

## Выбор допусков и посадок

### Выбор допусков и посадок для вала

В коробке скоростей вал применяется для передачи крутящего момента. Он установлен в корпусе коробки скоростей, который передает вращение зубчатым колёсам. В качестве опоры для вала используются шейки вала, на которые устанавливаются два подшипника качения. Соединение вала со шкивом и с двумя зубчатыми колёсами осуществляется с помощью шпоночного соединения, Шкив закрепляется на валу с помощью винта и штифта.

$\varnothing 25 \frac{L0}{k6} \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,009 \\ +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначена под внутреннее кольцо подшипника качения нормальной точности с нормальной нагрузкой.

Чаще всего используется подшипники качения класса точности 0, 6. В данной переходной посадке натяг имеет небольшую величину, но достаточен для центрирования деталей и предотвращения колебаний в подвижных узлах при вращении со средними скоростями.

Посадка в системе отверстия, так как внутреннее кольцо устанавливается на вал, и это кольцо является готовым отверстием.

- a. 25 мм - номинальный диаметр внутреннего кольца подшипника и номинальный диаметр сопрягаемого с ним вала;
- b. L0 - поле допуска внутреннего кольца подшипника.
- c. L - основное отклонение внутреннего кольца подшипника,
- d. 0 - класс точности подшипника;
- e. k6 - поле допуска вала;
- f. k - основное отклонение вала;
- g. 6 - класс точности вала.
- 1. ES = 0 мм - верхнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника - основное отклонение;
- EI = -0,009 мм - нижнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника;
- es = +0,015 мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение;
- ei = +0,002 мм - нижнее отклонение вала.

#### 2. Предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES = 25 + 0 = 25 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 25 - 0,009 = 24,991 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 25 + 0,015 = 25,015 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 25 - 0,002 = 25,002 \text{ мм}.$$

$$3. TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009 \text{ мм} - \text{допуск отверстия внутреннего кольца подшипника};$$

$$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0,015 - (-0,002) = 0,017 \text{ мм} - \text{допуск вала}.$$

$$4. N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0,015 - (-0,009) = 0,024 \text{ мм} - \text{наибольший натяг};$$

$$S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0 - (-0,002) = 0,002 \text{ мм} - \text{наибольший зазор}.$$

$$5. T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,009 + 0,017 = 0,026 \text{ мм} - \text{допуск посадки}.$$

Схема расположения полей допусков для посадки 25k6.

$10 \frac{N7}{h6} \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,009 \\ 0 \\ -0,09 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначенная для соединения шпонки со шпоночным пазом.

Шпонки обычно соединяются с пазами валов неподвижно. Натяг необходим для того, чтобы шпонки не перемещались при эксплуатации, а зазор - для компенсации неточности размеров и взаимного расположения пазов. Шпонки вне зависимости от посадок изготавливаются по размеру  $b$  с допуском  $h6$ , что делает возможным их централизованное изготовление. Определяем тип шпоночного соединения по ГОСТ 23360-78 - нормальный.

Предельные отклонения размеров для выбранных полей допусков определяем по таблицам ГОСТ 25347, Также по ГОСТ для диаметра 34 мм применяется иконка шириной  $b = 10$  мм.

Данная переходная посадка используется в системе вала, так как основное поле допуска именно вала  $h6$ , вид определяет поле допуска отверстия с основным отклонением  $N$ .

- a. 10 мм - номинальный размер соединения;
- b. N7 - поле допуска отверстия;
- c. N - основное отклонение отверстия;
- d. 7 - класс точности отверстия;
- e.  $h6$  - поле допуска основного вала;
- f.  $h$  - основное отклонение основного вала;
- g. 6 - класс точности основного вала.

1.  $ES = 0$  мм - верхнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника - основное отклонение;

$EI = -0,009$  мм - нижнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника;

$es = 0$  мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение;

$ei = -0,09$  мм - нижнее отклонение вала.

2. Предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 10 - 0,009 = 9,991 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 10 + 0 = 10 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 10 - 0,09 = 9,91 \text{ мм}.$$

3.  $TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009$  мм - допуск отверстия внутреннего кольца подшипника;

$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0 - (-0,09) = 0,09$  мм - допуск вала.

4.  $N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009$  мм - наибольший натяг;

$S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0 - (-0,02) = 0,09$  мм - наибольший зазор.

