимости от загустителя пластичные смазочные материалы делят на солидолы, констатины и др. Они хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с

изменением температуры. Применяют в подшипниках, работающих при ударных нагрузках и малых скоростях.

Антифрикционные материалы – это материалы и сплавы, обладающие низким коэффициентом трения в паре со стальным валом. Кроме того, к ним предъявляются следующие требования:

- а) хорошая прирабатываемость;
- б) способность удерживать масляную пленку, которая должна как бы прилипнуть к поверхности;
- в) хороший отвод тепла;
- г) достаточная механическая прочность.

Всеми этими качествами не обладает ни один из антифрикционных материалов.

Баббиты – оловянистые сплавы – не обладают свойством (г), однако их наплавляют на стальной, бронзовый или чугунный вкладыш, что и решает вопрос прочности.

Бронзы оловянистые и свинцовистые слабо обладают свойством (а).

Сплавы на алюминиевой основе слабо обладают свойством (г).

Антифрикционные чугуны вообще обладают недостаточными антифрикционными свойствами и могут применяться лишь при малых удельных давлениях и скоростях.

Неметаллические материалы (пластмассы) имеют довольно высокое значение коэффициента трения и не обладают свойством (в).

Твердые смазочные материалы – графит, дисульфид молибдена и др. – применяют в машинах, когда по условиям производства нельзя: или нецелесообразно применять масла или мази (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Газообразные смазочные материалы – воздух, пары углеводород и др. – применяют в малонагруженных подшипниках при очень высоких частотах вращения – до 250 тыс. оборотов в минуту (электро- и пневмошпиндели, центрифуги).

## **1.4. Материалы подшипников скольжения**

Подшипниковые материалы [1–4] выбирают исходя из условия работы со стальными цапфами валов. Стоимость валов значительно выше стоимости подшипников, и поэтому они должны изнашиваться меньше, чем вкладыши.

Подшипники работают тем надежнее, чем выше твердость валов. Для быстроходных валов шейки имеют твердость HRC 55–60 и изготавливаются из цементуемых сталей.

Комплексные требования к подшипниковым материалам:  
 – антифрикционность (низкий коэффициент трения скольжения);  
 – износостойкость и усталостная прочность.

Эти требования обеспечиваются следующими основными свойствами подшипниковых материалов:

а) теплопроводность – создает интенсивный теплоотвод от поверхностей трения и малый коэффициент линейного расширения – во избежание больших изменений зазоров.

б) прирабатываемость – обеспечивает уменьшение кромочных давлений, связанных с упругими деформациями и погрешностями изготовления.

в) хорошая смачиваемость маслом и способность образовывать на поверхности стойкие и быстросстанавливаемые масляные пленки.

По химическому составу **антифрикционные** материалы делятся на три большие группы:

– *металлические* – бабиты, бронзы, сплавы на цинковой основе, на алюминиевой основе, антифрикционные чугуны;

– *металлокерамические* (железографитовые, получаемые методом порошковой металлургии);

– *неметаллические* – пластмассы, древесные пластики, резина.

В качестве материала, контактирующего с цапфой вала, в подшипниках скольжения применяются:

1. При спокойной нагрузке, удельном давлении до 20 МПа и малых скоростях скольжения до 5 м/с – антифрикционные чугуны с повышенным содержанием свободного графита (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Режимы работы подшипников из антифрикционных чугунов

Чугун (марка)	НВ, 10 Н/мм <sup>2</sup>	Состояние цапфы вала	Удельное давление $p$ , не более, МПа	Скорость скольжения $v$ , не более, м/с	$p \cdot v$ , не более, МПа · м/с
АЧС-1	177–225	Термообработанная	8,8	2	1,8
АЧС-2	186–225	Термообработанная	5,9	3	4,4
АЧС-3	157–186	Сырая	5,9	3	4,4
АЧВ-1	206–255	Термообработанная	11,8	5	11,8
АЧВ-2	164–193	Сырая	–	–	–
АЧК-1	193–213	Термообработанная	11,8	5	11,8
АЧК-2	164–193	Сырая	–	–	–
ЧМ-1,3	183–257	Термообработанная	19,6	1	19,6
ЧМ-1,8	203–257	Термообработанная	0,5	25	12,5

2. Бронзы оловянистые (БрОЦС5-5-5; БрОФ10-1 и др.), свинцовистые и оловянисто-свинцовистые (БрС-30; БрО5С25 и др.), безоловянистые (БрА9Ж3Л; БрА10Ж4Н4Л и др.) являются наиболее распространенным подшипниковым материалом при скоростях скольжения до 12 м/с и удельном давлении до 25 МПа.

3. Латуни (медноцинковые сплавы, например, ЛАЖМц52-5-2-1, ЛКС80-3-3 и др.). Применяют для изготовления низкоскоростных подшипников при скоростях скольжения до 2 м/с и удельном давлении до 12 МПа;

4. Для изготовления высокоскоростных подшипников в условиях обильной смазки и хорошего теплоотвода при скоростях скольжения до 15 м/с и удельном давлении до 12 МПа – оловянные, свинцово-оловянные и свинцовые баббиты, например, Б89 (89 % олово, 9 % – сурьма, остальное процентное содержание – медь), Б16 (16 % – олово, 16 % – сурьма, 1,8 % – медь, остальные – свинец);

5. Легкие сплавы на алюминиевой основе находят широкое применение для изготовления поверхностей трения подшипников – для неотчетственных подшипников используют алюминийкремниевые сплавы (литейные АЛ3, АЛ4, АЛ5, деформируемые АК4, АК4-1), наиболее высокими антифрикционными качествами обладают алюминийоловянные композиты, получаемые спеканием порошковых материалов (например, АО20); по рабочим характеристикам эти материалы приближаются к баббитам при существенно меньшей цене и более высокой износостойкости.

6. Неметаллические материалы (ДСП, текстолит, поликарбонаты, капрон, нейлон, фторопласты, резины) применяют для изготовления подшипников, работающих при скоростях скольжения до 5 м/с и удельных давлениях до 10 МПа, некоторые из этих материалов (ДСП, резины) допускают использование воды в качестве смазки.

7. Металлокерамика (бронзографит, железографит) получается спеканием порошков при высокой температуре и применяется при скоростях скольжения до 3 м/с, удельном давлении до 6 МПа и недостатке смазки, металлокерамика отличается высокой пористостью (поры занимают до 40 % объема), вследствие чего способна впитывать большие количества масла, этого запаса масла хватает обычно на несколько месяцев работы подшипника без смазки.

Для работы с большинством перечисленных антифрикционных материалов цапфы вала необходимо подвергать термической или химикотермической обработке с целью получения высокой твердости рабочей поверхности > HRC 50, а в некоторых случаях (железистые бронзы высокой твердости, алюминиевые сплавы) > HRC 55.

При этом точность изготовления диаметральных размеров для большинства подшипников лежит в пределах 6–7 квалитетов ЕСДП (Единая система допусков и посадок), а шероховатость поверхности  $R_a - 2,5-0,25$  мкм. Более высокая гладкость поверхности цапфы нежелательна вследствие слабого удержания на ней смазки.

### **1.5. Достоинства и недостатки подшипников скольжения**

Достоинства подшипников скольжения [10]:

- сохранение работоспособности при высоких угловых скоростях валов (газодинамические подшипники в турбореактивных двигателях при  $n > 10000$  об/мин);
- при больших скоростях вращения – при необходимости точного центрирования осей;
- выдерживание больших радиальных нагрузок;
- возможность изготовления разъемной конструкции, что допускает их применение для коленчатых валов;
- небольшие габариты в радиальном направлении, что позволяет применять в машинах очень малых и очень больших габаритах;
- сохранение работоспособности в особых условиях (в химически агрессивных средах, воде, при значительном загрязнении);
- бесшумность работы и обеспечение виброустойчивости вала при работе подшипника в режиме жидкостного трения (масляный слой между поверхностями цапфы и вкладыша обладает способностью гасить колебания);
- теоретически бесконечный ресурс при жидкостном трении;
- способность демпфирования;
- простота изготовления и ремонта.

Недостатки подшипников скольжения:

- большое изнашивание вкладышей и цапф валов из-за трения (не относится к подшипникам, работающим в режиме жидкостного трения, КПД которых  $> 0,99$ );
- необходимость применения дорогостоящих цветных сплавов (бронза, баббит) для вкладышей;
- необходимость постоянного ухода и большой расход дорогих смазочных материалов, необходимость их очистки и охлаждения;
- значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке;
- большой пусковой момент;

- высокая стоимость и малая технологичность;
- значительные габариты в осевом направлении (длина вкладышей может достигать  $3d$ , где  $d$  – диаметр цапфы вала);
- не обеспечена взаимозаменяемость подшипников при ремонте, так как большинство типов подшипников не стандартизовано.

Кроме того, следует иметь в виду, что массовое производство подшипников скольжения не организовано.

Подшипники скольжения следует применять там, где нельзя применить подшипники качения, а именно:

- а) когда подшипник должен быть разъемным по оси (например, подшипники средних шеек коленчатого вала);
- б) для очень больших нагрузок, когда подходящих стандартных подшипников качения подобрать нельзя;
- в) для сверхбыстроходных валов, где центробежные силы инерции не допускают применения подшипников качения;
- г) для работы в сильнозагрязненной среде или воде.

## 1.6. Область применения подшипников скольжения

Область применения подшипников скольжения [10]:

- для валов с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, молоты и др.);
- для коленчатых валов, когда по условиям сборки необходимы разъемные подшипники;
- для валов больших диаметров (диаметром более 1 м), для которых отсутствуют подшипники качения;
- для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны вследствие малого ресурса (центрифуги и др.);
- при очень высоких требованиях к точности и равномерности вращения (шпиндели станков и др.);
- в дешевых тихоходных машинах, бытовой технике;
- при работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения непригодны;
- в качестве опоры расположенных близко валов.

Распространенное мнение, что подшипники скольжения дешевле подшипников качения, глубоко ошибочно.



## 1.7. Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения вызваны трением [2]. К ним относятся:

- температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
- абразивный износ;
- усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

При всем многообразии и сложности конструктивных вариантов подшипниковых узлов скольжения принцип их устройства состоит в том, что между корпусом и валом устанавливается тонкостенная втулка из антифрикционного материала, как правило, бронзы или бронзовых сплавов, а для малонагруженных механизмов – из пластмасс.

Большинство радиальных подшипников имеет цилиндрический вкладыш, который однако может воспринимать и осевые нагрузки за счет галтелей на валу и закругления кромок вкладыша. Подшипники с коническим вкладышем применяются редко, их используют при небольших нагрузках, когда необходимо систематически устранять («отслеживать») зазор от износа подшипника для сохранения точности механизма.

## 1.8. Критерии работоспособности и расчета подшипников скольжения

Основными критериями работоспособности и расчета подшипников являются [2]:

- *Теплостойкость.* Работа трения нагревает подшипник. С повышением температуры снижается вязкость смазки, толщина смазочного слоя и увеличивается вероятность заедания цапфы в подшипнике. Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения. Поэтому основные характеристики – сопротивление абразивному изнашиванию, заеданию и схватыванию.

- *Износостойкость.* Работа подшипника сопровождается износом вкладыша и цапфы, что нарушает правильную его работу. Интенсивность износа определяет долговечность подшипника.

- *Статическая и усталостная прочность.* В случае действия больших кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Такому разрушению под-

вержены вкладыши из баббитов и пластмасс. Усталостное выкрашивание свойственно подшипникам с малым износом и наблюдается сравнительно редко.

Абразивное изнашивание вкладышей происходит вследствие попадания со смазочным материалом на трущиеся поверхности абразивных частиц (пыли, грязи) и неизбежного трения при пуске и останове. Если износ превышает норму, вкладыш заменяют.

Заедание происходит при перегреве подшипника. Вследствие трения нагреваются цапфа, вкладыш и масло. С повышением температуры понижается смазочная способность масла, которая связана с прочностью тонкой масляной пленки на поверхностях трения. При повышении температуры в рабочей зоне подшипника до некоторого критического значения эта пленка разрушается. Возникает трение без смазки (металлический контакт), что влечет за собой дальнейшее повышение температуры и заедание (схватывание) поверхностей трения. Заедание приводит к выплавлению вкладыша. Подшипник выходит из строя.

Схватывание возникает при потере масляной пленки своей защитной способности из-за повышенных местных давлений и температур. Этому способствует повышение кромочных давлений как следствие перекоса вала в подшипнике. Конечной стадией отказа подшипника является полное захватывание цапфы в подшипнике в результате разогрева цапфы и выборке зазора в подшипнике до нуля.

Усталостные разрушения фрикционного слоя наблюдаются при значительной пульсации нагрузки: в поршневых машинах, в машинах ударного и вибрационного действия. При некачественной заливке вкладышей наблюдается отслаивание заливки.

Основным расчетом подшипников скольжения является расчет на жидкостное трение, который основывается на том, что масляный слой должен воспринимать всю нагрузку, а его толщина должна быть больше сумм неровностей обработки цапфы и вкладыша. Составной частью расчета является тепловой расчет, так как недопустимое повышение температуры приводит к изменению свойств смазки и выплавлению заливки вкладышей.

Кроме того, применяются условные расчеты.

## 1.9. Условный расчет подшипников скольжения и подпятников

Подшипники скольжения чаще всего выходят из строя вследствие абразивного изнашивания или заедания. В машинах, где подшипники воспринимают большие ударные и вибрационные нагрузки, возможно усталостное разрушение рабочего слоя вкладышей.

Условный расчет подшипников скольжения проводят для подшипников, работающих в условиях граничного трения (режим полужидкостной смазки), когда трущиеся поверхности гарантированно не разделены слоем смазочного материала, а на рабочей поверхности вкладыша имеется лишь тонкая масляная пленка, которая может разрушиться [2]. Этот расчет проводят для обеспечения износостойкости и отсутствия заедания. К таким подшипникам относятся подшипники грубых тихоходных механизмов, машин с частыми пусками и остановками, неустановившимся режимом нагрузки, плохими условиями подвода смазки и т. д.

