



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное образовательное
учреждение высшего образования
«ВОЛЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ВОДНОГО ТРАНСПОРТА» (ФГБОУ ВО «ВГУВТ»)
Каспийский институт морского и речного транспорта
филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ»
Факультет высшего образования

Кафедра: Общетеоретических дисциплин

Специальность: 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок»

Дисциплина: Метрология, Стандартизация, Сертификация

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Выбор норм точности в инженерном проектировании

Вариант №23

(тема курсового проекта)

Руководитель проекта:
к.т.н. доцент Рубан А.Р.

_____ « _____ »
подпись дата

Члены комиссии:

_____ (_____)
подпись Ф.И.О.

_____ (_____)
подпись Ф.И.О.

Курсовой проект
выполнил
студент группы: СМ- 35

Моисеев А.Д.
Ф.И.О.

_____ « 19.03.2020г »
подпись дата

Допущен к защите

« _____ » _____ 20 _____ г.

Заслуженная оценка при защите

« _____ »

Астрахань 2021 год

Содержание

<u>1. Выбор посадок с зазором для гладких соединений.....</u>	<u>3стр.</u>
<u>2. Выбор посадок с натягом для гладких соединений.....</u>	<u>8стр.</u>
<u>3. Расчет вероятности зазоров и натягов в переходных посадках.....</u>	<u>13стр.</u>
<u>4. Реферат на тему : Технические регламенты - содержание и применение.</u>	<u>17стр.</u>
<u>5.Приложения.....</u>	<u>20стр.</u>
<u>6.Литература.....</u>	<u>25стр.</u>

Выбор посадок с зазором для гладких соединений

Исходные данные:

$d = 95$ мм - диаметр цапфы вала;

$l = 70$ мм - длина опорной поверхности;

$n = 1550$ об/мин - частота вращения вала;

$R = 6,0$ кН - радиальная нагрузка;

$t_n = 58$ °С - рабочая температура подшипника;

Материал: вала – закаленная сталь 45;

втулки – бронза Бр.АЖН10-4-4.

1. Для заданных условий работы подшипника определяем величину среднего контактного давления сопрягаемых поверхностей по формуле:

$$p = \frac{R}{l \cdot d} = \frac{6000}{0,07 \cdot 0,095} = 0,9 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

где: R - радиальная нагрузка на цапфу вала Н;

l - опорная длина подшипника, м;

d - диаметр цапфы вала, м.

2. Определяем допускаемую минимальную толщину масляного слоя [h_{min}], при которой обеспечивается жидкостное трение, по формуле:

$$[h_{min}] = k (4 \cdot R_{aD} + 4 \cdot R_{ad} + v_d) = 2,5(4 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,25 + 2,2) = 12 \text{ мкм}$$

где: $k = 2 \dots 3$ - коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя;

R_{aD} , R_{ad} - параметры шероховатости поверхностей втулки и цапфы вала, выбираются по рекомендациям ГОСТ 2789-73, для жидкостного трения рекомендуются:

- втулки - $R_{aD} = 0,2 \dots 0,8$ мкм;

- вала - $R_{ad} = 0,1 \dots 0,4$ мкм.

v_d - добавка на неразрывность масляного слоя, обычно $v_d = 2 \dots 3$ мкм.

3. Определяем значение величины A_h , зависящая от относительного

эксцентриситета и отношения l/d при необходимой толщине масляного слоя:

$$A_h = \frac{2 \cdot [h_{min}]}{d \cdot \sqrt{\frac{\omega \mu}{p}}} = \frac{2 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{0,095 \cdot \sqrt{\frac{162,2 \cdot 6,5 \cdot 10^{-3}}{0,9 \cdot 10^6}}} = 0,25$$

где: μ - динамическая вязкость смазочного масла, Па·с, выбирается по рекомендациям Приложения 2 и корректируется для различных рабочих температур работы подшипника – $t_{п}$ по формуле:

$$\mu = \mu^{табл} \cdot (50 / t_{п})^{2,8} = 10 \cdot 10^{-3} \cdot (50 / 58)^{2,8} = 6,5 \text{ Па·с,}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1550}{30} = 162,2 \text{ рад/с}$$

угловая скорость вращения вала,

определяется по частоте вращения вала n в об/мин.

4. По значению A_h из графика на рис. 4 а и б, при заданном отношении, определяем предельные относительные эксцентриситеты: минимальный - χ_{min} и максимальный - χ_{max} , при которых толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$.