5.  $T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,009 + 0,09 = 0,099$  мм - допуск посадки.

Схема расположения полей допусков посадки 10N7

$8 \frac{N7}{h6} \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,009 \\ 0 \\ -0,009 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначенная для соединения шпонки со шпоночным пазом.

Шпонки обычно соединяются с пазами валов неподвижно. Натяг необходим для того, чтобы шпонки не перемещались при эксплуатации, а зазор - для компенсации неточности размеров и взаимного расположения пазов. Шпонки вне зависимости от посадок изготавливаются по размеру  $b$  с допуском  $h9$ , что делает возможным их централизованное изготовление. Определяем тип шпоночного соединения по ГОСТ 23360-78 - нормальный.

Предельные отклонения размеров для выбранных полей допусков определяем по таблицам ГОСТ 25347, Также по ГОСТ для диаметра 24 мм применяется иконка шириной  $b = 8$  мм.

Данная переходная посадка используется в системе вала, так как основное поле допуска именно вала  $h9$ , вид определяет поле допуска отверстия с основным отклонением  $N$ .

a. 10 мм - номинальный размер соединения;

b. N9 - поле допуска отверстия;

c. N - основное отклонение отверстия;

d. 9 - класс точности отверстия;

e.  $h9$  - поле допуска основного вала;

f.  $h$  - основное отклонение основного вала;

g. 9 - класс точности основного вала.

1.  $ES = 0$  мм - верхнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника - основное отклонение;

$EI = -0,009$  мм - нижнее отклонение отверстия внутреннего кольца подшипника;

$es = 0$  мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение;

$ei = -0,09$  мм - нижнее отклонение вала.

2. Предельные размеры:

$D_{\max} = D + ES = 8 + 0 = 8$  мм;

$D_{\min} = D + EI = 8 - 0,009 = 7,991$  мм;

$d_{\max} = d + es = 8 + 0 = 8$  мм;

$d_{\min} = d + ei = 8 - 0,09 = 7,91$  мм.

3.  $TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009$  мм - допуск отверстия внутреннего кольца подшипника;

$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0 - (-0,09) = 0,09$  мм - допуск вала.

4.  $N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009$  мм - наибольший натяг;

$S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0 - (-0,02) = 0,09$  мм - наибольший зазор.

5.  $T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,009 + 0,09 = 0,099$  мм - допуск посадки.

#### Схема расположения полей допусков посадки 8N7

$\varnothing 34 \frac{H7}{js} \left( \begin{smallmatrix} +0,021 \\ 0 \\ +0,0065 \\ -0,0065 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначена для установки деталей на валы, которые передают крутящие моменты через шпонки шкива. Посадка в системе отверстия, так как поле допуска основного отверстия H, посадка переходная, вид определяет поле допуска основного вала с основным отклонением js.

a. 34 мм - номинальный размер соединения;

b. H7 - поле допуска отверстия;

c. H - основное отклонение отверстия;

d. 7 - класс точности отверстия;

e. js6 - поле допуска основного вала;

f. js - основное отклонение основного вала;

g. 6 - класс точности основного вала.

1.  $ES = 0,021$  мм - верхнее отклонение отверстия - основное отклонение;

$EI = 0$  мм - нижнее отклонение отверстия;

$es = 0,0065$  мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение,

$ei = -0,0065$  мм - нижнее отклонение вала.

#### 2. Предельные размеры:

$D_{\max} = D + ES = 34 + 0,021 = 34,021$  мм;

$D_{\min} = D + EI = 34 + 0 = 34$  мм;

$d_{\max} = d + es = 34 + 0,0065 = 34,0065$  мм;

$d_{\min} = d + ei = 34 - 0,0065 = 33,9935$  мм.

3.  $TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0,021 - 0 = 0,021$  мм - допуск отверстия;

$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0,0065 - (-0,0065) = 0,013$  мм - допуск вала.

4.  $N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0.0065 - 0 = 0,0065$  мм - наибольший натяг;  
 $S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0.021 - (-0,0065) = 0,0275$  мм - наибольший зазор.
5.  $T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,021 + 0,013 = 0,034$  мм - допуск посадки.