Для подшипников жидкостного трения производят специальный расчет, основанный на гидродинамической теории смазывания.

Интенсивность изнашивания зависит от давления между цапфой и вкладышем, материалов, из которых они изготовлены, стойкости масляной пленки и долговечности сохранения смазывающих свойств масла.

Подшипники, работающие в условиях граничного трения, рассчитывают по условной методике. Во-первых, ограничивают среднее давление  $p_c$  между цапфой и вкладышем, что обеспечивает ограничение износа и невыдавливание смазки между рабочими поверхностями вкладыша подшипника и цапфы. Во-вторых, по произведению  $p_c v$  ( $v$  – окружная скорость вращения цапфы) пару «цапфа–вкладыш» рассчитывают на нагрев с тем, чтобы обеспечить нормальный тепловой режим работы подшипника. Произведение  $p_c v$  характеризует удельную мощность трения, поэтому при превышении допустимого значения  $[p_c v]$  температура локально повышается настолько, что происходит разрыв масляного слоя и, как следствие, схватывание поверхностей цапфы и вкладыша.

Одна из основных условностей расчета состоит в том, что давление считают равномерно распределенным по поверхности контакта цапфы и вкладыша, как показано на рис. 1.17. Установить истинный закон распределения давлений практически невозможно, так как он

зависит от большого числа факторов, в частности, от жесткости цапфы и вкладыша, погрешностей монтажа, режима эксплуатации и т. д.

Расчет по среднему давлению  $p_c$  гарантирует невыдавливаемость смазочного материала и представляет собой расчет на износостойкость, а расчет по  $p_c v$  обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заеданий.

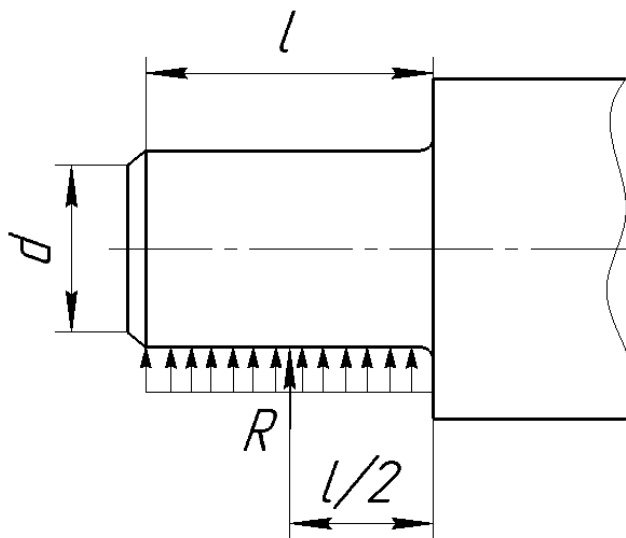


Рис. 1.17. Поверхности контакта цапфы и вкладыша

Условие нормальной работоспособности подшипников скольжения и подпятников в условиях граничного трения:

$$p_c \leq [p_c];$$

$$p_c v \leq [p_c v],$$

где  $p_c$  – действительное среднее давление между цапфой и вкладышем (или пятой);  $[p_c]$  – допускаемое давление и  $[p_c v]$  – допускаемое значение критерия (можно выбирать по табл. 1.2);  $v$  – окружная скорость цапфы.

Если при расчете условия не выполняются, то необходимо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

Условный расчет для подшипников, работающих в условиях граничного трения, является основным, его выполняют в большинстве случаев как проверочный, а для подшипников жидкостного трения – как ориентировочный.

Среднее рабочее давление между цапфой и вкладышем (рис. 1.18) определяют по формуле

$$p_c = \frac{R}{dl},$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $d$  – диаметр цапфы;  $l$  – длина цапфы;  $dl$  – проекция опорной поверхности на диаметрральную плоскость.

Таблица 1.2

**Допускаемые значения давления  $[p_c]$  и критерия  $[p_c v]$   
для подшипников скольжения и подпятников**

Материал цапфы и вкладыша	$[p_c]$ , МПа	$[p_c v]$
Сталь по чугуну	2–4	1–3
Сталь по бронзе БрОЦС6-6-3	4–6	4–6
Сталь, закаленная по бронзе БрАЖ9-4	15–20	18–12
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 0,2$ м/с	9	1,8
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 2$ м/с	0,05	0,1
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 1$ м/с	12	12
Сталь по антифрикционному чугуну АЧК-1, АЧК-2 при $v = 5$ м/с	0,5	2,5
Сталь, закаленная по баббиту	6–10	12–25

Длину цапфы назначают в зависимости от диаметра вала  $l = \varphi d$ , где  $\varphi = 0,5–1,2$  выбирают из опыта эксплуатации.

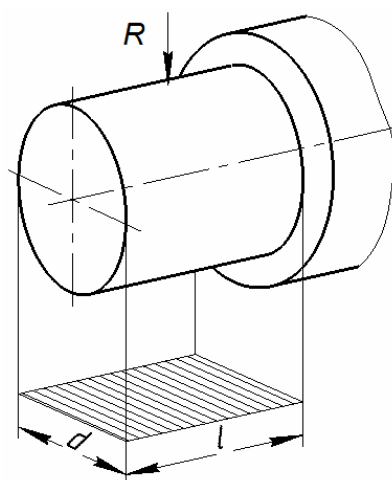


Рис. 1.18. Расчетная площадь смятия подшипника

Расчетная окружная скорость цапфы:

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

где  $\omega$  – угловая скорость цапфы;  $d$  – ее диаметр.

Среднее рабочее давление под пятой (рис. 1.9, б):

$$p_c = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_o^2)K_\psi},$$

где  $F_a$  – осевая нагрузка;  $d$  и  $d_o$  – диаметры пяты;  $K_\psi = 0,8-0,9$  – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности из-за наличия смазочных канавок.

Расчетная окружная скорость вала:

$$v = \omega R_{пр},$$

где  $\omega$  – заданная угловая скорость вала;  $R_{пр} = \frac{1}{3} \frac{d^3 - d_o^3}{d^2 - d_o^2}$  – приведенный радиус;  $d$  и  $d_o$  – диаметры пяты.

## 1.10. Тепловой расчет подшипников скольжения

Для современных быстроходных машин тепловой расчет подшипников имеет решающее значение. Расчет ведут на основе теплового баланса, т. е. приравнивание теплообразования в подшипнике к теплопередаче.

Мощность теплообразования  $Q$ , Вт:

$$Q = R\omega \frac{d}{2} f,$$

где  $f$  – коэффициент трения в подшипнике.

При большой частоте вращения и относительно малой нагрузке мощность теплообразования можно рассчитать:

$$Q = 1,57 \frac{\omega^2 \mu d^3 l}{S_{\min}},$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па · с;  $S_{\min}$  – минимальный зазор между валом и вкладышем.

То есть количество тепла, выделяющегося в подшипнике в единицу времени:

$$Q = (Q_1 + Q_2).$$

Теплоотдача происходит:

а) через корпус и вал:

$$Q_1 = k_T F (t_{\text{п}} - t_0),$$

где  $k_T$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · °С);

$$k_T = 6,7 + 11,7 \sqrt{v_B},$$

где  $v_B$  – скорость омывания, м/с, корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей, минимальное значение  $k_T \approx 18,5$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $F$  – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м<sup>2</sup>:

$$F \approx (12 - 40)ld.$$

В среднем  $F \approx 25ld$ ;  $t_0$  – температура окружающей среды;  $t_0 = 20$  °С;

б) теплоотвод через смазку, вытекающую из подшипника:

$$Q_2 = Wc\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где  $c$  – теплоемкость масла, Дж/(кг · °С),  $c = 1660-2100$  Дж/(кг · °С);  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho \approx 870-890$  кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – температура масла соответственно на выходе из подшипника и на входе в подшипник;  $W$  – объем масла, прокачиваемого через подшипник, л/мин.

Температура подшипника должна быть не выше 60–75 °С.

Приведенный вид расчета обычно используется при проектировании опор с необеспеченным жидкостным трением, либо является предварительным при проектировании опор жидкостного гидродинамического трения, параметры которых уточняются в последующем в процессе гидродинамического расчета подшипника скольжения.

## 1.11. Работа подшипников скольжения при жидкостном режиме смазки и понятие об их расчете

Без смазки между цапфой вала и вкладышем имеет место металлический контакт, что при вращении вызывает большое повышение температуры и абразивный износ. Перегрев подшипника является основной причиной его разрушения, что связано с заеданием цапфы и выплавлением вкладыша. Для уменьшения трения и износа подшипники смазывают.

Виды трения скольжения:

- *Чистое трение*. Может иметь место при полном отсутствии на трущихся поверхностях каких-либо примесей даже в виде адсорбированных молекул жидкостей или газов. Оно возможно только в вакууме после специальной подготовки поверхностей.

- *Сухое трение*. Оно проявляется в том случае, если поверхности покрыты пленками окислов, адсорбированными молекулами жидкости или газов.

- *Граничное трение*. Возникает при наличии между контактирующими поверхностями слоя смазки толщиной около 0,01 мкм, обладающей свойствами, отличными от ее обычных объемных свойств.

- *Смешанное трение*. Существует в том случае, если на различных участках поверхности возникают различные виды трения. Это возможно, если  $h < R_{z1} + R_{z2}$ , где  $h$  – толщина слоя смазки;  $R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  – высоты микронеровностей.

- *Жидкостное трение*. Возникает между смазанными поверхностями, если  $h > R_{z1} + R_{z2}$ . Нагрузка передается между контактирующими телами только через слой смазки. В этом случае нет износа и ресурс практически неограничен.

## 1.12. Режимы смазки в подшипниках скольжения

Подшипник скольжения работает при наличии смазочного материала в зазоре между цапфой вала и вкладышем.

**Смазыванием** называют подведение смазочного материала в зону трения, смазкой – действие смазочного материала.

При неподвижном вале жидкий смазочный материал (масло) в подшипнике выдавлен из зоны контакта (рис. 1.19, а), но на поверхностях цапфы и вкладыша сохраняется его тонкая граничная пленка



толщиной около 0,1 мкм. Толщины этой пленки не хватает для полного разделения выступов шероховатости поверхностей трения в момент пуска и при малой угловой скорости вала.

Работу подшипника в этот момент характеризует режим граничной смазки.

В условиях граничной смазки решающее значение имеет маслянистость масла – способность к образованию граничных пленок.

Применение нефтяных масел с противоизносными или противозадирными присадками обеспечивает получение более прочных масляных пленок.

Среднее значение коэффициента трения в условиях граничной смазки для стальной цапфы вала и вкладышей из разных материалов составляет 0,08–0,15.

С увеличением частоты вращения вала масло вследствие маслянистости и вязкости затягивается в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем (рис. 1.19, б), в результате чего возникает несущий масляный слой, характеризующийся большой гидродинамической подъемной силой, под действием которой вал всплывает.

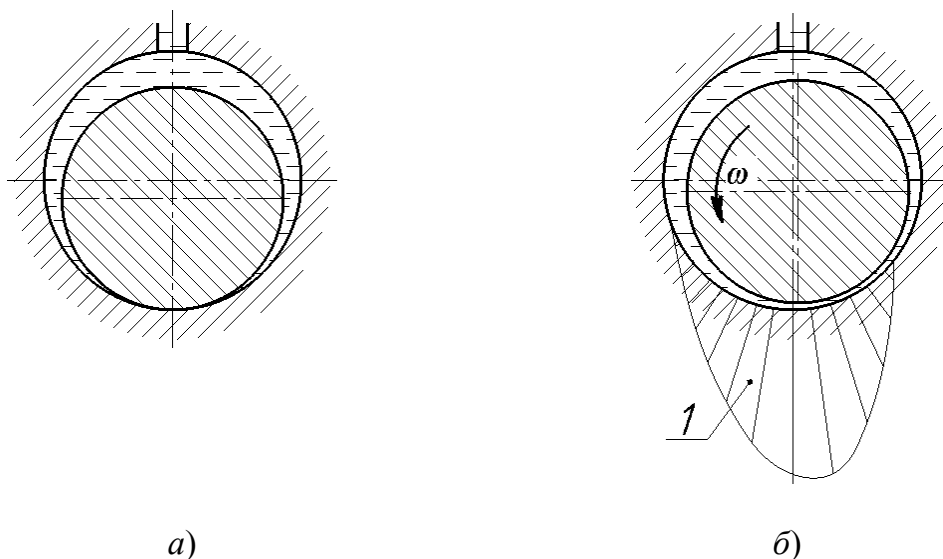


Рис. 1.19. Положение цапфы в подшипнике в состоянии покоя (а) и при вращении (б): 1 – эпюра давлений в масляном слое

По мере увеличения частоты вращения толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные микровыступы трущихся поверхностей цапфы и вкладыша задевают друг за друга при вращении. Работу подшипника в этот момент характеризует режим полужидкостной смазки.

Граничную и полужидкостную смазки объединяют одним понятием – несовершенная смазка.

Коэффициент трения в условиях полужидкостной смазки – 0,008–0,1.

При дальнейшем возрастании частоты вращения возникает сплошной устойчивый слой масла, полностью разделяющий поверхности трения (рис. 1.20). Возникает режим жидкостной смазки, при котором не происходят изнашивание и заедание.

Коэффициент трения в условиях жидкостной смазки составляет 0,0005–0,005.