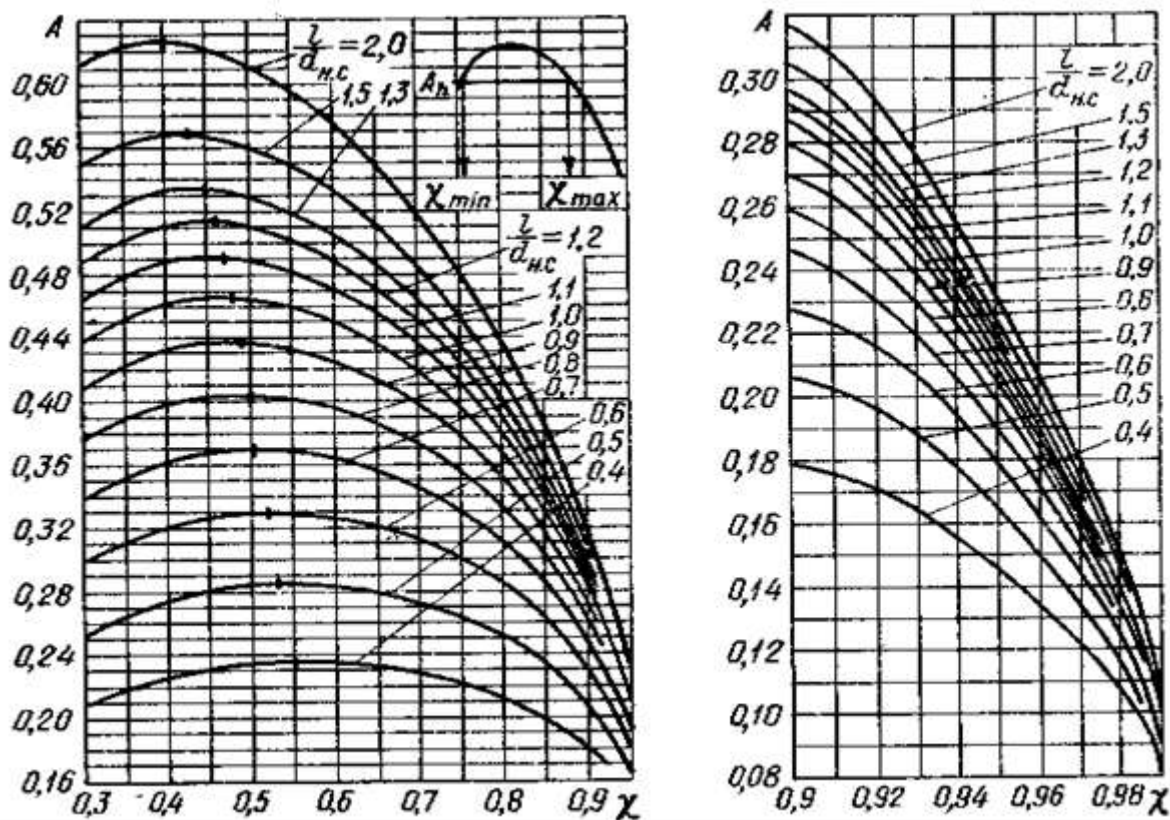


Рис 4 (а, б)

По графику на рис. 4а, используя найденное значение $A_h = 0,25$ и отношение $l/d = 70/95 = 0,7$ определяем, что относительные эксцентриситеты равны: минимальный - $\chi_{min} < 0,3$ и максимальный - $\chi_{max} = 0,88$.

5. Рассчитываем предельные допускаемые зазоры: $[S_{min}]$ и $[S_{max}]$.

$$[S_{min}] = 2,857 * [h_{min}] \frac{A_{\chi}}{A_h} = 2,857 * 12 * (0,33/0,25) = 35 \text{ мкм}$$

где: значение A_{χ} определяется по графику (рис.4а) на пересечении ординаты $\chi = 0,3$ с кривой заданного отношения l/d .

$$[S_{max}] = \frac{2 * [h_{min}]}{1 - \chi_{max}} = \frac{2 * 12}{1 - 0,88} = \frac{24}{0,12} = 220 \text{ мкм}$$

6. По значениям $[S_{min}]$ и $[S_{max}]$ из Прилож.3 подбираем рекомендуемые стандартные посадки, которые удовлетворяют условиям (8).

Для $d = 95$ мм при $[S_{min}] = 200$ мкм и $[S_{max}] = 45$ мкм такими посадками могут быть: $\frac{H9}{f9}$

Учитывая предпочтительность системы отверстия и технологичность, а также приближение среднего зазора выбранной посадки - S_m к оптимальному

значению:
$$S_{opt} = \frac{2 * [h_{min}]}{1 - \chi_{opt}} \cdot \frac{A_{opt}}{A_h} = \frac{2 * 12}{1 - 0,45} * \frac{0,33}{0,25} = 57,5 \text{ мкм},$$

принимаем посадку $\text{Ø}95\text{H}9/\text{f}9$, у которой:

$$S_{min}^{табл} = 36 \geq [S_{min}] = 35 \text{ мкм} \quad \text{и} \quad S_{max}^{табл} = 210 < [S_{max}] = 220 \text{ мкм}.$$

7. Определяем суммарный допуск на износ :

$$T_{изн} = [S_{max}] - S_{max} - 8 (R_{aD} + R_{ad}) = 220 - 200 - 8 (0,6 + 0,3) = 12,8 \text{ мкм}.$$

8. Назначаем допуски цилиндричности поверхностей по ГОСТ 24643-81 (Прилож.5.1 и 5.2):

- для отверстия втулки $\varnothing 95H9$: при нормальной (A) относительной точности и 7-м качестве допуска на размер необходимо применить 6-ю степень точности формы, следовательно, $T_{fD} = \underline{8}$ мкм;
- для цапфы вала $\varnothing 95f9$: при той же относительной точности и 8-м качестве применяем 7-ю степень точности формы, т.е. $T_{fd} = \underline{12}$ мкм.

9. По ГОСТ25347-82 определяем предельные отклонения диаметров:

- цапфы вала $\varnothing 95f9$ (Прилож.6.1): $es = - 0,036$; $ei = - 0,123$
- отверстия втулки $\varnothing 95H9$ (Прилож.6.2): $ES = + 0,087$; $EI = 0$,

10. На чертеже узла и деталей (Лист 1) обозначаем поля допусков, предельные отклонения, допуски формы и шероховатость поверхностей деталей.

КР-МСС

Перв. примен.