Схема расположения полей допусков для посадки 34js6

$\varnothing 24 \frac{H7}{js6} \left( \begin{smallmatrix} +0.021 \\ 0 \\ +0.0065 \\ -0.0065 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначена для установки деталей на валы, которые передают крутящие моменты через шпонки шкива. Посадка в системе отверстия, так как поле допуска основного отверстия H, посадка переходная, вид определяет поле допуска основного вала с основным отклонением js.

- a. 24 мм - номинальный размер соединения;
  - b. H7 - поле допуска отверстия;
  - c. H - основное отклонение отверстия;
  - d. 7 - класс точности отверстия;
  - e. js6 - поле допуска основного вала;
  - f. js - основное отклонение основного вала;
  - g. 6 - класс точности основного вала.
1.  $ES = 0.021$  мм - верхнее отклонение отверстия - основное отклонение;  
 $EI = 0$  мм - нижнее отклонение отверстия;  
 $es = 0.0065$  мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение,  
 $ei = -0,0065$  мм - нижнее отклонение вала.

2. Предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES = 24 + 0,021 = 24,021 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 24 + 0 = 24 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 24 + 0,0065 = 24,0065 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 24 - 0,0065 = 23,9935 \text{ мм}.$$

$$3. TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0.021 - 0 = 0,021 \text{ мм - допуск отверстия};$$

$$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0,0065 - (-0,0065) = 0,013 \text{ мм - допуск вала}.$$

4.  $N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0.0065 - 0 = 0,0065$  мм - наибольший натяг;  
 $S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0.021 - (-0,0065) = 0,0275$  мм - наибольший зазор.
5.  $T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,021 + 0,013 = 0,034$  мм - допуск посадки.

### Схема расположения полей допусков для посадки 24js6

#### Выбор допусков и посадок для крышки

$\varnothing 25 \frac{H7}{k6} \left( \begin{smallmatrix} +0,021 \\ +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)$  - посадка предназначена под отверстие крышки вала нормальной точности с нормальной нагрузкой.

Чаще всего используется подшипники качения класса точности 0, 6. В данной переходной посадке натяг имеет небольшую величину, но достаточен для центрирования деталей и предотвращения колебаний в подвижных узлах при вращении со средними скоростями.

Посадка в системе отверстия, так как внутреннее кольцо устанавливается на вал, и это кольцо является готовым отверстием.

- a. 25 мм - номинальный диаметр внутреннего кольца подшипника и номинальный диаметр сопрягаемого с ним вала;
- b. H7 - поле допуска внутреннего кольца подшипника.
- c. H - основное отклонение внутреннего кольца подшипника,
- d. 7 - класс точности подшипника;
- e. k6 - поле допуска вала;
- f. k - основное отклонение вала;
- g. 6 - класс точности вала.
- 1. ES = +0,021 мм - верхнее отклонение отверстия - основное отклонение;
- EI = 0 мм - нижнее отклонение отверстия;
- es = +0,015 мм - верхнее отклонение вала - основное отклонение;
- ei = +0,002 мм - нижнее отклонение вала.

#### 2. Предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES = 25 + 0,021 = 25,021 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 25 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 25 + 0,015 = 25,015 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 25 - 0,002 = 25,002 \text{ мм}.$$

$$3. TD = ES - EI = D_{\max} - D_{\min} = 0,021 - 0 = 0,021 \text{ мм} - \text{допуск отверстия};$$

$$Td = es - ei = d_{\max} - d_{\min} = 0,015 - (-0,002) = 0,017 \text{ мм} - \text{допуск вала}.$$

4.  $N_{\max} = es - EI = d_{\max} - D_{\min} = 0 - (-0,009) = 0,009 \text{ мм}$  - наибольший натяг;

$S_{\max} = ES - ei = D_{\max} - d_{\min} = 0,021 - (-0,002) = 0,023 \text{ мм}$  - наибольший зазор.

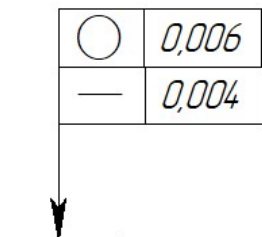
5.  $T(S,N) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max} = 0,021 + 0,017 = 0,038 \text{ мм}$  - допуск посадки.

Схема расположения полей допусков для посадки 25k6.