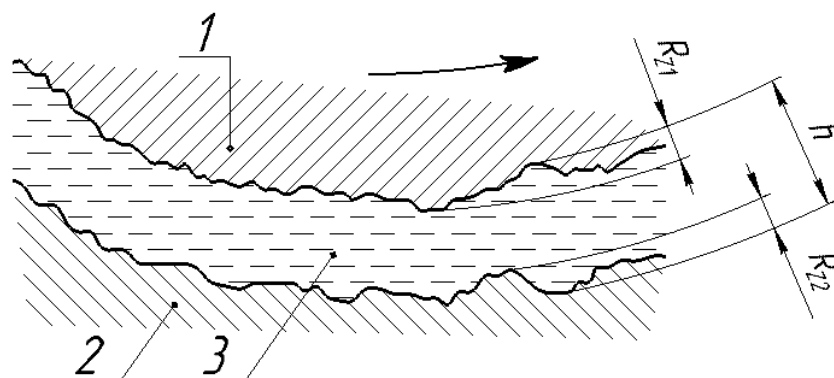


Рис. 1.20. Расположение поверхностей трения в режиме жидкостной смазки:  
1 – цапфа; 2 – вкладыш; 3 – слой масла

Подшипники скольжения, в которых несущий масляный слой создается при вращении цапфы вала, называют **гидродинамическими**.

В гидростатических подшипниках режим жидкостной смазки создают за счет подвода масла под цапфу от насоса. Создаваемое давление должно быть таким, чтобы вал всплывал в масле.

В гидростатических подшипниках создание несущего масляного слоя не зависит от частоты вращения вала.

### 1.13. Работа вкладышей в условиях жидкостной смазки

Для обеспечения жидкостной смазки необходимо соблюдение следующих условий:

а) зазор между поверхностями трения должен соответствовать требуемому размеру (обычно применяют одну из стандартных посадок с зазором:  $H7/d7$ ;  $H8/e8$ ;  $H8/d9$  и др.);

б) масло необходимой вязкости должно надежно заполнять зазор между шипом и вкладышем и непрерывно пополняться (рис. 1.19, б);

в) частота вращения вала должна быть достаточной для создания необходимой гидродинамической поддерживающей силы за счет заклинивания смазочного материала;

г) смазочный материал должен полностью разделять трущиеся поверхности (рис. 1.20).

Расчет подшипников скольжения, работающих при жидкостной смазке, проводят на основе гидродинамической теории смазки с решением дифференциальных уравнений. Эта теория доказывает, что гидродинамическое давление может возникнуть при относительном движении только в клиновом зазоре (см. эпюру  $l$  на рис. 1.19, б), масляный слой в котором способен воспринимать всю нагрузку.

Толщина  $h$  масляного слоя в самом узком месте (рис. 1.20) зависит от режима работы подшипника.

Чем больше вязкость смазочного материала, частота вращения вала и отношение  $l/d$ , тем больше  $h$ . С увеличением нагрузки  $h$  уменьшается.

При установившемся режиме работы минимальная толщина  $h$  должна быть больше суммы шероховатостей поверхностей цапфы  $R_{z1}$  и вкладыша  $R_{z2}$  (рис. 1.20):

$$h \geq K(R_{z1} + R_{z2}),$$

где  $K > 2$  – коэффициент запаса толщины масляного слоя, учитывающий изгиб цапфы, неточности изготовления и сборки.

Рабочие поверхности цапф обрабатывают тонким точением ( $R_z = 1,6–6,3$  мкм), шлифованием ( $R_z = 0,8–3,3$  мкм); полированием ( $R_z = 0,05–0,8$  мкм).

Рабочие поверхности вкладышей протягивают, растачивают, шабруют ( $R_z = 1,6–10$  мкм).

Гидродинамический расчет для подшипников, работающих в режиме жидкостной смазки, является основным. Его выполняют как проверочный, определяя значения минимальной толщины масляного слоя, средней температуры и расхода смазочного материала.

При назначении стандартной посадки следует стремиться к выбору минимальных диаметральных зазоров из числа допустимых, при этом лучше центрируется вал; меньше расход смазочного материала; больше запас на износ.

Температура подшипника должна быть не выше 60–75 °С.

## 1.14. Коэффициент полезного действия

Коэффициент полезного действия (КПД) подшипников скольжения зависит от потерь на трение при контакте поверхностей скольжения.

В условиях полужидкостной смазки КПД одной пары подшипников принимают для вкладышей:

- из чугуна  $\eta = 0,95-0,96$ ;
  - из бронзы  $\eta = 0,97-0,98$ ;
  - с баббитовой заливкой  $\eta = 0,98-0,99$ ;
  - из древеснослоистых пластиков при смазывании водой  $\eta = 0,98$ .
- В условиях жидкостной смазки сопротивление вращению определяется только внутренним трением смазочной жидкости. Значения КПД:  $\eta = 0,995-0,999$ .

## 1.15. Проектировочный расчет подшипников скольжения жидкостной смазки

Заданными являются: нагрузка на опору  $R$ ; частота вращения вала  $n$ , об/мин, диаметр вала  $d$ . Отношением  $l/d$  обычно задаются в пределах  $0,8-1,0$  – нормальная длина.

Задача сводится к нахождению относительного зазора  $\varphi$ , обеспечивающего наиболее надежную работу подшипника. С этой целью определяют характеристику режима:

$$\lambda = \mu \frac{n}{p}, \text{ мм}^2,$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па · с;  $n$  – частота вращения вала, об/мин;  $p$  – удельная нагрузка на материал вкладыша, Па, ( $p = R/ld$ ).

Величину оптимального зазора  $\varphi$  находят по специальным графикам, или по формуле

$$\varphi = 3,5\sqrt{\lambda} \sqrt{\frac{l}{d}}, \text{ мм}; \quad \varphi = \frac{\Delta}{d}, \text{ мм},$$

где  $\Delta$  – диаметральный зазор.

Величина коэффициента трения при жидкостной смазке находится в пределах  $0,001-0,005$ . При неблагоприятных условиях (высокая вязкость масла, большие окружные скорости, малые зазоры) коэффициент трения возрастает до  $0,01-0,03$ . У подшипников, работающих в

условиях граничной смазки, коэффициент трения достигает значений 0,1–0,2.

## 1.16. Рекомендации по конструированию

Рекомендации по конструированию:

1. Вкладыши выполняют без бортов, с одним и двумя бортами. Борты служат для восприятия осевых сил и фиксации вкладышей от осевого смещения.

2. Толщина стенки вкладыша  $\delta$  зависит от диаметра  $d$  цапфы и материала. Для чугунных и бронзовых вкладышей  $\delta = 0,03d + (1-4)$  мм. Размеры борта:  $b = 1,2\delta$ ;  $h = 0,6\delta$ .

3. Толщина слоя заливки баббита  $\delta_0 = 0,1-0,5$  мм. С увеличением толщины слоя его прочность уменьшается.

4. Как отмечено выше  $l = (0,6-0,9)d$ , где  $l$  – длина вкладыша, а  $d$  – диаметр его отверстия. Чем больше длина вкладыша, тем опаснее перекос осей вала и вкладыша (возникновение кромочных давлений).

5. Вкладыши жестко закрепляют в корпусе для предохранения проворачивания и осевого смещения.

6. Регулирование зазора в разъемных подшипниках производят радиальным смещением вкладышей: подбором или подшлифовкой кладок, устанавливаемых в плоскости разъема корпуса; шабрением плоскостей стыка вкладыша или корпуса.

## Глава 2. МЕТОДИКИ РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

### 2.1. Расчет и выбор посадки для гидродинамического подшипника местного нагружения (способ 1)

Методика расчета предполагает найти оптимальный зазор для обеспечения жидкостного трения в соединении «вал – вкладыш (гидродинамический подшипник скольжения)», а также наименьший и наибольший зазоры и выбор стандартной посадки [5].

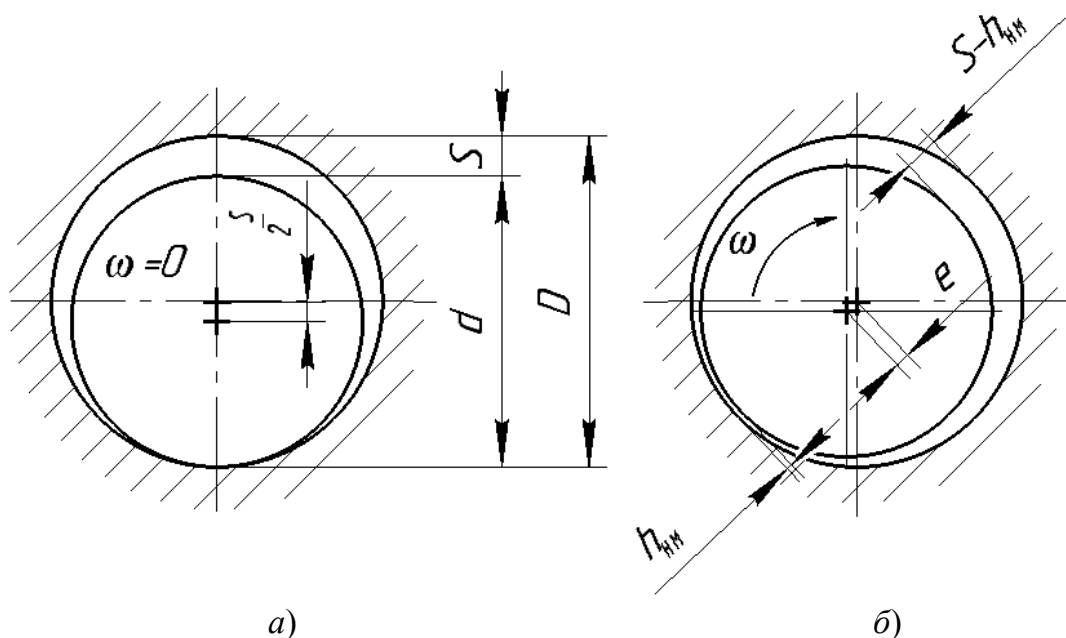


Рис. 2.1. Схема расположения цапфы вала:  
а – при неподвижном вале; б – при установившемся режиме работы подшипника

На рис. 2.1, а представлено положение вала гидродинамического подшипника скольжения в состоянии покоя под действием внешней нагрузки и собственного веса. Вал выдавливает смазку и соприкасается с подшипником по нижней образующей, по верхней части образуется зазор  $S$  и ось вала находится ниже оси вкладыша на величину  $S/2$ .

В рабочей паре (рис. 2.1, б) масло стремится попасть в зазор между валом и вкладышем, расклинить их поверхности и сместить вал в сторону вращения. При этом толщина масляного слоя будет определяться величиной  $h_{\text{нм}}$ , а зазор на противоположной стороне будет равен  $(S - h_{\text{нм}})$ .

Посадки для гидродинамических подшипников скольжения с постоянными скоростями и нагрузками выбирают по оптимальному зазору, обеспечивающему максимальную надежность жидкостного трения. При работе с чистой смазкой такие подшипники практически не изнашиваются.

Последовательность расчета заключается в следующем:

1. Определяем оптимальный зазор  $S_{\text{опт}}$ , обеспечивающий максимальную толщину масляного слоя, мм:

$$S_{\text{опт}} = \varphi_{\text{опт}} d, \quad (2.1)$$

где  $d$  – номинальный диаметр соединения, мм;  $\varphi_{\text{опт}}$  – оптимальный относительный зазор:

$$\varphi_{\text{опт}} = 0,293 K_{fe} \sqrt{\frac{\mu n}{p}}, \quad (2.2)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па · с, (табл. 2.1 – при рабочей температуре масла  $t = 50$  °С, или формула 4 – при  $t \neq 50$  °С);  $n$  – частота вращения, об/мин;  $K_{fe}$  – коэффициент, учитывающий угол охвата и отношение  $l/d$  (табл. 2.2);  $p$  – среднее давление на опору, Па:

$$p = \frac{R}{dl}, \quad (2.3)$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $l$  – длина посадочного участка вала, м.

Таблица 2.1

**Значение вязкости для различных марок индустриального масла**

Марка масла	Динамическая вязкость $\mu$ , при $t = 50$ °С, Па · с	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 106$ , при $t = 50$ °С, м <sup>2</sup> /с
12	0,009–0,013	10–14
20	0,015–0,021	17–23
30	0,024–0,030	27–33
40	0,034–0,047	38–52
50	0,038–0,052	42–58

Таблица 2.2

Значение коэффициента  $K_{fe}$  для угла охвата  $180^\circ$ 

Отношение $l/d$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
$K_{fe}$	0,262	0,385	0,502	0,608	0,706	0,794	0,87	0,94	1,00	1,05	1,12	1,14	1,21	1,32

Для значений рабочей температуры масла  $t \neq 50^\circ\text{C}$  динамическую вязкость рассчитываем по формуле

$$\mu = \mu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^m, \quad (2.4)$$

где  $\mu_{50}$  – динамическая вязкость при рабочей температуре масла  $t = 50^\circ\text{C}$  (табл. 2.1);  $t$  – фактическая температура масла;  $m$  – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла  $\nu$  (табл. 2.1), принимаем по табл. 2.3.

Таблица 2.3

Значение показателя степени  $m$ 

$\nu$	20	30	40	50	70	90	120
$m$	1,9	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0

**2.** Определяем максимально возможную толщину масляного слоя между поверхностями скольжения  $h_{\max}$  по формуле, мм:

$$h_{\max} = H_{\max} d, \quad (2.5)$$

где  $H_{\max} = 0,252\varphi_{\text{опт}}$  – максимально возможная для данного режима относительная толщина масляного слоя (безразмерная величина).

**3.** Рассчитываем средний зазор  $S_{\text{cp}}$  при нормальной температуре ( $20^\circ\text{C}$ ) для выбора посадки из стандартных полей допусков:

$$S_{\text{cp}} = S_{\text{опт}} - S_t; \quad (2.6)$$

$$S_t = (\alpha_A - \alpha_B)(t_{\text{п}} - 20^\circ) d, \quad (2.7)$$

где  $\alpha_A$  и  $\alpha_B$  – коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и вала соответственно (табл. 2.4);  $t_{\text{п}}$  – температура подшипника, принимаем  $t_{\text{п}} = t$ .