Справ. №

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

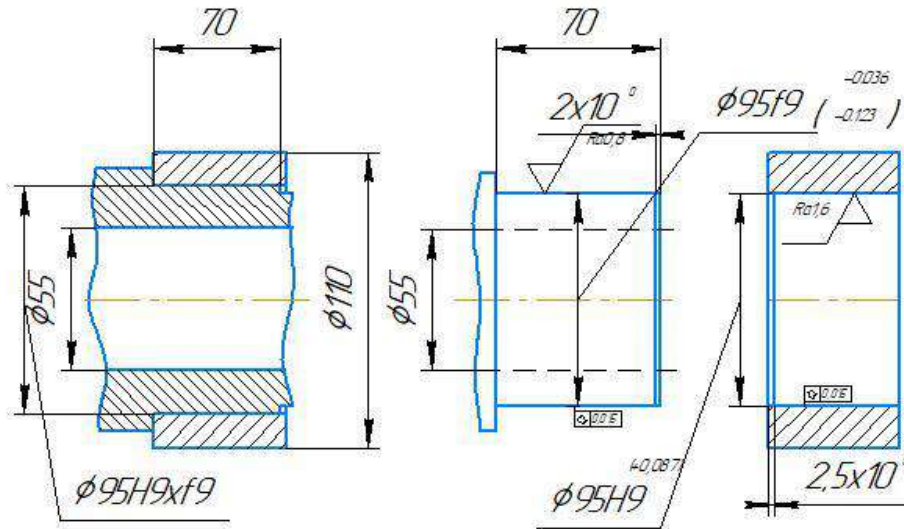
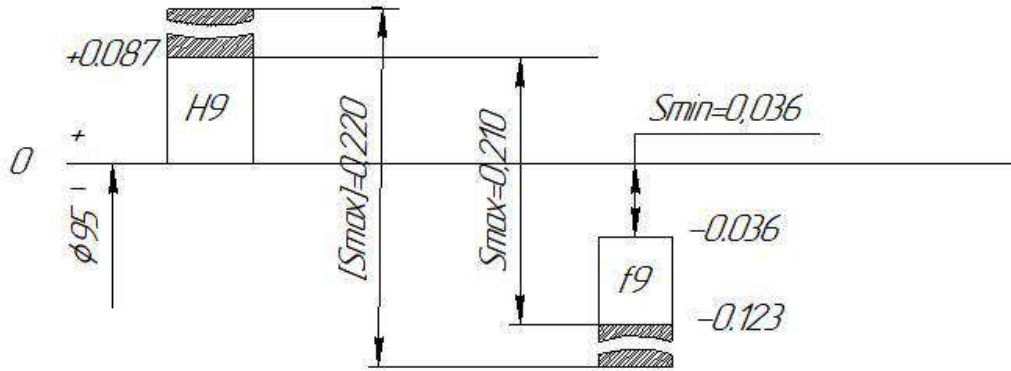
Подл. и дата

Взам. инв. №

Инв. № дубл.

Подл. и дата

Инв. № подл.



КР-МСС

Изм.	Лист	№ докум.	Подл.	Дата
Разработ.		Моисеев А.Д.		
Проб.		Рубан А.Р.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Лист	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	

Лист 1

Не для коммерческого использования

Копиробот

Формат А4

Выбор посадок с натягом для гладких соединений.

Исходные данные

$d = 71$ мм - номинальный диаметр соединения;

$d_1 = 15$ мм - диаметр сквозного отверстия вала;

$d_2 = 160$ мм - наружный диаметр втулки;

$l = 20$ мм - длина контактной поверхности;

$R_{oc} = 0,11$ кН - осевое усилие на втулку;

$M_{кр} = 45$ Н·м - крутящий момент.

Материалы: вала - Сталь 45; втулки - латунь ЛС 60-1.

Температура: рабочая - $t_p = 50^\circ\text{C}$ и сборки - $t_{сб} = 20^\circ\text{C}$.

1. Определяем требуемое минимальное давление на контактных поверхностях соединения под действием внешних нагрузок

$$[p_{min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + \left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{\sqrt{0,11^2 + \left(\frac{2 \cdot 45}{0,071}\right)^2}}{3,14 \cdot 0,071 \cdot 0,020 \cdot 0,07} = 4,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

где R_{oc} , $M_{кр}$, d , l - исходные данные,

$f = 0,07$ - коэффициент трения (по рекомендациям Прилож.7.1).

2. Определяем величину наименьшего расчетного натяга:

$$N_{min}^{расч} = [p_{min}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) = 4,2 \cdot 10^6 \cdot 0,071 \cdot \left(\frac{0,79}{2,0 \cdot 10^{11}} + \frac{1,84}{0,78 \cdot 10^{11}} \right) = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

где C_d и C_D - коэффициенты Ляме соответственно для вала и втулки:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_d = \frac{1 + (15/71)^2}{1 - (15/71)^2} - 0,3 = 0,79$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_D = \frac{1 + (71/160)^2}{1 - (71/160)^2} + 0,38 = 1,84$$

$\mu_d = 0,3$ - для стали и $\mu_D = 0,38$ – для латуни (Прилож.7.2);
 $E_d = (1,96...2,0) \cdot 10^{11}$ Па – для стали, принимаем $E_d = 2,0 \cdot 10^{11}$ Па;
 $E_D = 0,78 \cdot 10^{11}$ Па – для латуни (Прилож.7.2).

2. Определяем минимальный допустимый натяг (формула 14):

$$[N_{\min}] = N_{\min}^{расч} + \gamma_{uu} + \gamma_t + \gamma_{\omega} + \gamma_n = 1,2 + 12 + 10 + 0 + 5 = 28,2 \text{ мкм, где}$$

$$\gamma_{uu} = 5 \cdot (R_{ad} + R_{aD}) = 5 \cdot (0,8...1,6) = 12 \text{ мкм,}$$

$$R_{ad} = 0,8 \text{ мкм и } R_{aD} = 1,6 \text{ мкм по табл.2.68 ,}$$

$$\gamma_t = d \cdot (\alpha_d - \alpha_D) \cdot (t_p - t_{сб}) = 0,071 \cdot (12 - 16,8) \cdot 10^{-6} \cdot (50 - 20) = -10 \text{ мкм;}$$

α_d и α_D - коэффициенты линейного расширения материалов:
 $\alpha_d = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ – для стали 45 (из Прилож.7.3),
 $\alpha_D = 16,8 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ – для латуни ЛС 60-1;
 $t_p = 50^\circ\text{C}$ и $t_{сб} = 20^\circ\text{C}$ из исходных данных;
 $\gamma_{\omega} = 0$, т.к. масса втулки и скорость вращения незначительны;
 $\gamma_n = 5 \text{ мкм}$, с учетом возможных разборок.

4. Определяем максимальное допустимое удельное давление $[p_{max}]$, при котором на сопрягаемых поверхностях деталей отсутствует пластическая деформация.