## Отклонения формы и расположения

### Допуски формы и расположения для вала

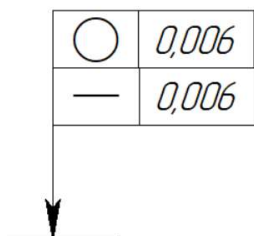
Для нормирования точности формы посадочных поверхностей вала устанавливаю допуски круглости и допуски прямолинейности.



○	0,006
—	0,004

Допуск круглости поверхности вала  $\varnothing 24js6$  составляет 0,006 мм.

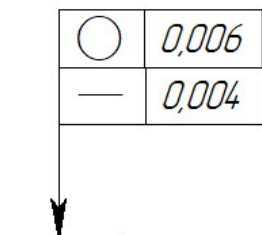
Допуск прямолинейности образующей вала  $\varnothing 24js6$  составляет 0,004 мм.



○	0,006
—	0,006

Допуск круглости поверхности вала  $\varnothing 34js6$  составляет 0,006 мм.

Допуск прямолинейности образующей вала  $\varnothing 34js6$  составляет 0,006 мм.



○	0,006
—	0,004

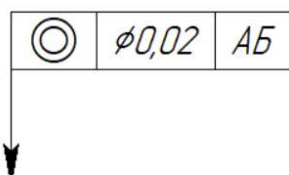
Допуск круглости поверхности вала  $\varnothing 25k6$  составляет 0,006 мм.

Допуск прямолинейности образующей вала  $\varnothing 25k6$  составляет 0,004 мм.

За базу на валу взята ось посадочных поверхностей для подшипников качения (база А-Б).

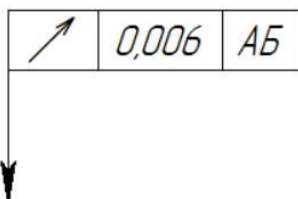
Я задал отклонение от соосности для того, чтобы оси посадочных поверхностей лежали на одной линии, так как смещение осей шеек вала приводит к перекосу вала и нарушению эксплуатационных характеристик всего изделия в целом).



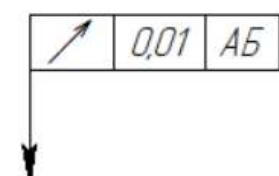


Допуск соосности оси вала  $\varnothing 34js6$  относительно общей оси ступеней вала (база АБ) в диаметральном выражении равен 0,02 мм.

Также задаются допуски торцевого биения, где место соприкосновения вала и боковых поверхностей колец подшипников. Торцевое биение задается для уменьшения износа подшипников.

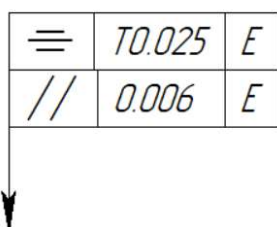


Допуск торцевого биения поверхности правого торца вала  $\varnothing 25k6$  относительно общей оси валов  $\varnothing 25k6$  (база А-Б) составляет 0,01 мм.



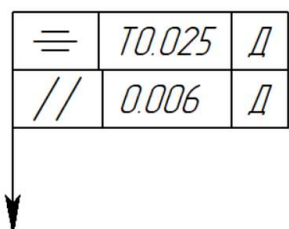
Допуск торцевого биения поверхности левого торца вала  $\varnothing 38$  относительно общей оси валов  $\varnothing 25k6$  (база А-Б) составляет 0,01 мм

На поверхности, где шпоночное соединение, обязательно задается допуск симметричности шпоночного паза для характеристики точности совпадения двух плоскостей симметрии и допуск параллельности плоскости симметрии шпоночного паза.\



Допуск симметричности плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси вала  $\varnothing 34js6$  (база Е) в диаметральном выражении составляет 0,025 мм.

Допуск параллельности плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси вала  $\varnothing 34js6$  (база Е) в диаметральном выражении равен 0,006 мм.



Допуск симметричности плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси вала  $\varnothing 34js6$  (база Д) в диаметральном выражении составляет 0,025 мм.

Допуск параллельности плоскости симметрии шпоночного паза относительно оси вала  $\varnothing 34js6$  (база Д) в диаметральном выражении равен 0,006 мм.

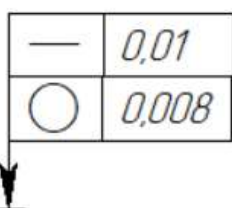
### Допуски формы и расположения для крышки.