4. По таблицам ГОСТ 25347–82 выбираем такую стандартную посадку, у которой средний зазор  $S_{\text{ср. табл}}$  наиболее близок к расчетному  $S_{\text{ср}}$ :

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{ср. табл}}; \quad (2.8)$$

$$S_{\text{ср. табл}} = \frac{(S_{\text{max}} + S_{\text{min}})}{2}, \quad (2.9)$$

где  $S_{\text{max}}$  и  $S_{\text{min}}$  – максимальное и минимальное значения зазора (табл. П.1.1); и коэффициент относительной точности  $i$  максимален:

$$i = \frac{S_{\text{ср}}}{T_S} > 1, \quad (2.10)$$

где  $T_S$  – допуск посадки, мм;

$$T_S = S_{\text{max}} - S_{\text{min}}. \quad (2.11)$$

Таблица 2.4

**Значение коэффициента линейного расширения**

Марка материала	Коэффициент линейного Расширения $\alpha = 10^{-6}$
Сталь 30	$12,6 \pm 2$
Сталь 35	$11,1 \pm 1$
Сталь 40	$12,4 \pm 2$
Сталь 45	$11,6 \pm 2$
Сталь 50	$12 \pm 1$
Чугун	$11 \pm 1$
Бронза БрОЦС6-6-3	$17,1 \pm 2$
Бронза БрАЖ9-4	$17,8 \pm 2$
Латунь ЛАЖМц66-6-3-2	$18,7 \pm 2$
Латунь ЛМцОС58-2-2-2	$17 \pm 1$

При выборе посадки рекомендуется:

– не следует выбирать посадку с  $i < 1$ , так как это приводит к значительному уменьшению толщины масляного слоя, снижению относительного эксцентриситета и потере устойчивости в работе;

– чтобы по возможности посадка относилась к системе отверстия или вала ( $H$  или  $h$ ), а поля их допусков относились к предпочтительным;

– при неодинаковых допусках отверстия и вала в посадке больший допуск был у отверстия, и допуски отверстия и вала отличались не более чем на два квалитета.

5. При проведении расчета предполагается, что поверхности вкладыша и подшипника идеально гладкие. Реальные же поверхности всегда имеют небольшую шероховатость, которая влияет на гидродинамику смазки и изменение толщины масляной пленки. Поэтому определяем действующие максимальный  $S_{д\ max}$  и минимальный  $S_{д\ min}$  зазоры с учетом шероховатости и температурных деформаций:

$$S_{д\ min} = S_{min} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB}); \quad (2.12)$$

$$S_{д\ max} = S_{max} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB}), \quad (2.13)$$

где  $R_{aA}$  и  $R_{aB}$  – средние арифметические отклонения профиля вкладыша и вала соответственно, мкм.

6. Для выбранной посадки определяем действующую толщину масляного слоя, мкм:

$$h_{д\ min} = \frac{S_{д\ min}}{2}(1 - \varepsilon'); \quad (2.14)$$

$$h_{д\ max} = \frac{S_{д\ max}}{2}(1 - \varepsilon''), \quad (2.15)$$

где  $\varepsilon'$  и  $\varepsilon''$  – значения относительного эксцентриситета, выбираем из табл. 2.5 в зависимости от коэффициента нагруженности подшипника  $C_R$ :

$$C'_R = 9,4 \frac{p\varphi_{д\ min}^2}{\mu n}; \quad (2.16)$$

$$C''_R = 9,4 \frac{p\varphi_{д\ max}^2}{\mu n}, \quad (2.17)$$

где  $\varphi_{д\ min} = \frac{S_{д\ min}}{d}$  и  $\varphi_{д\ max} = \frac{S_{д\ max}}{d}$ , мм.

Точные значения  $\varepsilon'$  и  $\varepsilon''$  получаются при использовании метода интерполяции.

Значения коэффициента нагруженности подшипника  $C_R$ 

$L/d$	Относительный эксцентриситет $\varepsilon$										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925
0,2	0,0237	0,0380	0,0589	0,0942	0,121	0,161	0,225	0,335	0,548	1,034	1,709
0,3	0,0522	0,0826	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352
0,4	0,0893	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195	5,055
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	0,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,753
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,091	14,34

7. Для обеспечения запаса надежности жидкостного трения проверяем условие неразрывности масляного слоя:

$$K_{ж.т} = \frac{h_{д. \min}}{4(R_{aA} + R_{aB}) + \Delta_d} \geq 2, \quad (2.18)$$

где  $\Delta_d$  – добавка, учитывающая влияние прогиба вала и другие неучтенные факторы;  $\Delta_d = (2-3)$  мкм.

8. После выбора посадки рассчитываем ее методом «max-min», строим схему расположения полей допусков с обозначением предельных отклонений и зазоров.

## 2.2. Расчет и выбор посадок с зазором для подшипников жидкостного трения (способ 2)

Основными условиями подбора посадки (рис. 2.2) являются следующие [7]:

1. Минимальный зазор  $S_{\min}$  в подобранной посадке:

$$S_{\min} \geq [S_{\min}], \quad (2.19)$$

где  $[S_{\min}]$  – минимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине  $[h_{\min}]$ . При малых зазорах могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипнике, если относительный эксцентриситет  $\varepsilon < 0,3$ . Поэтому принимаем, что минимальное значение  $\varepsilon_{\min}$ , соответствующее зазору  $S_{\min}$ , должно быть не меньше 0,3:

$$\varepsilon_{\min} \geq 0,3. \quad (2.20)$$

**2. Максимальный зазор  $S_{\max}$  в подобранной посадке с учетом износа и шероховатости поверхностей вала и вкладыша:**

$$S_{\max} < [S_{\max}] - 2(R_{zA} + R_{zB}) \approx [S_{\max}] - 8(R_{aA} + R_{aB}), \quad (2.21)$$

где  $[S_{\max}]$  – максимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине  $[h_{\min}]$ .

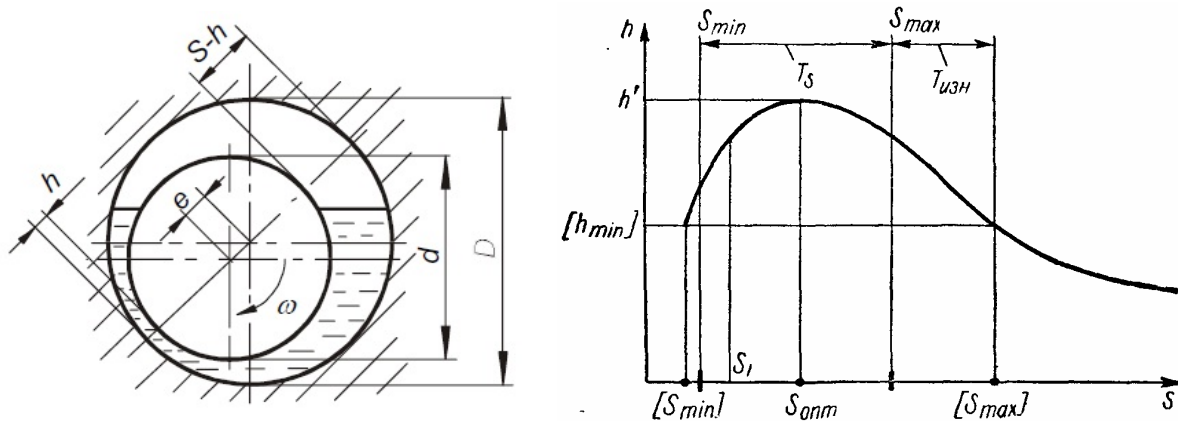


Рис. 2.2. Подшипник скольжения с гидродинамическим режимом работы и график зависимости толщины масляного слоя  $h$  от величины зазора  $S$

Для определения  $[S_{\min}]$  и  $[S_{\max}]$  используем значение величины толщины масляного слоя, рассчитываемое по формуле

$$h = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}} [(1 - \varepsilon)\sqrt{C_R}], \quad (2.22)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала, рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.23)$$

$A = (1 - \varepsilon)\sqrt{C_R}$  – величина, зависящая от относительного эксцентриситета  $\varepsilon$  и отношения  $l/d$ . Значения  $A$  представлены в табл. 2.6, зависимости для половинного подшипника  $A = f(\varepsilon)$  показаны на рис. 2.3.

Пользуясь рис. 2.3, или данными табл. 2.6, можно определить  $[S_{\min}]$ ,  $[S_{\max}]$ , а также оптимальный зазор  $S_{\text{опт}}$ , при котором толщина масляного слоя достигает своего наибольшего значения  $h'$  (рис. 2.2):

$$S_{\text{опт}} = d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}} \frac{A_{\text{опт}}}{1 - \varepsilon_{\text{опт}}}, \quad (2.24)$$

где  $A_{\text{опт}}$  – максимальное значение  $A$  при данном  $l/d$ ;  $\varepsilon_{\text{опт}}$  – значение  $\varepsilon$ , при котором  $A = A_{\text{опт}}$ . Если известно значение  $A$  при данной толщине

масляного слоя  $h_{\min}$ :  $A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}}}$ , то

$$S_{\text{опт}} = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \varepsilon_{\text{опт}}} \frac{A_{\text{опт}}}{A_h}, \quad (2.25)$$

$$h' = d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}} \frac{A_{\text{опт}}}{2} = [h_{\min}] \frac{A_{\text{опт}}}{A_h}. \quad (2.26)$$

Таблица 2.6

Значения  $A$  для половинных подшипников

$\varepsilon$	Значения $A$ при $l/d$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	0,209	0,255	0,299	0,339	0,375	0,408	0,438	0,464	0,488	0,509	0,547	0,611
0,4	0,225	0,74	0,319	0,360	0,397	0,431	0,461	0,487	0,510	0,531	0,566	0,626
0,5	0,323	0,282	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	0,527	0,558	0,609
0,6	0,233	0,281	0,324	0,361	0,394	0,423	0,448	0,469	0,488	0,504	0,531	0,576
0,65	0,230	0,276	0,317	0,352	0,383	0,410	0,433	0,452	0,469	0,484	0,507	0,547
0,7	0,227	0,271	0,310	0,334	0,372	0,396	0,417	0,434	0,450	0,463	0,484	0,518
0,75	0,220	0,262	0,298	0,328	0,351	0,375	0,393	0,408	0,421	0,432	0,450	0,479
0,8	0,208	0,251	0,283	0,310	0,332	0,350	0,367	0,378	0,389	0,398	0,413	0,437
0,85	0,200	0,234	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,347	0,354	0,366	0,384
0,9	0,179	0,206	0,228	0,246	0,259	0,270	0,279	0,286	0,292	0,297	0,305	0,318
0,925	0,169	0,193	0,212	0,226	0,237	0,246	0,253	0,259	0,264	0,268	0,274	0,284

$\varepsilon$	Значения $A$ при $l/d$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,95	0,145	0,164	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	0,217	0,222	0,229
0,975	0,115	0,127	0,135	0,141	0,146	0,149	0,152	0,154	0,156	0,158	0,160	0,164
0,99	0,081	0,087	0,091	0,095	0,096	0,098	0,100	0,101	0,101	0,102	0,103	0,105

*Примечание.* Определение величины зазора  $S$ , при котором устанавливается данная толщина масляного слоя  $h$ : из табл. 2.6 по  $A_h = \frac{2h}{d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}}}$  выбираем  $\varepsilon$ ; зазор  $S = \frac{2h}{1 - \varepsilon}$ .

При известных  $d, l, R, n$  последовательность расчета зазоров и выбор посадки заключается в следующем:

1. Определяем среднее удельное давление в подшипнике  $p, \text{Н/м}^2$ , (2.3):

$$p = \frac{R}{dl},$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $l$  – длина посадочного участка вала, м.

2. Определяем допускаемую минимальную толщину масляного слоя  $[h_{\min}]$  по формуле, м:

$$[h_{\min}] = k(R_{zA} + R_{zB} + \Delta_d) \approx k(4R_{aA} + 4R_{aB} + \Delta_d), \quad (2.27)$$

где  $k$  – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;  $k \geq 2$ ;  $\Delta_d$  – добавка на неразрывность масляного слоя;  $\Delta_d = 2-3$  мкм;  $R_{aA}$  и  $R_{aB}$  – средние арифметические отклонения профиля вкладыша и вала соответственно, м;  $R_{zA}$  и  $R_{zB}$  – высоты неровностей по 10 основным точкам, м.

Рекомендации по нормированию шероховатости поверхности представлены в табл. 2.7 и 2.8.