Рассчитываем p_d и p_D по формулам

$$p_d = 0.58 \cdot \sigma_{Td} \cdot [1 - (\frac{d_1}{d})^2] = 0.58 \cdot 3.63 \cdot 10^8 \cdot [1 - (\frac{0.015}{0.071})^2] = 216 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$p_D = 0.58 \cdot \sigma_{TD} \cdot [1 - (\frac{d}{d_2})^2] = 0.58 \cdot 3.91 \cdot 10^8 \cdot [1 - (\frac{0.071}{0.16})^2] = 182 \cdot 10^6 \text{ Па,}$$

где σ_d и σ_D - пределы текучести (или пределы прочности) материалов сопрягаемых деталей, определяются по Прилож.7.3,

$$\sigma_{Td} = 3,63 \cdot 10^8 \text{ Па - у стали 45 и } \sigma_{TD} = 3,91 \cdot 10^8 \text{ Па – у латуни ЛС 60-1}$$

В расчете принимаем $[p_{max}] = p_d = 216 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

5. Определяем максимальный расчетный натяг по формуле:

$$N_{\max}^{расч} = [p_{\max}] d \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right) = 216 \cdot 10^6 \cdot 0,071 \left(\frac{0,79}{2,0 \cdot 10^{11}} + \frac{1,84}{0,78 \cdot 10^{11}} \right) = 76 \cdot 10^6 \text{ м.}$$

6. Определяем максимальный допустимый натяг по формуле :

$$[N_{\max}] = N_{\max}^{расч} \cdot \gamma_{y\partial} + \gamma_{ш} - \gamma_t = 76 \cdot 0,6 + 12 - 10 = 81,6 \text{ мкм,}$$

где $\gamma_{y\partial} = 0,6$ - коэффициент увеличения давления у торцов втулки, при $l/d = 0,28$ и $d_1/d = 0,2$ по графику на рис. 6.

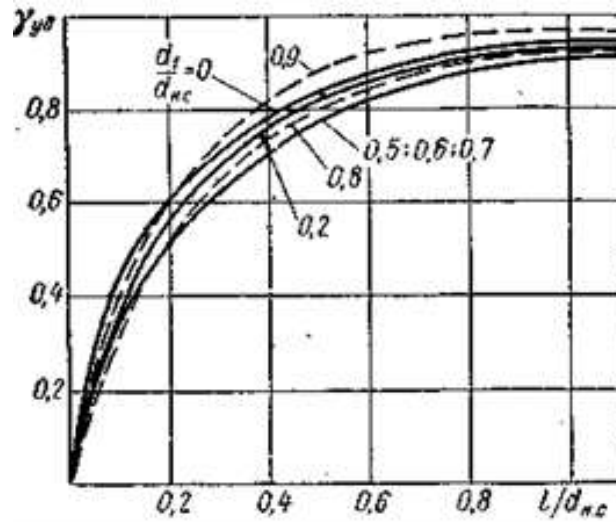


Рис. 6

7. По найденным значениям $[N_{\min}]$ и $[N_{\max}]$ (из Прилож.8) выбираем посадки удовлетворяющие условиям неравенств.

Такой посадкой может быть только одна - $\text{Ø}71 \frac{H7}{s6}$, для которой:

$$N_{\min}^{табл} = 29 > [N_{\min}] = 28,2 \text{ мкм и } N_{\max}^{табл} = 78 \leq [N_{\max}] = 81,6 \text{ мкм.}$$

8. Для выбранной посадки по ЕСДП (Прилож.6) определяем предельные отклонения размеров деталей соединения:

$$\text{Ø}71 \frac{H7}{s6} \Rightarrow ES = +0,030; EI = 0; es = +0,078; ei = +0,059.$$

9. По квалитетам допусков деталей соединения назначаем допуски формы (допуски цилиндричности) сопрягаемых поверхностей втулки и вала (Прилож.5.1 и

5.2) и определяются форма и размеры заходных фасок соединяемых поверхностей (Прилож.9):

$T_{\phi D} = T_{\phi d} = 0.012$ - допуск цилиндричности для 7-ой степени точности при нормальной относительной точности (A) для 8-го качества размера;

$A = 2,5$ и $a = 2,0$ - размеры заходных фасок.

10. В графической части (Лист 2) строим схему полей допусков и вычерчиваются узел и детали с простановкой полей допусков, предельных отклонений, допусков цилиндричности и параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Расчет вероятности зазоров и натягов в переходных посадках.

Исходные данные

Задано соединение с переходной посадкой: **85H8/k7**.

Решение

1. Определяем предельные отклонения размеров деталей соединения (Прилож.6.1 и 6.2):

$$85H8/k7 \rightarrow ES = +0,054; EI = 0; es = +0,038; ei = +0,003.$$

2. Рассчитываем предельные и средний зазоры соединения:

$$S_{max} = ES - ei = 0,054 - 0,003 = +0,051;$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - 0,038 = -0,038;$$

$$S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = 0,5 \cdot (0,051 - 0,038) = 0,006.$$

3. Определяем допуски вала и отверстия и среднее квадратичное отклонение размеров отверстия, вала и посадки:

$$T_D = ES - EI = 0,054 - 0 = 0,054; T_d = es - ei = 0,038 - 0,003 = 0,035 .$$

$$\sigma_D = \frac{T_D}{6} = \frac{0,054}{6} = 0,009 \quad \sigma_d = \frac{T_d}{6} = \frac{0,035}{6} = 0,0058$$

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{0,000081 + 0,00003364} = 0,0107$$

4. Определяем предел интегрирования – Z:

$$Z = \frac{S_m}{\sigma_s} = \frac{0,006}{0,0107} = 0,56$$

5. По значению $Z = 0,56$ определяем функцию $\Phi(z)$ (из Прилож.10):

$$\Phi(z=0,56) = 0,2123.$$

6. Рассчитываем вероятность и процент зазоров в соединении:

- вероятность зазоров: $p(S) = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,2123 = 0,7123$;

- процент зазоров: $P(S) = p(S) \cdot 100\% = 0,7123 \cdot 100 = 71,23 \%$.