Возникает радиальное биение за счет соприкосновения стенок крышки и поверхностей колец подшипников.



	0,006	A
--	-------	---

Допуск торцевого биения поверхности правого торца отверстия  $\varnothing 25H7$  относительно общей оси отверстия  $\varnothing 25H7$  (база A) составляет 0,006 мм.



—	0,01
	0,008

Допуск прямолинейности образующей отверстия  $\varnothing 25H7$  составляет 0,008 мм.

Допуск круглости поверхности отверстия  $\varnothing 25H7$  составляет 0,01 мм.

## Назначение шероховатостей

Шероховатость назначают исходя из функционального назначения детали или сопряжения. Шероховатость поверхности нормирована по ГОСТ 2789-73, согласно которому главной (предпочтительной) характеристикой шероховатости является среднее арифметическое отклонение профиля поверхности  $R_a$ , так как оно отражает отклонение профиля (определяется по всем точкам). Шероховатость оценивается по неровностям профиля, получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью (чаще всего в нормальном сечении).

Назначение шероховатости механически обработанных поверхностей следует увязывать с качеством изготовления соединения, его размерами, с возможным способом обработки конкретной поверхности и технологическими возможностями этого способа.

Значения шероховатостей выбраны в соответствии с рядом предпочтительных чисел. Их можно получить с помощью чистового скоростного фрезерования, чистового шлифования.

$\sqrt{\phantom{x}}$  - обозначение шероховатости поверхности, вид обработки которой конструктором не устанавливается.

### Назначение шероховатостей для вала

$\sqrt{Ra0,63}$  - шероховатость поверхности по параметру  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 0,63 мкм. Значение шероховатости выбрано для посадочной поверхности вала под подшипник качения, исходя из точности изготовления подшипника.

$\sqrt{Ra3,2}$  - шероховатость поверхности по параметру  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 3,2 мкм. Значение шероховатости выбрано в соответствии с качеством точности и номинальным диаметром вала.

$\sqrt{Ra3,2}$  - шероховатость поверхности по параметру  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 3,2 мкм. Значение шероховатости выбрано в соответствии с качеством точности и номинальным размером торца вала.

$\sqrt{Ra3,2}$  - шероховатость поверхности по параметру  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 3,2 мкм. Значение шероховатости выбрано в соответствии с качеством точности и номинальным размером шпоночного паза.

$\sqrt{Ra12,5(\sqrt{\phantom{x}})}$  - шероховатость, предназначенная для всех поверхностей на поле чертежа, где не указана шероховатость по параметру  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) и составляет не более 6,3 мкм.

#### Назначение шероховатостей для крышки.

$\sqrt{Ra1,6}$  - шероховатость поверхности по параметру Ra (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 3,2 мкм. Значение шероховатости выбрано в соответствии с качеством точности и номинальным диаметром отверстия.

$\sqrt{Ra3,2}$  - шероховатость поверхности по параметру Ra (среднее арифметическое отклонение профиля) составляет не более 3,2 мкм. Значение шероховатости выбрано в соответствии с качеством точности и номинальным размером торца крышки.

$\sqrt{Ra12,5(\sqrt{ })}$  - шероховатость, предназначенная для всех поверхностей на поле чертежа, где не указана шероховатость по параметру Ra (среднее арифметическое отклонение профиля) и составляет не более 6,3 мкм.

## Список использованной литературы

1. Допуски и посадки: Справочник, В 2-х ч./ В.Д.Мягков, М.А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Архангельский. - 6-е изд. , перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, Ленингр. Отделение, 1982. - Ч.1, 543с. и 1983, - Ч.2.448 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3-х т. - 8-е изд. , перераб. и доп. Под редакцией И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. Т.1 920 с.: ил., Т.2. 912 с.: ил., Т.3. 864 с.: ил.
3. Л. Я. Перель, А. А. Филатов. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. - 2-е изд. , перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992. - 608 с.
4. Башевская О. С., Емельянов П. Н., Шулепова Н. В./ Под общей ред. проф. , д.т.н. В. И. Телешевского Взаимозаменяемость и нормирование точности в машиностроении: Учебное пособие - М.: МГТУ «СТАНКИН», 2003.-108 с.
5. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник (1983)