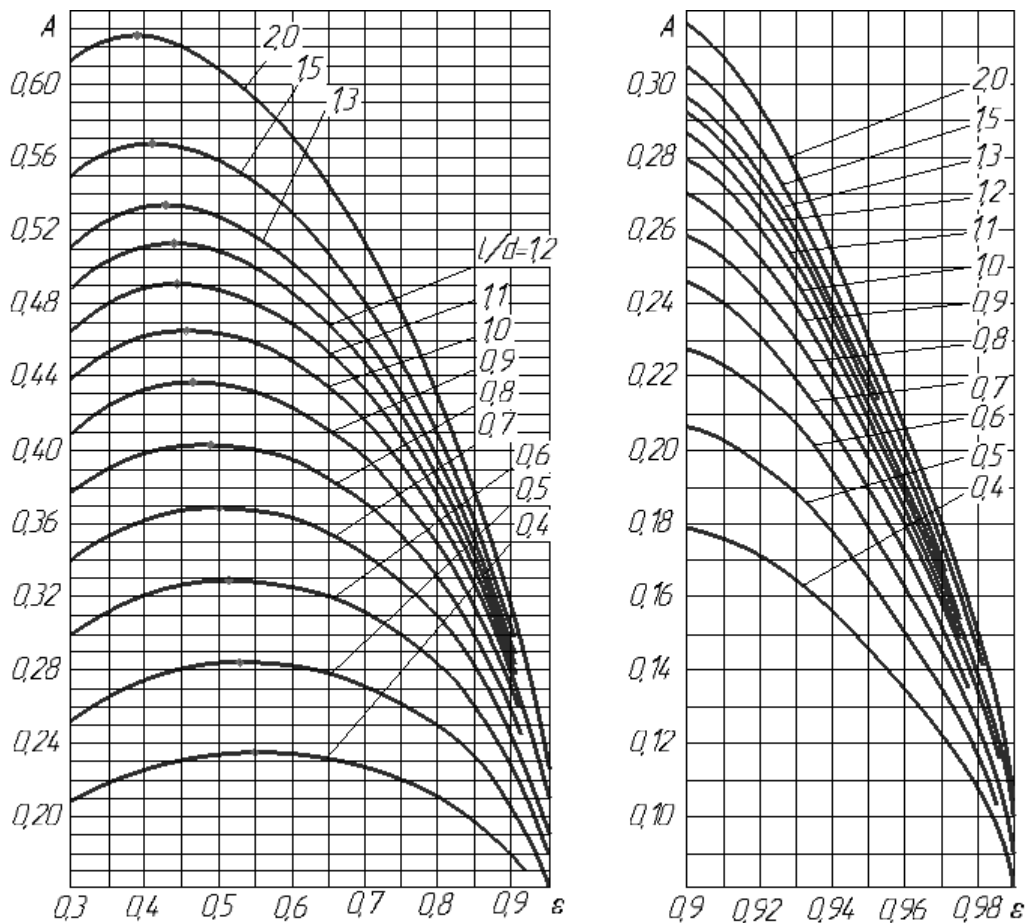


Рис. 2.3. Зависимости для половинного подшипника  $A = f(\varepsilon)$

Таблица 2.7

**Значения шероховатости подшипников скольжения**

Характеристика поверхности		Значение параметра $R_a$ , не более, мкм
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Поверхность	
	Вал	0,4; 0,5; 0,63; 0,8
	Отверстие	0,8; 1; 1,25; 1,6

Таблица 2.8

**Параметры шероховатости по ГОСТ 2784–73, мкм**

Класс шероховатости	$R_a$	$R_z$
1	50	80; 63; 40
2	25	40; 32; 20
3	12,5	20; 16; 10
4	6,3	10; 8; 5
5	3,2	5; 4; 2,5
6	1,6	2,5; 2,0; 1,25

Класс шероховатости	$R_a$		$R_z$
	7	0,80	1,25; 1,00; 0,63
8	0,40	0,63; 0,50; 0,32	3,2; 2,5; 2,0; 1,60
9	0,20	0,32; 0,25; 0,16	1,60; 1,25; 1,00; 0,80
10	0,10	0,160; 0,125; 0,080	0,80; 0,63; 0,50; 0,40
11	0,050	0,080; 0,063; 0,040	0,40; 0,32; 0,25; 0,20
12	0,025	0,040; 0,032; 0,020	0,20; 0,16; 0,125; 0,100
13	0,012	0,020; 0,016; 0,010	0,100; 0,080; 0,063; 0,050
14	–	0,010; 0,008	0,050; 0,040; 0,032

3. Определяем динамическую вязкость масла  $\mu$ , Па · с, (см. табл. 2.1 при рабочей температуре масла  $t = 50$  °С, или формула (2.4) – при  $t \neq 50$  °С):

$$\mu = \mu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^m,$$

где  $\mu_{50}$  – динамическая вязкость при рабочей температуре масла  $t = 50$  °С (см. табл. 2.1);  $t$  – фактическая температура масла;  $m$  – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла  $\nu$  (см. табл. 2.1); принимаем по табл. 2.3.

4. Рассчитываем значение  $A_h$  по формуле

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d \sqrt{\frac{\mu \omega}{p}}}, \quad (2.28)$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала, рад/с, (2.23):

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

5. По рис. 2.3 определяем, используя найденное значение  $A_h$  и  $l/d$ , минимальный относительный эксцентриситет  $\varepsilon_{\min}$ , при котором толщина масляного слоя равна  $[h_{\min}]$ .

По найденному значению  $\varepsilon_{\min}$  определяем величину минимального допускаемого зазора  $[S_{\min}]$ , мкм:

$$[S_{\min}] = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \varepsilon_{\min}}. \quad (2.29)$$



Если величина  $\varepsilon_{\min}$  оказывается меньше 0,3, то для определения  $[S_{\min}]$  поступаем следующим образом:

а) определяем по рис. 2.3, или по табл. 2.6 значение  $A_\varepsilon$  при заданном отношении  $l/d$  и  $\varepsilon = 0,3$ ;

б) рассчитываем минимальный допускаемый зазор, мкм:

$$[S_{\min}] = 2,857[h_{\min}] \frac{A_\varepsilon}{A_h}. \quad (2.30)$$

6. По найденному в п. 4 значению  $A_h$  находим максимальный относительный эксцентриситет  $\varepsilon_{\max}$  (рис. 2.3), при котором толщина масляного слоя равна  $[h_{\min}]$ . Затем по найденному значению  $\varepsilon_{\max}$  определяем величину максимального допускаемого зазора  $[S_{\max}]$ , мкм:

$$[S_{\max}] = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \varepsilon_{\max}}. \quad (2.31)$$

7. По таблице системы допусков и посадок (табл. П.1.1) подбираем посадку, при которой выполняются условия (2.19) и (2.21):

$$S_{\min} \geq [S_{\min}];$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - 2(R_{zA} + R_{zB}) \approx [S_{\max}] - 8(R_{aA} + R_{aB}),$$

и дополнительно используем условие, что средний зазор посадки  $S_{\text{ср}}$  должен быть примерно равен оптимальному  $S_{\text{опт}}$ , рассчитываемому по формуле (2.25), мкм:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \varepsilon_{\text{опт}}} \frac{A_{\text{опт}}}{A_h},$$

где  $\varepsilon_{\text{опт}}$  – значение  $\varepsilon$ , при котором  $A = A_{\text{опт}}$ ;  $A_{\text{опт}}$  – максимальное значение  $A$  при данном  $l/d$  (рис. 2.3).

Если материалы вала и втулки различны, то расчетные зазоры следует выбирать с учетом (2.7):

$$S_t = (\alpha_A - \alpha_B)(t_{\text{п}} - 20^\circ)d,$$

где  $\alpha_A$  и  $\alpha_B$  – коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и вала соответственно (см. табл. 2.4);  $t_{\text{п}}$  – температура подшипника; принимаем  $t_{\text{п}} = t$ .

Получаем:

$$S_{\min} \geq [S_{\min}] - S_t; \quad (2.32)$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - S_t - 2(R_{zA} + R_{zB}) \approx [S_{\max}] - S_t - 8(R_{aA} + R_{aB}); \quad (2.33)$$

$$S_{\text{cp}} \approx S_{\text{опт}} - S_t. \quad (2.34)$$

8. Определяем максимальную толщину масляного слоя при оптимальном зазоре  $h'$ , мкм:

$$h' = \frac{S_{\text{опт}}}{2} (1 - \varepsilon_{\text{опт}}). \quad (2.35)$$

Далее производим упрощенный тепловой расчет подшипника скольжения при минимальном зазоре  $[S_{\min}]$ .

9. Определяем коэффициент трения в подшипнике  $f$  по формуле

$$f = \frac{C_M}{\sqrt{C_R}} \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}}, \quad (2.36)$$

где  $C_M$  – коэффициент сопротивления, определяемый по табл. 2.9 в зависимости от отношения  $l/d$  и  $\varepsilon$ , соответствующего зазору  $S_{\min}$ ;  $C_R$  – коэффициент нагруженности, определяемый по табл. 2.5, в зависимости от  $l/d$  и  $\varepsilon$ , соответствующего зазору  $S_{\min}$ .

Таблица 2.9

**Коэффициент сопротивления вращению  $C_M$   
для половинных подшипников с учетом трения в нерабочей части**

$\varepsilon$	Значение коэффициента $C_M$ при $l/d$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,3	3,303	3,308	3,314	3,320	3,327	3,334	3,340	3,346	3,352	3,357	3,366	3,385
0,4	3,449	3,460	3,471	3,483	3,495	3,507	3,518	3,529	3,539	3,548	3,564	3,595
0,5	3,666	3,685	3,704	3,725	3,745	3,764	3,782	3,800	3,815	3,830	3,855	3,897
0,6	3,997	4,028	4,061	4,094	4,126	4,156	4,146	4,209	4,232	4,253	4,288	4,351
0,65	4,225	4,266	4,308	4,350	4,389	4,425	4,459	4,489	4,516	4,541	4,581	4,655
0,7	4,525	4,579	4,634	4,678	4,737	4,782	4,822	4,859	4,892	4,921	4,969	5,053
0,75	4,920	4,991	5,062	5,127	5,192	5,244	5,294	5,336	5,375	5,408	5,464	5,558
0,8	5,473	5,581	5,676	5,763	5,841	5,910	5,997	6,023	6,068	6,108	6,174	6,286
0,85	6,336	6,474	6,601	6,715	6,814	6,900	6,973	7,036	7,090	7,137	7,212	7,338
0,9	7,827	8,034	8,219	8,377	8,510	8,621	8,714	8,793	8,862	8,918	9,011	9,163
0,925	9,124	9,389	9,616	9,793	9,963	10,09	10,20	10,29	10,36	10,43	10,53	10,70
0,95	11,38	11,74	12,04	12,28	12,47	12,63	12,76	12,86	12,95	13,03	13,15	13,35
0,975	16,68	17,24	17,66	17,99	18,25	18,45	18,61	18,74	18,86	18,95	19,10	19,35
0,99	27,66	28,54	29,15	29,62	29,95	30,23	30,45	30,63	30,78	30,90	31,10	31,43

Если  $S_{\min} \approx [S_{\min}]$ , то  $\varepsilon$  равно  $\varepsilon_{\min}$ , или 0,3.

Если  $S_{\min}$  отличается от  $[S_{\min}]$ , то величину  $\varepsilon$  (по которой определяются  $C_M$  и  $C_R$ ) устанавливают следующим образом:

а) рассчитываем коэффициент нагруженности:

$$C_R = \frac{p(S_{\min})^2}{d^2 \mu \omega}; \quad (2.37)$$

б) по табл. 2.5 при известных  $C_R$  и  $l/d$  определяем  $\varepsilon$ ;

в) по табл. 2.9 при известных  $\varepsilon$  и  $l/d$  определяем  $C_M$ .

10. Определяем мощность теплообразования  $Q$ , Вт:

$$Q = R\omega \frac{d}{2} f. \quad (2.38)$$

При большой частоте вращения и относительно малой нагрузке мощность теплообразования можно рассчитать:

$$Q = 1,57 \frac{\omega^2 \mu d^3 l}{S_{\min}}. \quad (2.39)$$

11. Определяем теплоотвод  $Q_1$ , Вт, через корпус и выходящий из корпуса вал подшипника по формуле

$$Q_1 = k_T F (t_n - t_o), \quad (2.40)$$

где  $k_T$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · °С):

$$k_T = 6,7 + 11,7 \sqrt{v_B}, \quad (2.41)$$

где  $v_B$  – скорость омывания, м/с, корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей; минимальное значение  $k_T \approx 18,5$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $F$  – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м<sup>2</sup>:

$$F \approx (12 - 40)ld. \quad (2.42)$$

В среднем  $F \approx 25ld$ ;  $t_o$  – температура окружающей среды,  $t_o = 20$  °С.

Если тепловыделение превышает теплоотвод через корпус ( $Q > Q_1$ ), то принимают ряд мер для увеличения  $Q_1$ : принудительный обдув корпуса (увеличивается  $k_T$ ); увеличение фактической температуры подшипника (увеличение  $(t_n - t_o)$ ); использование оребрения для увеличения  $F$  и т. д. В случае изменения  $t_n$  необходимо внести кор-

рективы в подобранную посадку, так как  $\mu$  будет иметь несколько иную величину из-за различия расчетной и фактической температуры.

Избыточная теплота ( $Q - Q_1$ ) удаляется принудительной прокачкой масла через подшипник.

**12.** Объем масла  $W$ , м<sup>3</sup>/с, прокачиваемого через подшипник, определяем по формуле:

$$W = \frac{Q - Q_1}{c\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}, \quad (2.43)$$

где  $c$  – теплоемкость масла, Дж/(кг · °С);  $c = 1660\text{--}2100$  Дж/(кг · °С);  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho \approx 870\text{--}890$  кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – температура масла соответственно на выходе из подшипника и на входе в подшипник.

**13.** Определяем предельные размеры, допуски, строим схему расположения полей допусков, определяем характеристики выбранной посадки методами «max-min» и вероятностным.

# Глава 3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА И ВЫБОРА ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ ДЛЯ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

## 3.1. Пример расчета и выбора посадки для гидродинамического подшипника местного нагружения (способ 1)

Подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения, при следующих исходных данных, приведенных в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Исходные данные

Диаметр соединения $d$ , мм	Длина соединения $l$ , мм	Марка масла индустриального	Радиальная нагрузка $R$ , Н	Частота вращения вала $n$ , об/мин	Шероховатость поверхности $R_a$ , мкм		Рабочая температура $t$ , °С
					Вала	Ступицы	
70	60	20	6000	1800	0,8	0,8	65

Дополнительная характеристика: подшипник разъемный половинный (угол охвата – 180°); имеются масляные канавки в плоскости разъема; материал вкладыша подшипника – бронза БрАЖ9-4; материал вала – сталь 40.