7. Рассчитываем вероятность и процент натягов в соединении:

- вероятность натягов: $p(N) = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,2123 = 0,2877$;

- процент натягов: $P(N) = p(N) \cdot 100\% = 0,2877 \cdot 100 = 28,77 \%$.

8. Рассчитываем вероятностные максимальные значения зазора и натяга:

$$S_{max}^p = 3 * \sigma_s + S_m = 3 * 0.0107 + 0.006 = 0.0381$$

$$N_{max}^p = 3 * \sigma_s - S_m = 3 * 0.0107 - 0.006 = 0.0261$$

9. В графической части (Лист 3) изображаем схему расположения полей допусков деталей соединения с указанием числовых значений отклонений размеров, величин зазора и натяга, строим кривую Гаусса.

КОМПАС-3D v18.1 Учебная версия © 2019 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

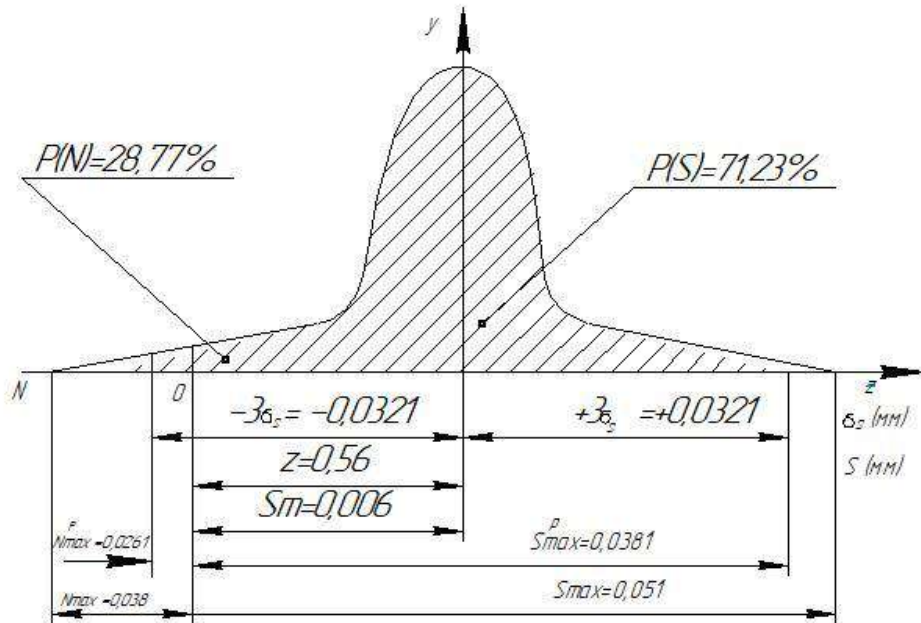
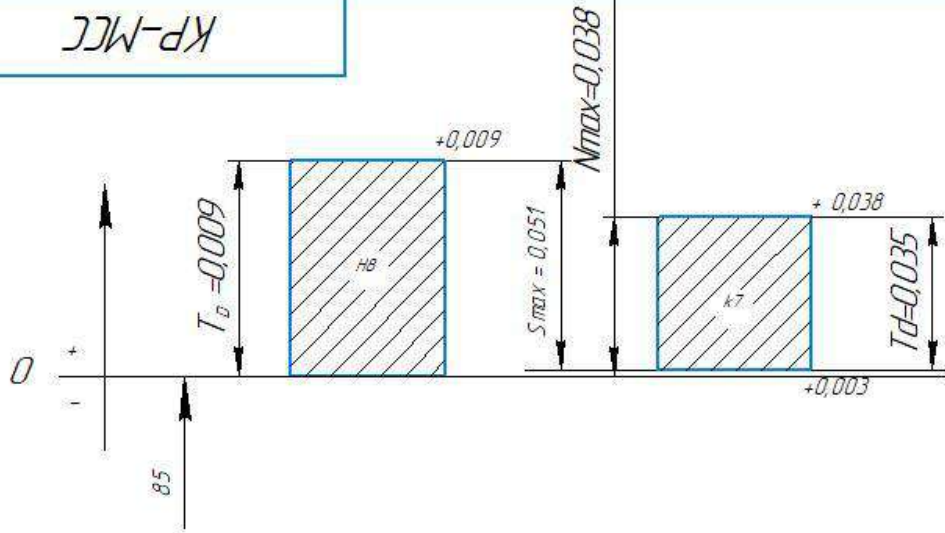
Инд. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

КР-МСС



КР-МСС

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ.		Моисеев А.Д.		
Пров.		Рубан А.Р.		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Лит.	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	

Лист-3

Не для коммерческого использования

Копиробот

Формат А4

Реферат на тему : Технические регламенты - содержание и применение.

Технические регламенты — документы, содержащие обязательные требования к объектам технического регулирования.

В соответствии с Законом о техническом регулировании ТР принимаются:

- — в целях защиты жизни или здоровья граждан, имущества физических или юридических лиц, государственного или муниципального имущества;
- — охраны окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений;
- — обеспечения энергетической эффективности и ресурсосбережения;
- — предупреждения действий, вводящих в заблуждение приобретателей.

Принятие технических регламентов в иных целях не допускается. Для достижения названных целей ТР с учетом степени риска причинения вреда устанавливают минимально необходимые требования, обеспечивающие:

- — безопасность излучений;
- — механическую безопасность;
- — пожарную безопасность;
- — безопасность продукции;
- — термическую безопасность;
- — химическую безопасность;
- — электрическую безопасность;
- — радиационную безопасность населения;
- — электромагнитную совместимость в части обеспечения безопасности работы приборов и оборудования;
- — взрывобезопасность;
- — биологическую безопасность;
- — единство измерений;
- — другие виды безопасности.