Последовательность расчета заключается в следующем:

1. Определяем оптимальный зазор  $S_{\text{опт}}$ , обеспечивающий максимальную толщину масляного слоя, мм, (2.1):

$$S_{\text{опт}} = \varphi_{\text{опт}} d,$$

где  $d$  – номинальный диаметр соединения;  $d = 70$  мм (см. исходные данные табл. 3.1);  $\varphi_{\text{опт}}$  – оптимальный относительный зазор (2.2):

$$\varphi_{\text{опт}} = 0,293 K_{fe} \sqrt{\frac{\mu n}{p}},$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па · с, (2.4):

$$\mu = \mu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^m,$$

где  $\mu_{50}$  – динамическая вязкость при рабочей температуре масла  $t = 50$  °С;  $\mu_{50} = 0,018$  Па · с (см. табл. 2.1);  $t$  – фактическая температура масла;  $t = 65$  °С (см. исходные данные табл. 3.1);  $m$  – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла  $\nu = 20 \cdot 10^6$  м<sup>2</sup>/с (см. табл. 2.1); принимаем по табл. 2.3;  $m = 1,9$ :

$$\mu = 0,018 \left( \frac{50}{65} \right)^{1,9} = 0,011 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$n$  – частота вращения,  $n = 1800$  об/мин (см. исходные данные табл. 3.1);  $K_{fe}$  – коэффициент, учитывающий угол охвата и отношение  $l/d = 60/70 = 0,86$ ;  $K_{fe} = 0,912$  (см. табл. 2.2);  $p$  – среднее давление на опору, Па, (2.3):

$$p = \frac{R}{dl},$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $R = 6000$  Н (см. исходные данные табл. 3.1);  $l$  – длина посадочного участка подшипника;  $l = 0,06$  м (см. исходные данные табл. 3.1):

$$p = \frac{6000}{0,07 \cdot 0,06} = 1428571,4 \text{ Па};$$

$$\varphi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot 0,912 \sqrt{\frac{0,011 \cdot 1800}{1428571,4}} = 0,001;$$

$$S_{\text{опт}} = 0,001 \cdot 70 = 0,07 \text{ мм}.$$

**2.** Определяем максимально возможную толщину масляного слоя между поверхностями скольжения  $h_{\text{max}}$ , мм, (2.5):

$$h_{\text{max}} = H_{\text{max}} d,$$

где  $H_{\text{max}} = 0,252 \varphi_{\text{опт}}$  – максимально возможная для данного режима относительная толщина масляного слоя (безразмерная величина):

$$H_{\text{max}} = 0,252 \cdot 0,001 = 0,000252;$$

$$h_{\text{max}} = 0,000252 \cdot 70 = 0,0176 \text{ мм}.$$

3. Рассчитываем средний зазор  $S_{\text{ср}}$  (2.6) и (2.7) при нормальной температуре (20 °С) для выбора посадки из стандартных полей допусков:

$$S_{\text{ср}} = S_{\text{опт}} - S_t;$$

$$S_t = (\alpha_A - \alpha_B)(t_{\text{п}} - 20^\circ)d,$$

где  $\alpha_A$  и  $\alpha_B$  – коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и вала соответственно;  $\alpha_A = 17,8 \cdot 10^{-6}$  и  $\alpha_B = 12,4 \cdot 10^{-6}$  (см. табл. 2.4);  $t_{\text{п}}$  – температура подшипника; принимаем  $t_{\text{п}} = t = 65^\circ\text{С}$ :

$$S_t = (17,8 \cdot 10^{-6} - 12,4 \cdot 10^{-6})(65^\circ - 20^\circ)70 = 0,017 \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср}} = 0,07 - 0,017 = 0,053 \text{ мм}.$$

4. По таблицам ГОСТ 25347–82 (табл. П.1.1) выбираем такую стандартную посадку, у которой средний зазор  $S_{\text{ср. табл}}$  наиболее близок к расчетному  $S_{\text{ср}}$  (2.8) и (2.9):

$$\text{Ø } 70 \frac{F7}{h5} \begin{pmatrix} +0,06 \\ +0,03 \\ -0,013 \end{pmatrix} \text{ или } \text{Ø } 70 \frac{H6}{f6} \begin{pmatrix} +0,019 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{pmatrix},$$

для которых:

$$- \text{Ø } 70 \frac{F7}{h5}: S_{\text{max}} = 0,073 \text{ мм}; S_{\text{min}} = 0,030 \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср. табл}} = \frac{0,073 + 0,030}{2} = 0,0515 \text{ мм};$$

$$T_S = 0,073 - 0,030 = 0,043 \text{ мм};$$

$$- \text{Ø } 70 \frac{H6}{f6}: S_{\text{max}} = 0,068 \text{ мм}, S_{\text{min}} = 0,030 \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср. табл}} = \frac{0,068 + 0,030}{2} = 0,049 \text{ мм};$$

$$T_S = 0,068 - 0,030 = 0,038 \text{ мм}.$$

Коэффициент относительной точности  $i$  максимален (2.10):

$$i = \frac{S_{\text{cp}}}{T_S} > 1;$$

$$- \text{Ø } 70 \frac{F7}{h5} : i = \frac{0,053}{0,043} = 1,23 > 1;$$

$$- \text{Ø } 70 \frac{H6}{f6} : i = \frac{0,053}{0,038} = 1,4 > 1 - \text{максимальное значение.}$$

Выбираем посадку, которая удовлетворяет всем рекомендациям и условиям:  $\text{Ø } 70 \frac{H6}{f6}$ .

5. Определяем действующие максимальный  $S_{\text{д max}}$  и минимальный  $S_{\text{д min}}$  зазоры с учетом шероховатости и температурных деформаций, мкм, (2.12) и (2.13):

$$S_{\text{д min}} = S_{\text{min}} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB});$$

$$S_{\text{д max}} = S_{\text{max}} + S_t + 8(R_{aA} + R_{aB}),$$

где  $R_{aA}$  и  $R_{aB}$  – средние арифметические отклонения профиля вкладыша и вала соответственно;  $R_{aA} = 0,8$  мкм и  $R_{aB} = 0,8$  мкм (см. исходные данные табл. 3.1):

$$S_{\text{д min}} = 30 + 17 + 8(0,8 + 0,8) = 59,8 \text{ мкм};$$

$$S_{\text{д max}} = 68 + 17 + 8(0,8 + 0,8) = 97,8 \text{ мкм.}$$

6. Для выбранной посадки определяем действующую толщину масляного слоя, мкм, (2.14) и (2.15):

$$h_{\text{д min}} = \frac{S_{\text{д min}}}{2} (1 - \varepsilon');$$

$$h_{\text{д max}} = \frac{S_{\text{д max}}}{2} (1 - \varepsilon''),$$

где  $\varepsilon'$  и  $\varepsilon''$  – значения относительного эксцентриситета; выбираем из табл. 2.5 в зависимости от коэффициента нагруженности подшипника  $C_R$  (2.16) и (2.17):

$$C'_R = 9,4 \frac{p \varphi_{\text{д min}}^2}{\mu n};$$



$$C_R'' = 9,4 \frac{p\varphi_{d\min}^2}{\mu n},$$

где  $\varphi_{d\min} = \frac{S_{d\min}}{d}$  и  $\varphi_{d\max} = \frac{S_{d\max}}{d}$ , мм.

Получаем:

$$\varphi_{d\min} = \frac{0,0598}{70} = 0,00085; \quad \varphi_{d\max} = \frac{0,0978}{70} = 0,0014;$$

$$C_R' = 9,4 \frac{1428571,4(0,00085)^2}{0,011 \cdot 1800} = 0,49;$$

$$C_R'' = 9,4 \frac{1428571,4(0,0014)^2}{0,011 \cdot 1800} = 1,32;$$

принимаем  $\varepsilon' = 0,43$  и  $\varepsilon'' = 0,65$ , тогда

$$h_{d\min} = \frac{59,8}{2}(1 - 0,43) = 17,04 \text{ мкм};$$

$$h_{d\max} = \frac{97,8}{2}(1 - 0,65) = 17,11 \text{ мкм}.$$

7. Для обеспечения запаса надежности жидкостного трения проверим условие неразрывности масляного слоя (2.18):

$$K_{ж.т} = \frac{h_{d\min}}{4(R_{aA} + R_{aB}) + \Delta_d} \geq 2,$$

где  $\Delta_d$  – добавка, учитывающая влияние прогиба вала и другие неучтенные факторы;  $\Delta_d = (2-3)$  мкм:

$$K_{ж.т} = \frac{17,04}{4(0,8 + 0,8) + 2} = 2,03 \geq 2.$$

8. Рассчитываем выбранную посадку методами «max-min» и вероятностным, строим схему расположения полей допусков с обозначением предельных отклонений и зазоров:

$$\varnothing 70 \frac{H6}{f6} \begin{pmatrix} +0,019 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{pmatrix}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\max} = d_H + es = 70 + (-0,030) = 69,97 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d_H + ei = 70 + (-0,049) = 69,951 \text{ мм}.$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{\max} = D_H + ES = 70 + 0,019 = 70,019 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D_H + EI = 70 + 0 = 70 \text{ мм}.$$

Допуск размера вала и отверстия:

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = 69,97 - 69,951 = 0,019 \text{ мм};$$

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = 70,019 - 70 = 0,019 \text{ мм}.$$

Предельные зазоры:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 70,019 - 69,951 = 0,068 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 70 - 69,97 = 0,030 \text{ мм}.$$

Допуск посадки:

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 0,068 - 0,03 = 0,038 \text{ мм}.$$

Вероятностные предельные зазоры:

$$S_{\max}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} + \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} + \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,0624 \text{ мм};$$

$$S_{\min}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} - \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} - \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,035 \text{ мм}.$$

Схема расположения полей допусков дана на рис. 3.1.

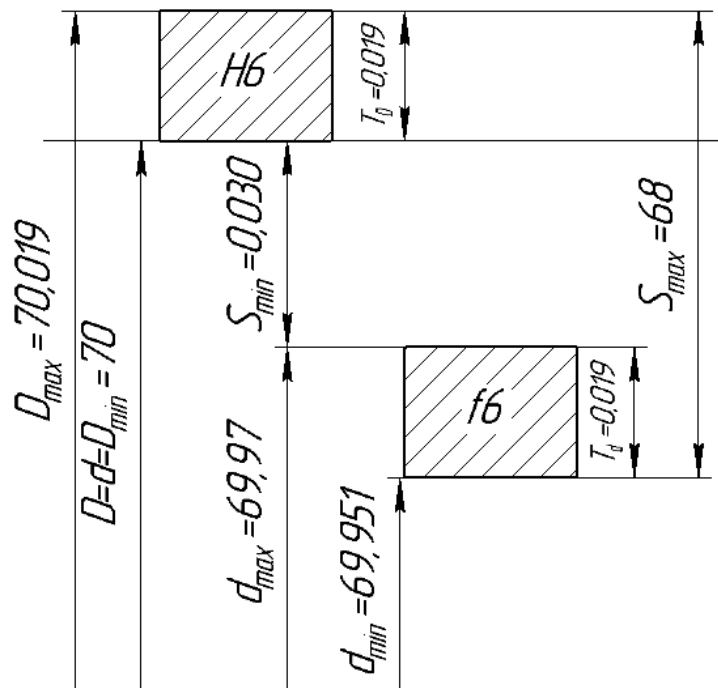


Рис. 3.1. Схема расположения полей допусков

### 3.2. Пример расчета и выбора посадки с зазором для подшипников жидкостного трения (способ 2)

Подберем посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения, при следующих исходных данных, представленных в табл. 3.2.

Таблица 3.2

#### Исходные данные

Диаметр соединения $d$ , мм	Длина соединения $l$ , мм	Марка масла индустриального	Радиальная нагрузка $R$ , Н	Частота вращения вала $n$ , об/мин	Шероховатость поверхности $R_a$ , мкм		Рабочая температура $t$ , °С
					Вала	Ступицы	
70	60	20	6000	1800	0,8	0,8	65

Дополнительная характеристика: подшипник разъемный половинный (угол охвата –  $180^\circ$ ); имеются масляные канавки в плоскости разъема; материал вкладыша подшипника – бронза БрАЖ9-4; материал вала – сталь 40.

Последовательность расчета заключается в следующем:

1. Определяем среднее удельное давление в подшипнике  $p$ , Н/м<sup>2</sup>, (2. 3):

$$p = \frac{R}{dl},$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $R = 6000$  Н (см. исходные данные табл. 3.2);  $d$  – номинальный диаметр соединения;  $d = 0,070$  м (см. исходные данные табл. 3.2);  $l$  – длина посадочного участка вала;  $l = 0,060$  м (см. исходные данные табл. 3.2):

$$p = \frac{6000}{0,07 \cdot 0,06} = 1428571,4 \text{ Па.}$$

**2.** Определяем допускаемую минимальную толщину масляного слоя  $[h_{\min}]$  по формуле (2.27), м:

$$[h_{\min}] \approx k(4R_{aA} + 4R_{aB} + \Delta_d),$$

где  $k$  – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;  $k \geq 2$ ;  $\Delta_d$  – добавка на неразрывность масляного слоя;  $\Delta_d = 2-3$  мкм;  $R_{aA}$  и  $R_{aB}$  – средние арифметические отклонения профиля вкладыша и вала соответственно;  $R_{aA} = R_{aB} = 0,8 \cdot 10^{-6}$  м (см. исходные данные табл. 3.2):

$$[h_{\min}] \approx 2(4 \cdot 0,8 + 4 \cdot 0,8 + 2)10^{-6} = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

**3.** Определяем динамическую вязкость масла  $\mu$ , Па · с, (2.4):

$$\mu = \mu_{50} \left( \frac{50}{t} \right)^m,$$

где  $\mu_{50}$  – динамическая вязкость при рабочей температуре масла  $t = 50$  °С;  $\mu_{50} = 0,018$  Па · с (см. табл. 2.1);  $t$  – фактическая температура масла;  $t = 65$  °С (см. исходные данные табл. 3.2);  $m$  – показатель степени, зависящий от кинематической вязкости масла:  $\nu = 20 \cdot 10^6$  м<sup>2</sup>/с (см. табл. 2.1); принимаем по (табл. 2.3);  $m = 1,9$ :

$$\mu = 0,018 \left( \frac{50}{65} \right)^{1,9} = 0,011 \text{ Па · с.}$$

**4.** Рассчитываем значение  $A_h$  по формуле (2.28):

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d \sqrt{\frac{\mu \omega}{p}}},$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала, рад/с, (2.23):

$$\omega = \frac{\pi n}{30};$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1800}{30} = 188,4 \text{ рад/с};$$

$$A_h = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{0,07 \sqrt{\frac{0,011 \cdot 188,4}{1428571,4}}} = 0,399.$$

5. По рис. 2.3 определяем, используя найденное значение  $A_h \approx 0,4$  и  $l/d = 60/70 = 0,86 \approx 0,9$ , минимальный относительный эксцентриситет  $\varepsilon_{\min}$ , при котором толщина масляного слоя равна  $[h_{\min}]$ ;  $\varepsilon_{\min}$  меньше 0,3, и поэтому условие (2.20) не выполнено.