Требования ТР не могут служить препятствием осуществлению предпринимательской деятельности в большей степени, чем это минимально необходимо для выполнения целей, перечисленных выше. Технический регламент должен содержать:

- — перечень и (или) описание объектов технического регулирования;
- — требования к этим объектам;
- — правила идентификации объектов в целях применения ТР;
- — правила и формы оценки соответствия, определяемые с учетом степени риска (в том числе, могут содержаться схемы подтверждения соответствия, порядок продления срока действия сертификата соответствия);
- — предельные сроки оценки соответствия в отношении каждого объекта;
- — требования к терминологии, упаковке, маркировке или этикеткам и правилам их нанесения;
- — требования энергетической эффективности и ресурсосбережения.

Содержащиеся в ТР обязательные требования к объектам технического регулирования, правила и формы оценки соответствия, правила идентификации объектов, требования к терминологии, упаковке, маркировке или этикеткам и правила их нанесения имеют прямое действие на всей территории Российской Федерации и могут быть изменены только путем внесения изменений и дополнений в соответствующий ТР

В ТР кроме названных выше требований к объектам регулирования могут содержаться специальные требования:

- — обеспечивающие защиту отдельных категорий граждан (несовершеннолетних, беременных женщин, кормящих матерей, инвалидов);
- — применяемые в отдельных местах происхождения продукции, если отсутствие таких требований в силу климатических и географических особенностей приведет к недостижению указанных выше целей.

Технические регламенты устанавливают также минимально необходимые ветеринарно-санитарные и фитосанитарные меры в отношении продукции, происходящей из отдельных стран и (или) мест, представляющие обязательные для исполнения требования и процедуры, исключая возможность переноса и распространения животными, растениями и другими объектами вредных организмов, заболеваний, переносчиков болезней и т.д.

Технические регламенты применяются одинаковым образом и в равной мере независимо от страны и (или) места происхождения продукции, т.е. их требования обязательны для продукции независимо от того, произведена она в Российской Федерации или в другой стране для использования в нашей. Эти же положения касаются связанных с продукцией процессов проектирования, производства, строительства, монтажа, наладки, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации.

При разработке проектов ТР в качестве основы должны использоваться полностью или частично соответствующие международные стандарты за исключением случаев, если такое использование признано невозможным вследствие:

- — климатических и географических особенностей Российской Федерации, технических и (или) технологических особенностей;
- — того, что Российская Федерация выступала против принятия этих международных стандартов или отдельных их положений.

Национальные стандарты можно использовать в качестве основы для разработки проектов ТР.

Технический регламент может быть принят Федеральным Законом (ФЗ) или постановлением Правительства Российской Федерации, а в особых случаях — Указом Президента Российской Федерации или ратификацией международного договора на федеральном уровне, т.е. Государственной Думой.

Президент Российской Федерации вправе издать ТР без публичного обсуждения при возникновении обстоятельств, приводящих к непосредственной угрозе жизни или здоровью граждан, окружающей среде, жизни или здоровью животных и растений, и в случаях, если для обеспечения безопасности продукции и связанных с ней процессов необходимо незамедлительное принятие соответствующего нормативного правового акта о ТР.

Основная форма принятия ТР — Федеральный закон. Со дня вступления в силу ФЗ о техническом регламенте соответствующий ТР, изданный Указом Президента РФ или постановлением Правительства РФ, утрачивает силу.

Для того, чтобы национальная система технического регулирования соответствовала интересам национальной экономики, уровню развития материально-технической базы и уровню научно-технического развития, а также международным нормам и правилам, Правительство РФ подготавливает и утверждает Программу разработки ТР, которая ежегодно уточняется и публикуется.

В соответствии с Законом о техническом регулировании разработать проект ТР может любое заинтересованное в нем лицо.

Для бизнеса стимулом для разработки ТР может быть возможность изменения или отмены действующих, но устаревших норм, а также правил оценки соответствия; для потребителей — недостаточно высокий уровень защиты прав по действующим нормам; для контролирующих органов — легализация обязательных норм, ранее установленных ведомственными документами; для государственных учреждений и органов государственной власти — программные установки Президента и Правительства РФ, определяющие тактику и стратегию экономического развития страны [1].

Порядок разработки, принятия, изменения и отмены ТР определен Законом о техническом регулировании.

Основные характеристики некоторых марок смазочных масел

Наименование и марка масла	Вязкость масла	
	Кинематическая, ν , м ² /с	Динамическая, μ , Па·с
Легкие промышленные:	при $t = 50^\circ\text{C}$	
И-5А (велосит)	4,0...5,0	$(3,6...4,5) \cdot 10^{-3}$
И-8А (вазелиновое)	6,0...8,0	$(5,4...7,2) \cdot 10^{-3}$
Сепараторное Л	6,0...10	$(5,4...9,0) \cdot 10^{-3}$
Приборное МВП	6,5...8,0	$(5,6...7,2) \cdot 10^{-3}$
Средние промышленные:	при $t = 50^\circ\text{C}$	
И-12К (И-12)	10...14	$(9,0...12,6) \cdot 10^{-3}$
Сепараторное Т	14...17	$(12,6...15,3) \cdot 10^{-3}$
И-20А (И-20)	17...23	$(15,3...20,7) \cdot 10^{-3}$
И-25А (ИС-25)	24...27	$(21,6...24,2) \cdot 10^{-3}$
И-30А (И-30)	28...33	$(25,2...29,7) \cdot 10^{-3}$
И-40А (И-45)	36...45	$(31,5...40,5) \cdot 10^{-3}$
И-50А (И-50)	47...55	$(42,3...49,5) \cdot 10^{-3}$
И-70А (И-65)	65...75	$(58,5...67,5) \cdot 10^{-3}$
Турбинные:	при $t = 50^\circ\text{C}$	
Т ₂₂ (Л)	20...23	$(18,0...20,7) \cdot 10^{-3}$
Т ₃₀ (УТ)	28...32	$(25,2...28,6) \cdot 10^{-3}$
Т ₄₆ (Т)	44...48	$(39,6...43,2) \cdot 10^{-3}$
Т ₅₇ (турборедукторное)	55...59	$(49,5...53,1) \cdot 10^{-3}$
Тяжелые промышленные:	при $t = 100^\circ\text{C}$	
Цилиндровое 38	32...50	$(28,8...45,0) \cdot 10^{-3}$
Цилиндровое 52 (вапор)	50...70	$(45,0...63,0) \cdot 10^{-3}$
Автомобильные:	при $t = 100^\circ\text{C}$	
АС-6	$\geq 6,0$	$\geq 5,4 \cdot 10^{-3}$
АС-8	$8 \pm 0,5$	$(7,2 \pm 0,45) \cdot 10^{-3}$
АС-10	$10 \pm 0,5$	$(9,0 \pm 0,45) \cdot 10^{-3}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 5.1