По рис. 2.3 находим значение  $A_\varepsilon = 0,41$  при  $\varepsilon = 0,3$  и  $l/d = 0,9$  и затем по формуле (2.30) определяем минимальный допускаемый зазор  $[S_{\min}]$  (рис. 3.2):

$$[S_{\min}] = 2,857 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6} \frac{0,41}{0,399} = 49,3 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 49,3 \text{ мкм}.$$

6. По найденному в п. 4 значению  $A_h = 0,399$  находим максимальный относительный эксцентриситет  $\varepsilon_{\max} = 0,65$  (см. рис. 2.3), при котором толщина масляного слоя равна  $[h_{\min}]$ . По найденному значению  $\varepsilon_{\max}$  определяем величину максимального допускаемого зазора  $[S_{\max}]$  (2.31):

$$[S_{\max}] = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,65} = 96 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 96 \text{ мкм}.$$

7. По таблице системы допусков и посадок (табл. П.1.1) подбираем посадку, при которой выполняются условия (2.32) и (2.33):

$$S_{\min} \geq [S_{\min}] - S_t;$$

$$S_{\max} < [S_{\max}] - S_t - 2(R_{zA} + R_{zB}) \approx [S_{\max}] - S_t - 8(R_{aA} + R_{aB}).$$

Так как материалы вала и втулки различны, то расчетные зазоры выбираем с учетом (2.7):

$$S_t = (\alpha_A - \alpha_B)(t_{\text{п}} - 20^\circ)d,$$

где  $\alpha_A$  и  $\alpha_B$  – коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и вала соответственно:  $\alpha_A = 17,8 \cdot 10^{-6}$  и  $\alpha_B = 12,4 \cdot 10^{-6}$  (табл. 2.4);  $t_{\text{п}}$  – температура подшипника; принимаем  $t_{\text{п}} = t = 65$  °С:

$$S_t = (17,8 \cdot 10^{-6} - 12,4 \cdot 10^{-6})(65^\circ - 20^\circ)70 = 0,017 \text{ мм} = 17 \text{ мкм.}$$

Дополнительно используем условие (2.34), при котором средний зазор посадки  $S_{\text{ср}}$  должен быть примерно равен оптимальному  $S_{\text{опт}}$ , рассчитываемому по формуле (2.25), мкм:

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{опт}} - S_t = \frac{2[h_{\text{мин}}]}{1 - \varepsilon_{\text{опт}}} \frac{A_{\text{опт}}}{A_h} - S_t,$$

где  $A_{\text{опт}}$  – максимальное значение  $A$  при данном  $l/d$  (см. рис. 2.3);  $A_{\text{опт}} = 0,436$ ;  $\varepsilon_{\text{опт}}$  – значение  $\varepsilon$ , при котором  $A = A_{\text{опт}}$ ;  $\varepsilon_{\text{опт}} = 0,452$ .

Получаем условия выбора посадки:

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{опт}} - S_t = \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,452} \frac{0,436}{0,399} - 17 \cdot 10^{-6} \approx 50 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 50 \text{ мкм};$$

$$S_{\text{мин}} \geq 49,3 - 17 = 32,3 \text{ мкм};$$

$$S_{\text{макс}} < 96 - 17 - 8(0,8 + 0,8) = 66,2 \text{ мкм.}$$

**8.** Определяем максимальную толщину масляного слоя при оптимальном зазоре  $h'$ , мкм, (2.35):

$$h' = \frac{S_{\text{опт}} + S_t}{2} (1 - \varepsilon_{\text{опт}});$$

$$h' = \frac{50 + 17}{2} (1 - 0,452) = 18,4 \text{ мкм.}$$

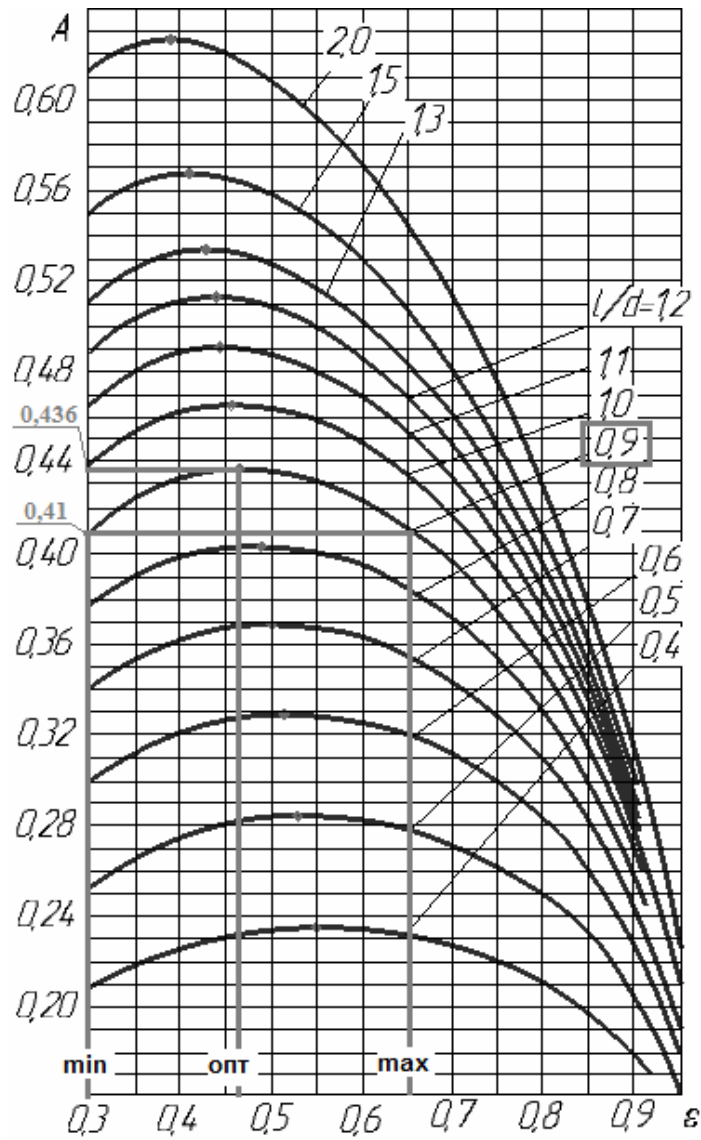


Рис. 3.2. Обоснование выбора значений  $A_i$  и  $\epsilon_i$

Условием подбора посадки наиболее близко соответствует предпочтительная посадка:

$$\varnothing 70 \frac{H6}{f6} \left( \begin{array}{c} +0,019 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{array} \right),$$

для которой  $S_{\max} = 68$  мкм;  $S_{\min} = 30$  мкм;

$$S_{\text{ср}} = \frac{68 + 30}{2} = 49 \approx S_{\text{опт}} = 50 \text{ мкм.}$$

Условия (2.32) и (2.33) можно считать выполненными, так как практически при сборке зазоров, и меньших, чем вероятностный зазор  $S_{\min}^B$ , не будет, и больших, чем вероятностный зазор  $S_{\max}^B$ , не будет.

Вероятностные предельные зазоры:

$$S_{\max}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} + \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} + \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,0624 \text{ мм};$$

$$S_{\min}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} - \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} - \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,035 \text{ мм}.$$

Минимальный запас на износ данной посадки:

$$T_{\text{изн}} = [S_{\max}] - S_{\max}^B = 66,2 - 62,4 \approx 4 \text{ мкм}.$$

Далее производим упрощенный тепловой расчет подшипника скольжения.

9. Определяем коэффициент трения в подшипнике (2.36) при минимальном зазоре  $S_{\min}^B$ . Предварительно по формуле (2.37) определим коэффициент нагруженности  $C_R$ :

$$C_R = \frac{p(S_{\min}^B)^2}{d^2 \mu \omega};$$

$$C_R = \frac{1428571,4(35 \cdot 10^{-6})^2}{(0,07)^2 0,011 \cdot 188,4} \approx 0,17.$$

По табл. 2.5 при известных  $C_R = 0,17$  и  $l/d = 0,9$  определяем, что  $\varepsilon = 0,3$ .

По табл. 2.9 при известных  $\varepsilon = 0,3$  и  $l/d = 0,9$  определяем, что коэффициент сопротивления  $C_M = 3,334$ .

Тогда

$$f = \frac{C_M}{\sqrt{C_R}} \sqrt{\frac{\mu \omega}{p}};$$

$$f = \frac{3,334}{\sqrt{0,17}} \sqrt{\frac{0,011 \cdot 188,4}{1428571,4}} = 0,0097.$$

10. Определяем мощность теплообразования  $Q$ , Вт, (2.39):



$$Q = 1,57 \frac{\omega^2 \mu d^3 l}{S_{\min}^B};$$

$$Q = 1,57 \frac{(188,4)^2 0,011 (0,07)^3 0,06}{35 \cdot 10^{-6}} = 360 \text{ Вт.}$$

**11.** Определяем теплоотвод  $Q_1$ , Вт, через корпус и выходящий из корпуса вал подшипника по формуле (2.40):

$$Q_1 = k_T F (t_{\text{п}} - t_0),$$

где  $k_T$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> · °С), (2.41):

$$k_T = 6,7 + 11,7 \sqrt{v_B},$$

где  $v_B$  – скорость омывания, м/с, корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей; принимаем  $k_T \approx 18,5$  Вт/(м<sup>2</sup> · °С);  $F$  – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м<sup>2</sup>, (2.42):

$$F \approx 25ld;$$

$t_0$  – температура окружающей среды;  $t_0 = 20$  °С.

Получаем:

$$F \approx 25 \cdot 0,06 \cdot 0,07 = 0,105 \text{ м}^2;$$

$$Q_1 = 18,5 \cdot 0,105 (65 - 20) = 87,4 \text{ Вт.}$$

В связи с тем, что тепловыделение существенно превышает теплоотвод через корпус и вал ( $Q > Q_1$ ), избыточная теплота будет удаляться принудительной прокачкой масла через подшипник.

**12.** Объем масла  $W$ , м<sup>3</sup>/с, прокачиваемого через подшипник, определяем по формуле (2.43):

$$W = \frac{Q - Q_1}{c\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})},$$

где  $c$  – теплоемкость масла, Дж/(кг · °С);  $c = 1660\text{--}2100$  Дж/(кг · °С);  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $\rho \approx 870\text{--}890$  кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  – температуры масла соответственно на выходе из подшипника и на входе в подшипник;

$$W = \frac{360 - 87,4_1}{1900 \cdot 890 \cdot (65 - 35)} = 0,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \approx 0,6 \text{ л/мин.}$$

**13.** Определяем предельные размеры, допуски; строим схему расположения полей допусков; определяем характеристики выбранной посадки методами «max-min» и вероятностным:

$$\text{Ø } 70 \frac{H6}{f6} \begin{pmatrix} +0,019 \\ -0,030 \\ -0,049 \end{pmatrix}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{\max} = d_{\text{н}} + es = 70 + (-0,030) = 69,97 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d_{\text{н}} + ei = 70 + (-0,049) = 69,951 \text{ мм.}$$

Предельные размеры отверстия:

$$D_{\max} = D_{\text{н}} + ES = 70 + 0,019 = 70,019 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D_{\text{н}} + EI = 70 + 0 = 70 \text{ мм.}$$

Допуск размера вала и отверстия:

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = 69,97 - 69,951 = 0,019 \text{ мм};$$

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = 70,019 - 70 = 0,019 \text{ мм.}$$

Предельные зазоры:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 70,019 - 69,951 = 0,068 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 70 - 69,97 = 0,030 \text{ мм.}$$

Допуск посадки:

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 0,068 - 0,03 = 0,038 \text{ мм.}$$

Вероятностные предельные зазоры:

$$S_{\max}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} + \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} + \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,0624 \text{ мм};$$

$$S_{\min}^B = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} - \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{2} = \frac{0,068 + 0,03}{2} - \frac{\sqrt{(0,019)^2 + (0,019)^2}}{2} = 0,035 \text{ мм.}$$

Схема расположения полей допусков приведена на рис. 3.3.