Степень точности формы цилиндрических поверхностей

(в зависимости от качества допуска размера и относительной геометрической точности)
(выборка из ГОСТ 24643—81)

Относительная геометрическая точность	Квалитет допуска размера по ЕСДП									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Степень точности формы									
Нормальная (А)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Повышенная (В)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Высокая (С)		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особо высокая			1	2	3	4	5	6	7	8

ПРИЛОЖЕНИЕ 5.2

Допуски формы цилиндрических поверхностей

(цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения)
(выборка из ГОСТ 25643-81)

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности формы					
	4	5	6	7	8	9
	Величина допуска, мкм					
До 3	1,2	2	3	5	8	12
св. 3 до 10	1,6	2,5	4	6	10	16
св. 10 до 18	2	3	5	8	12	20
« 18 « 30	2,5	4	6	10	16	25
« 30 « 50	3	5	8	12	20	30
« 50 « 120	4	6	10	16	25	40
« 120 « 250	5	8	12	20	30	50

ПРИЛОЖЕНИЕ 5.3

Допуски расположения поверхностей

(параллельности, перпендикулярности, наклона и торцового биения)
(выборка из ГОСТ 25643-81)

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности формы					
	4	5	6	7	8	9
	Величина допуска, мкм					
До 10	1,6	2,5	4	6	10	16
св. 10 до 16	2	3	5	8	12	20
« 16 « 25	2,5	4	6	10	16	25
« 25 « 40	3	5	8	12	20	30
« 40 « 63	4	6	10	16	25	40
« 63 « 100	5	8	12	20	30	50
« 100 « 160	6	10	16	25	40	60
« 160 « 250	8	12	20	30	50	80

ПРИЛОЖЕНИЕ 7.1

Значения коэффициента трения f

Материал сопрягаемых деталей	Сталь – сталь	Сталь – чугун	Сталь – бронза и латунь	Сталь – пластмассы
Коэффициент трения, f	0,06...0,13	0,07...0,12	0,05...0,10	0,15...0,25

ПРИЛОЖЕНИЕ 7.2

Значения E и μ для некоторых материалов

Материал детали	Модуль Юнга, E , Па	Коэффициент Пуассона, μ
Сталь и стальное литье	$(1,96...2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74...1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза оловянистая	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38

ПРИЛОЖЕНИЕ 7.3

Коэффициенты линейного расширения (α) и пределы текучести материалов (σ_T)

Марка материала	Коэффициент линейного расширения, α , град ⁻¹	Предел текучести (прочности), σ_T (σ_s), Па
Сталь 30	$12,6 \cdot 10^{-6}$	$2,94 \cdot 10^8$
Сталь 45	$12,0 \cdot 10^{-6}$	$3,63 \cdot 10^8$
Сталь 45Х	$10,8 \cdot 10^{-6}$	$8,35 \cdot 10^8$
Чугун СЧ 30	$10,0 \cdot 10^{-6}$	$2,94 \cdot 10^8$
Латунь ЛС 60-1	$16,8 \cdot 10^{-6}$	$3,91 \cdot 10^8$
Бронза Бр.ОЦС 4-4-4	$17,1 \cdot 10^{-6}$	$3,14 \cdot 10^8$
Бронза Бр.АЖН 10-4-4	$17,8 \cdot 10^{-6}$	$4,42 \cdot 10^8$

Интервал размеров, мм	Поля допусков														
	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>	<i>p6</i>	<i>r6</i>	<i>s6</i>	<i>t6</i>	<i>e7</i>	<i>f7</i>	<i>h7</i>	<i>j7</i>	<i>k7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>	
	Предельные отклонения: верхние - <i>es</i> , мкм нижние - <i>ei</i> , мкм														
Св.3 до 6	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	--	-20 -32	-10 -22	0 -12	+8 -4	+6 -6	+13 +1	+16 +4	--
Св.6 до 10	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	--	-25 -40	-13 -28	0 -15	+10 -5	+7 -7	+16 +1	+21 +6	+25 +10
Св.10 до 18	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	--	-32 -50	-16 -34	0 -18	+12 -6	+9 -9	+19 +1	+25 +7	+30 +12
Св.18 до 24	+15	+21	+28	+35	+41	+48	--	-40	-20	0	+13	+10	+23	+29	+36
Св.24 до 30	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54 +41	-61	-41	-21	-8	-10	+2	+8	+15
Св.30 до 40	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64 +48	-50	-25	0	+15	+12	+27	+34	+42
Св.40 до 50	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70 +54	-75	-50	-25	-10	-12	+2	+9	+17
Св.50 до 65	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	-60 -90	-30 -60	0 -30	+18 -12	+15 -15	+32 +2	+41 +11	+50 +20
Св.65 до 80					+62 +43	+78 +59	+94 +75								
Св.80 до 100	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	-72 -107	-36 -71	0 -35	+20 -15	+17 -17	+38 +3	+48 +13	+58 +23
Св.100 до 120					+76 +54	+101 +79	+126 +104								
Св.120 до 140					+88 +63	+117 +92	+147 +122								
Св.140 до 160	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+90 +65	+125 +100	+159 +134	-85 -125	-43 -83	0 -40	+22 -18	+20 -20	+43 +3	+55 +15	+67 +27
Св.160 до 180					+93 +68	+133 +108	+171 +146								

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Предельные зазоры в посадках с зазором
(выборка из ГОСТ 25347-82 из табл. 1.47 [1])

Номи- нальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия (CA)																			
	$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	-	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$	-	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	-	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H9}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H9}{f8}$	$\frac{H9}{d9}$	-	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f9}$
	Посадки в системе вала (CB)																			
	-	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{D8}{h6}$	$\frac{D8}{h7}$	-	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F7}{h7}$	$\frac{F8}{h6}$	$\frac{D8}{h8}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$	$\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h7}$	$\frac{F8}{h8}$	$\frac{F9}{h8}$	$\frac{D9}{h9}$	$\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$
	Предельные зазоры: $\frac{S_{max}}{S_{min}}$, мкм																			
Св. 10	38	25	88	95	68	70	77	52	54	104	120	86	102	61	70	86	136	163	118	102
до 18	16	6	50	50	32	32	32	16	16	50	50	32	32	16	16	16	50	50	32	16
Св. 18	46	29	111	119	82	86	94	62	66	131	150	106	125	74	86	105	169	201	144	124
до 30	20	7	65	65	40	40	40	20	20	65	65	40	40	20	20	20	65	65	40	20
Св. 30	57	36	135	144	100	105	114	75	80	158	181	128	151	89	103	126	204	242	174	149
до 50	25	9	80	80	50	50	50	25	25	80	80	50	50	25	25	25	80	80	50	25
Св. 50	68	42	165	176	120	125	136	90	95	192	220	152	180	106	122	150	248	294	208	178
до 80	30	10	100	100	60	60	60	30	30	100	100	60	60	30	30	30	100	100	60	30
Св. 80	80	49	196	209	142	148	161	106	112	228	261	180	213	125	144	177	294	347	246	210
до 120	36	12	120	120	72	72	72	36	36	120	120	72	72	36	36	36	120	120	72	36
Св. 120	93	57	233	248	165	173	188	123	131	271	308	211	248	146	169	206	345	405	285	243
до 180	43	14	145	145	85	85	85	43	43	145	145	85	85	43	43	43	145	145	85	43

Предельные натяги в посадках с натягом
(выборка из ГОСТ 25347-82 из табл.1.49 [1])

Номи- нальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия (СА)														
	H5/ <i>n</i> 4	H6/ <i>p</i> 5	H6/ <i>r</i> 5	H6/ <i>s</i> 5	H7/ <i>p</i> 6	H7/ <i>r</i> 6	H7/ <i>s</i> 6	H7/ <i>s</i> 7	H7/ <i>t</i> 6	H7/ <i>u</i> 7	H8/ <i>s</i> 7	-	H8/ <i>u</i> 8	H8/ <i>x</i> 8	H8/ <i>z</i> 8
	Посадки в системе вала (СВ)														
	N5/ <i>h</i> 4	P6/ <i>h</i> 5	-	-	P7/ <i>h</i> 6	R7/ <i>h</i> 6	S7/ <i>h</i> 6	-	T7/ <i>h</i> 6	-	-	U8/ <i>h</i> 7	-	-	-
Предельные натяги N_{max}/N_{min} , мкм															
Св. 6	14	21	25	29	24	28	32	38	-	43	38	50	50	56	64
до 10	4	6	10	14	0	4	8	8	-	13	1	13	6	12	20
Св. 10	17	26	31	36	29	34	39	46	-	51	46	60	60	72	87
до 18	4	7	12	17	0	5	10	10	-	15	1	15	6	13	23
Св. 18	21	31	37	44	35	41	48	56	54	69	56	81	81	97	121
до 30	6	9	15	22	1	7	14	14	20	20	2	20	8	21	40
Св. 30	24	37	45	54	42	50	59	68	70	95	68	109	109	136	175
до 50	6	10	18	27	1	9	18	18	23	35	4	35	21	41	73
Св. 50	28	45	54	66	51	60	72	83	85	117	83	133	133	168	218
до 65	7	13	22	34	2	11	23	23	36	57	7	57	41	76	126
Св. 65	28	45	56	72	51	62	78	89	94	132	89	148	148	192	256
до 80	7	13	24	40	2	13	29	29	45	72	13	72	56	100	164
Св. 80	33	52	66	86	59	73	93	106	113	159	106	178	178	232	312
до 100	8	15	29	49	2	16	36	36	56	89	17	89	70	124	204
Св. 100	33	52	69	94	59	76	101	114	126	179	114	198	198	264	364
до 120	8	15	32	57	2	19	44	44	69	109	25	109	90	156	256
Св. 120	39	61	81	110	68	88	117	132	147	210	132	233	233	311	428
до 140	9	18	38	67	3	23	52	52	82	130	29	130	107	185	302
Св. 140	39	61	83	118	68	90	125	140	159	230	140	253	253	343	478
до 160	9	18	40	75	3	25	60	60	94	150	37	150	127	217	352

Литература

- ГОСТ 25347-82. ЕСДП. Рекомендуемые посадки, поля допусков и предельные отклонения линейных размеров до 3150 мм.
- ГОСТ 25142-82. Нормирование параметров шероховатости.
- ГОСТ 24643-81. Допуски формы цилиндрических поверхностей.
- ГОСТ 3478-79. Основные размеры подшипников качения.
- ГОСТ 520-89. Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей подшипников качения.
- ГОСТ 3325-85. Рекомендуемые поля допусков посадочных поверхностей под подшипники качения.
- ГОСТ 23360-78. Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками.
- ГОСТ 24071-80. Размеры, допуски и посадки шпоночных соединений с сегментными шпонками.
- ГОСТ 16093-81. Параметры и поля допусков метрической резьбы с зазором.
- ГОСТ 4608-81. Параметры и поля допусков метрической резьбы с натягом.
- ГОСТ 24834-81. Параметры и поля допусков метрической резьбы с переходными посадками.
- Лифиц И.М. Основы стандартизации, метрологии, сертификации: Учебник, - М.: Юрайт, 2000.