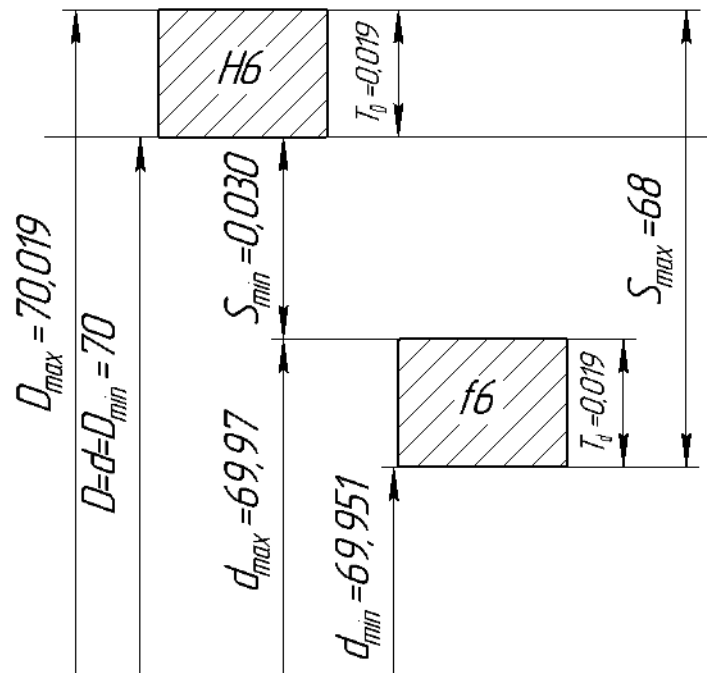


Рис. 3.3. Схема расположения полей допусков

## Литература

1. Куклин, Н. Г. Детали машин : учеб. для машиностроит. специальностей техникумов / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1987. – 383 с.
2. Чернавский, С. А. Подшипники скольжения / С. А. Чернавский. – М. : Машгиз, 1963. – 244 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.
4. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.] ; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск : Выш. шк., 1981. – 432 с.
5. Зябрева, Н. Н. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и техническое измерение» : для машиностроит. и приборостроит. специальностей вузов / Н. Н. Зябрева, Е. И. Перельман, М. Я. Шегал. – М. : Высш. шк., 1977. – 207 с.
6. Анухин, В. И. Допуски и посадки : учеб. пособие для вузов / В. И. Анухин. – 3-е изд. – СПб. : Питер, 2005. – 206 с.
7. Допуски и посадки : справочник : в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.] // Л. : Машиностроение, 1983. – Ч. 2. – 448 с.
8. Мерзликина, Н. В. Взаимозаменяемость и нормирование точности : учеб. пособие / Н. В. Мерзликина, В. С. Секацкий, В. А. Титов. – Красноярск : ИПЦ СФУ, 2011. – 178 с.
9. Марков, Н. Н. Нормирование точности в машиностроении : учебник / Н. Н. Марков, В. В. Осипов, М. Б. Шабалина ; под ред. Ю. М. Соломенцева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Академия, 2001. – 336 с.
10. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Академия, 2008. – 496 с.
11. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / А. Е. Шейнблит. – Калининград : Янтарный сказ, 2006. – 457 с.
12. Гуревич, Ю. Е. Детали машин и основы конструирования. Детали передач, соединения деталей машин : учеб. для вузов / Ю. Е. Гуревич, М. Г. Косов, А. Г. Схиртладзе ; под общ. ред. Ю. Е. Гуревича. – Старый Оскол : ТНТ, 2019. – 259 с.
13. Хруничева, Т. В. Детали машин: типовые расчеты на прочность / Т. В. Хруничева. – М. : Форум ; Инфа-М, 2015. – 222 с.

# ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П.1.1

Посадки в системе отверстия и системе вала, их предельные зазоры при размерах от 1 до 500 мм по ГОСТ 25347–82

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	H5/g4	H5/h4	H6/f6	–	H6/g5	H6/h5	–	H7/d8
	Посадки в системе вала							
	G5/h4	H5/h4	–	F7/h5	G6/h5	H6/h5	D8/h6	D8/h7
Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм								
От 1 до 3	9	7	18	20	12	10	40	44
	2	0	6	6	2	0	20	20
Свыше 3 до 6	13	9	26	27	17	13	56	60
	4	0	10	10	4	0	30	30
Свыше 6 до 10	15	10	31	34	20	15	71	77
	5	0	13	13	5	0	40	40
Свыше 10 до 18	19	13	38	42	25	19	88	95
	6	0	16	16	6	0	50	50
Свыше 18 до 30	22	15	46	50	29	22	111	119
	7	0	20	20	7	0	65	65
Свыше 30 до 50	27	18	57	61	36	27	135	144
	9	0	25	25	9	0	80	80
Свыше 50 до 80	31	21	68	73	42	32	165	176
	10	0	30	30	10	0	100	100
Свыше 80 до 120	37	25	80	86	49	37	196	209
	12	0	36	36	12	0	120	120
Свыше 120 до 180	44	30	93	101	57	43	233	248
	14	0	43	43	14	0	145	145
Свыше 180 до 250	49	34	108	116	64	49	271	288
	15	0	50	50	15	0	170	170
Свыше 250 до 315	56	39	120	131	72	55	303	323
	17	0	56	56	17	0	190	190
Свыше 315 до 400	61	43	134	144	79	61	335	356
	18	0	62	62	18	0	210	210
Свыше 400 до 500	67	47	148	158	87	67	367	390
	20	0	68	68	20	0	230	230

Продолжение табл. П.1.1

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	<i>H7/e7</i>	–	<i>H7/e8</i>	<i>H7/f7</i>	–	–	<i>H7/g6</i>	<i>H7/h6</i>
	Посадки в системе вала							
	–	<i>E8/h6</i>	<i>E8/h7</i>	<i>F7/h7</i>	<i>F7/h6</i>	<i>F8/h6</i>	<i>G7/h6</i>	<i>H7/h6</i>
Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , МКМ								
От 1 до 3	34	34	38	26	22	26	18	16
	14	14	14	6	6	6	2	0
Свыше 3 до 6	44	46	50	34	30	36	24	20
	20	20	20	10	10	10	4	0
Свыше 6 до 10	55	56	62	43	37	44	29	24
	25	25	25	13	13	13	5	0
Свыше 10 до 18	68	70	77	52	45	54	35	29
	32	32	32	16	16	16	6	0
Свыше 18 до 30	82	86	94	62	54	66	41	34
	40	40	40	20	20	20	7	0
Свыше 30 до 50	100	105	114	75	66	80	50	41
	50	50	50	25	5	25	9	0
Свыше 50 до 80	120	125	136	90	79	95	59	49
	60	60	60	30	30	30	10	0
Свыше 80 до 120	142	148	161	106	93	112	69	57
	72	72	72	36	36	36	12	0
Свыше 120 до 180	165	173	188	123	108	131	79	65
	85	85	85	43	43	43	14	0
Свыше 180 до 250	192	201	218	142	125	151	90	75
	100	100	100	50	50	50	15	0
Свыше 250 до 315	214	223	243	160	140	169	101	84
	110	110	110	56	56	56	17	0
Свыше 315 до 400	239	250	271	176	155	187	111	93
	125	125	125	62	62	62	18	0
Свыше 400 до 500	261	272	295	194	171	205	123	103
	135	135	135	68	68	68	20	0

Продолжение табл. П.1.1

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия								
	<i>H8/d8</i>	<i>H8/d9</i>	<i>H8/e8</i>	<i>H8/e9; H9/e8</i>	<i>H8/f7</i>	<i>H8/f8</i>	<i>H8/f9; H9/f8</i>	<i>H8/h7</i>	<i>H8/h8</i>
	Посадки в системе вала								
	<i>D8/h8</i>	<i>D9/h8</i>	<i>E8/h8</i>	<i>E9/h8</i>	<i>F8/h7</i>	<i>F8/h8</i>	<i>F9/h8</i>	<i>H8/h7</i>	<i>H8/h8</i>
	Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм								
От 1 до 3	48	59	42	53	30	34	45	24	28
	20	20	14	14	6	6	6	0	0
Свыше 3 до 6	66	78	56	68	40	46	58	30	36
	30	30	20	20	10	10	10	0	0
Свыше 6 до 10	84	98	69	83	50	57	71	37	44
	40	40	25	25	13	13	13	0	0
Свыше 10 до 18	104	120	86	102	61	70	86	45	54
	50	50	32	32	16	16	16	0	0
Свыше 18 до 30	131	150	106	125	74	86	105	54	66
	65	65	40	40	20	20	20	0	0
Свыше 30 до 50	158	181	128	151	89	103	126	64	78
	80	80	50	50	25	25	25	0	0
Свыше 50 до 80	192	220	152	180	106	122	150	76	92
	100	100	60	60	30	30	30	0	0
Свыше 80 до 120	228	261	180	213	125	144	177	89	108
	120	120	72	72	36	36	36	0	0
Свыше 120 до 180	271	308	211	248	146	169	206	103	126
	145	145	85	85	43	43	43	0	0
Свыше 180 до 250	314	357	244	287	168	194	237	118	144
	170	170	100	100	50	50	50	0	0
Свыше 250 до 315	352	401	272	321	189	218	267	133	162
	190	190	110	110	56	56	56	0	0
Свыше 315 до 400	388	439	303	354	208	240	291	146	178
	210	210	125	125	62	62	62	0	0
Свыше 400 до 500	424	482	329	387	228	262	320	160	194
	230	230	135	135	68	68	68	0	0

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия								
	$H8/h9;$ $H9/h8$	$H9/d9$	–	$H9/e9$	$H9/f9$	$H9/h9$	$H10/d10$	$H10/h9$	$H10/h10$
	Посадки в системе вала								
	$H8/h9;$ $H9/h8$	$D9/h9$	$D10/h9$	$E9/h9$	$F9/h9$	$H9/h9$	$D10/h10$	$H10/h9$	$H10/h10$
Предельные зазоры $S_{max}, S_{min}$ , мкм									
От 1 до 3	39	70	85	64	56	50	100	65	80
	0	20	20	14	6	0	20	0	0
Свыше 3 до 6	48	90	108	80	70	60	126	78	96
	0	30	30	20	10	0	30	0	0
Свыше 6 до 10	58	112	134	97	85	72	156	92	116
	0	40	40	25	13	0	40	0	0
Свыше 10 до 18	70	136	163	118	102	86	190	113	140
	0	50	50	32	16	0	50	0	0
Свыше 18 до 30	85	169	201	144	124	104	233	136	168
	0	65	65	40	20	0	65	0	0
Свыше 30 до 50	101	204	242	174	149	124	280	162	200
	0	80	80	50	25	0	80	0	0
Свыше 50 до 80	120	248	294	208	178	148	340	194	240
	0	100	100	60	30	0	100	0	0
Свыше 80 до 120	141	294	347	246	210	174	400	227	280
	0	120	120	72	36	0	120	0	0
Свыше 120 до 180	163	345	405	285	243	200	465	260	320
	0	145	145	85	43	0	145	0	0
Свыше 180 до 250	187	400	470	330	280	230	540	300	370
	0	170	170	100	50	0	170	0	0
Свыше 250 до 315	211	450	530	370	316	260	610	340	420
	0	190	190	110	56	0	190	0	0
Свыше 315 до 400	229	490	580	405	342	280	670	370	460
	0	210	210	125	62	0	210	0	0
Свыше 400 до 500	252	540	635	445	378	310	730	405	500
	0	230	230	135	68	0	230	0	0



Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	<i>H7/c8</i>	<i>H11/a11</i>	<i>H11/b11</i>	<i>H11/c11</i>	<i>H11/d11</i>	<i>H11/h11</i>	<i>H12/b12</i>	<i>H12/h12</i>
	Посадки в системе вала							
	–	<i>A11/h11</i>	<i>B11/h11</i>	<i>C11/h11</i>	<i>D11/h11</i>	<i>H11/h11</i>	<i>B12/h12</i>	<i>H12/h12</i>
Предельные зазоры $S_{max}$ , $S_{min}$ , мкм								
От 1 до 3	84	390	260	180	140	120	340	200
	60	270	140	60	20	0	140	0
Свыше 3 до 6	100	420	290	220	180	150	380	240
	70	270	140	70	30	0	140	0
Свыше 6 до 10	117	460	330	260	220	180	450	300
	80	280	150	80	40	0	150	0
Свыше 10 до 18	117	460	330	260	220	180	450	360
	80	280	150	80	40	0	150	0
Свыше 18 до 30	140	510	370	315	270	220	510	360
	95	290	150	95	50	0	150	0
Свыше 30 до 40	184	630	490	370	325	260	580	420
	120	310	170	110	65	0	160	0
Свыше 40 до 50	194	640	500	450	400	320	680	500
	130	320	180	130	80	0	180	0
Свыше 50 до 65	216	720	570	520	480	380	790	600
	140	340	190	140	100	0	190	0
Свыше 65 до 80	226	740	580	530	480	380	800	600
	150	360	200	150	100	0	200	0
Свыше 80 до 100	259	820	660	610	560	440	920	700
	170	380	220	170	120	0	220	0
Свыше 100 до 120	269	850	680	620	560	440	940	700
	180	410	240	180	120	0	240	0
Свыше 120 до 140	303	960	760	700	645	500	1060	800
	200	460	260	200	145	0	260	0
Свыше 140 до 160	313	1020	780	710	645	500	1080	800
	210	520	280	210	145	0	280	0
Свыше 160 до 180	333	1080	810	730	645	500	1110	800
	230	580	310	230	145	0	310	0
Свыше 180 до 200	358	1240	920	820	750	580	1260	920
	240	660	340	240	170	0	340	0
Свыше 200 до 225	378	1320	960	840	750	580	1300	920
	260	740	380	260	170	0	380	0
Свыше 225 до 250	398	1400	1000	860	750	580	1340	920
	280	820	420	280	170	0	420	0
Свыше 250 до 280	433	1560	1120	940	830	640	1520	1040
	300	920	480	300	190	0	480	0
Свыше 280 до 315	463	1690	1180	970	830	640	1580	1040
	330	1050	540	330	190	0	540	0

Окончание табл. П.1.1

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия							
	<i>H7/c8</i>	<i>H11/a11</i>	<i>H11/b11</i>	<i>H11/c11</i>	<i>H11/d11</i>	<i>H11/h11</i>	<i>H12/b12</i>	<i>H12/h12</i>
	Посадки в системе вала							
	–	<i>A11/h11</i>	<i>B11/h11</i>	<i>C11/h11</i>	<i>D11/h11</i>	<i>H11/h11</i>	<i>B12/h12</i>	<i>H12/h12</i>
	Предельные зазоры $S_{\max}$ , $S_{\min}$ , мкм							
Свыше 315 до 355	506	1920	1320	1080	930	720	1740	1140
	360	1200	600	360	210	0	600	0
Свыше 355 до 400	546	2070	1400	1120	930	720	1820	1140
	400	1250	680	400	210	0	680	0
Свыше 400 до 450	600	2300	1560	1240	1030	800	2020	1260
	440	1500	760	440	230	0	760	0
Свыше 450 до 500	640	2450	1640	1280	1030	800	2100	1260
	480	480	840	480	230	0	840	0

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Иноземцева Наталья Владимировна  
Прач Светлана Игоревна**

## **ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ И ИХ РАСЧЕТ**

### **УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор *Т. Н. Мисюрова*  
Компьютерная верстка *И. П. Минина*

Подписано в печать 10.04.23.  
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 4,42. Уч.-изд. л. 4,82.  
Изд. № 24.  
<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение  
Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого.  
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя  
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.  
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель