



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА

Институт ВОДНОГО ТРАНСПОРТА
Кафедра технологий судоремонта

В. А. Куликов, Ю. Н. Цветков,
О. В. Мельник

НОРМЫ ТОЧНОСТИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Учебно-методическое пособие

*Рекомендовано Редакционно-издательской комиссией
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова*

Санкт-Петербург
Издательство ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
2019

УДК 621.83.05

ББК 34.445.72

К90

Рецензент

Кузьмин А. А., канд. техн. наук, доц.

Куликов, В. А.

К90 Нормы точности червячного редуктора : учеб.-метод. пособие / В. А. Куликов, Ю. Н. Цветков, О. В. Мельник. — СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2019. — 68 с.

Соответствует Федеральным государственным образовательным стандартам по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» и направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Изложена методика расчета и назначения посадок в основных сопряжениях червячных редукторов разных конструкций и расчета размерных цепей. Указан порядок выполнения курсовой работы. Определен ее объем, содержание и правила оформления.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Рекомендовано Редакционно-издательской комиссией ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова. Протокол № 4 от 11 марта 2019 г.

УДК 621.83.05

ББК 34.445.72

© ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова», 2019

© В. А. Куликов, Ю. Н. Цветков,
О. В. Мельник, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Общие положения.....	4
1.1. Цели выполнения курсовой работы.....	4
1.2. Структура, объем и содержание курсовой работы.....	4
1.3. Требования к оформлению курсовой работы.....	5
1.4. Исходные данные для выполнения курсовой работы.....	6
2. Расчет и выбор посадок подшипников скольжения.....	8
2.1. Порядок расчета зазоров.....	8
2.2. Пример расчета посадки с зазором.....	16
3. Расчет и выбор посадок подшипников качения.....	18
3.1. Порядок расчета.....	18
3.2. Пример расчета посадок в подшипнике качения.....	25
4. Расчет и выбор посадок с натягом.....	26
4.1. Порядок расчета.....	26
4.2. Пример расчета посадки с натягом.....	31
5. Расчет и выбор переходных посадок.....	34
5.1. Порядок расчета.....	34
5.2. Пример расчета переходной посадки.....	38
6. Размерный анализ и расчет допусков в размерных цепях.....	39
6.1. Общие сведения.....	39
6.2. Порядок выполнения размерного анализа.....	41
6.3. Решение обратной задачи.....	42
6.4. Решение прямой задачи.....	44
6.5. Метод пригонки.....	47
7. Допуски отклонений геометрических параметров детали.....	54
Список литературы.....	58
Приложение 1. Пример оформления титульного листа.....	59
Приложение 2. Пример оформления листа задания.....	60
Приложение 3. Пример выполнения чертежа вала червячного колеса.....	61
Приложение 4. Сборочные чертежи редукторов.....	62
Приложение 5. Номинальные размеры роликовых радиально-упорных конических подшипников (ГОСТ 333-79).....	64
Приложение 6. Значение интегральной функции нормированного нормального распределения $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{x^2}{2}} dx$	66

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Цели выполнения курсовой работы

Совершенство конструкции машин и механизмов во многом зависит от обоснованности решений по вопросам характера соединений деталей и точности их изготовления. Характер соединений (посадки) и точность геометрических параметров деталей непосредственно влияют на надежность и долговечность соединений, мощность, производительность и другие важные показатели качества машин и механизмов в целом.

Вместе с тем, требования к точности размеров деталей влияют на производительность и экономичность процессов обработки заготовок при изготовлении этих деталей. Поэтому решения по указанным вопросам должны быть обоснованными и учитывать как технические, так и технологические требования к изделиям.

Целями выполнения курсовой работы являются:

1. Углубление и закрепление теоретических знаний по дисциплине «Нормы точности в машиностроении»;
2. Приобретение навыков применения теоретических знаний к решению конкретных инженерных задач.
3. Приобретение навыков работы со справочниками и стандартами.

1.2. Структура, объем и содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка имеет следующую структуру:

- титульный лист (Приложение 1);
- лист задания (Приложение 2);
- содержание;
- введение;
- основная часть:

- 1) Расчет и выбор посадок подшипников (скольжения или качения в зависимости от варианта) с изображением в масштабе схемы расположения полей допусков вала и отверстия;

- 2) Расчет и выбор посадок с натягом с изображением в масштабе схемы расположения полей допусков вала и отверстия;
 - 3) Расчет и выбор переходных посадок с изображением в масштабе схемы расположения полей допусков вала и отверстия;
 - 4) Размерный анализ и расчет допусков звеньев в размерной цепи;
- выводы;
 - список литературы;
 - приложения.

Графическая часть курсовой работы состоит из 2 листов формата А4:

- 1) Чертежа вала червячного колеса с указанными допусками размеров (условными обозначениями полей допусков), допусками расположения, допусками формы поверхностей и допусками шероховатости;
 - 2) Чертежа одного из сопряжений (на выбор студента), для которого в работе производился расчет посадок. Это может быть чертеж соединения вала червячного колеса с отверстием вкладыша подшипника скольжения, или чертеж соединения подшипника качения по внутреннему кольцу с валом и по наружному кольцу с отверстием в корпусе, или чертеж соединения зубчатого венца червячного колеса со ступицей, или соединения червячного колеса с валом. На чертеже должны быть указаны основные размеры и назначенная посадка.
- Пример чертежа вала представлен в Приложении 3.

При работе над ошибками, выявленными в ходе проверки работы преподавателем, все исправления и дополнения должны выполняться на оборотной стороне предыдущего листа.

1.3. Требования к оформлению курсовой работы

Примеры оформления титульного листа и листа задания показаны в Приложениях 1 и 2 соответственно.

Текст пояснительной записки должен быть выполнен в соответствии с требованиями ЕСКД (ГОСТ 2.105-95 Общие требования к текстовым документам). Текст можно представить в рукописном виде или набрать на компьютере. В последнем случае необходимо придерживаться

ваться единообразия в оформлении. Недопустимо, когда текст пояснительной записки набирается разными шрифтами. При оформлении необходимо использовать шрифт Times New Roman, кегль 12 или 14. Межстрочный интервал — 1,5. Страницы пояснительной записки должны иметь рамки. Размерность величин указана в системе СИ. Рисунки в пояснительной записке должны быть пронумерованы и иметь подрисовочные подписи, расположенные по центру страницы без абзачного отступа. На все рисунки в пояснительной записке должны быть ссылки в тексте.

Чертежи должны быть выполнены согласно требованиям стандартов ЕСКД и должны быть сброшюрованы вместе с пояснительной запиской.

1.4. Исходные данные для выполнения курсовой работы

Исходные данные для выполнения курсовой работы выдаются преподавателем в соответствии с индивидуальным вариантом.

Для редукторов с подшипниками качения в качестве опор вала червячного колеса исходные данные следующие:

- условное обозначение подшипника качения;
- режим работы подшипника качения;
- материал ступицы червячного колеса;
- параметр R_z шероховатости поверхности отверстия бронзового зубчатого венца, сопрягаемой со ступицей (мкм);
- параметр R_z шероховатости поверхности ступицы червячного колеса, сопрягаемой с зубчатым венцом (мкм);
- крутящий момент на червячном колесе (Н·м);
- степень точности червячной передачи по ГОСТ 3675-81.

Для редукторов с подшипниками скольжения в качестве опор вала червячного колеса исходные данные следующие:

- диаметр шейки вала в подшипнике скольжения (мм);
- частота вращения вала (об/мин)
- нагрузка на подшипник (Н);
- марка смазочного масла;
- крутящий момент на червячном колесе (Н·м);
- материал ступицы червячного колеса;

- параметр R_z шероховатости поверхности отверстия бронзового зубчатого венца, сопрягаемой со ступицей (мкм);
- параметр R_z шероховатости поверхности ступицы червячного колеса, сопрягаемой с зубчатым венцом (мкм);
- степень точности червячной передачи по ГОСТ 3675-81.

Каждый студент получает копию сборочного чертежа редуктора (см. Приложение 4).

Все размеры сопрягаемых деталей, необходимые для расчета элементов посадки, определяются пересчетом с использованием сборочного чертежа. Для этого необходимо перед началом выполнения курсовой работы определить масштабный коэффициент X .

В случае использования в качестве опор вала червячного колеса подшипников качения фактический масштаб сборочного чертежа определяется следующим образом:

$$X = \frac{d_4}{d}, \quad (1.1)$$

где d — посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника

d_4 — диаметр вала, на который устанавливается подшипник качения, измеряемый линейкой на чертеже.

Допустим, в качестве опор используется подшипник 7217. По таблице Приложения 5 для этого подшипника находим, что $d = 85$ мм¹. Измерением же на чертеже определяем, что $d_4 = 14$ мм. Тогда по формуле (1.1):

$$X = \frac{14}{85} = 0,165.$$

С использованием найденного масштабного коэффициента определение, например, действительного размера диаметра ступицы червячного колеса, производится следующим образом:

$$d_{ст} = \frac{(d_{ст})_4}{X} = \frac{31}{0,165} = 188 \text{ мм},$$

¹ Диаметр посадочного отверстия подшипника подшипников качения, для которых этот диаметр больше 10 мм, можно определить непосредственно по маркировке подшипника: первые две цифры справа означают число, равное частному от деления действительного диаметра на пять, т. е. в нашем случае $d = 17 \times 5 = 85$ мм.

где $d_{ст}$ — действительный диаметр ступицы;

$(d_{ст})_4$ — значение диаметра ступицы, по результатам измерения на чертеже, равное 31 мм.

В случае использования в качестве опор вала червячного колеса подшипников скольжения масштабный коэффициент рассчитывается аналогично по формуле (1.1), но в качестве d подставляют диаметр вала, указанный в исходных данных. Пример определения масштабного коэффициента в этом случае показан в п. 2.2.

Все рассчитываемые номинальные размеры должны быть округлены до целых миллиметров.

2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

2.1. Порядок расчета зазоров

Посадка с зазором — посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении. Посадка с зазором обеспечивается, когда наименьший предельный размер охватываемой детали (отверстия) больше наибольшего предельного размера охватываемой детали (вала). Посадки с зазором предназначены для подвижных соединений, например, для подшипников скольжения. Подшипник скольжения (рис. 2.1) представляет собой корпус, имеющий цилиндрическое отверстие, в которое вставляется вкладыш или втулка из антифрикционного материала (бронзы, латуни и др.). Между валом и отверстием втулки подшипника имеется зазор, который позволяет валу свободно вращаться.

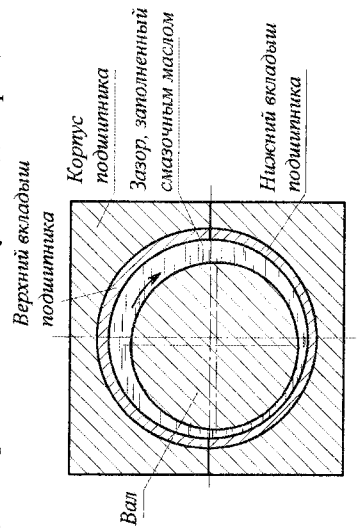


Рис. 2. 1. Принципиальная схема опоры с подшипником скольжения

Подшипники скольжения (рис. 2.2) получили широкое распространение в машиностроении. Грамотный и технически обоснованный выбор посадок подшипников скольжения является одним из важных факторов, определяющих безотказность и долговечность машин и механизмов, ресурс которых обеспечивается за счет формирования масляного слоя, исключающего «сухое трение» сопрягаемых поверхностей деталей.

Минимальный износ и потери на трение обеспечиваются при работе подшипника в условиях гидродинамической смазки, когда трущиеся поверхности в подшипнике скольжения разделяются жидким слоем смазочной жидкости. Толщина слоя должна быть достаточной, чтобы исключить возможность соприкосновения трущихся поверхностей и обеспечить режим жидкостного трения, при котором контакт между поверхностями отсутствует. Способность подшипников скольжения выдерживать большие нагрузки при условии сохранения жидкого слоя масла между поверхностями обусловлена наличием клинового зазора между поверхностями трения. Подшипники скольжения, в которых используется эффект «масляного клина», называются гидродинамическими.

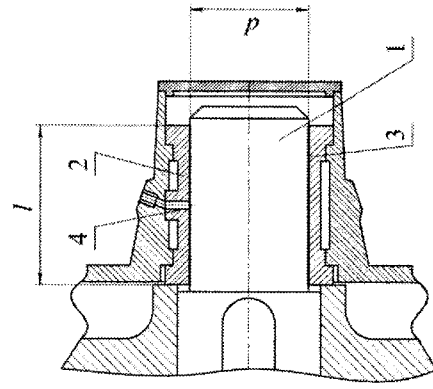


Рис. 2.2. Конструкция узла трения скольжения: 1 — шейка вала; 2 — вкладыш подшипника скольжения; 3 — антифрикционный слой; 4 — маслоподводящее отверстие

При графическом изображении допусков посадки с зазором допуск отверстия всегда расположен выше допуска вала (см. рис. 2.8).

В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении (рис. 2.3).

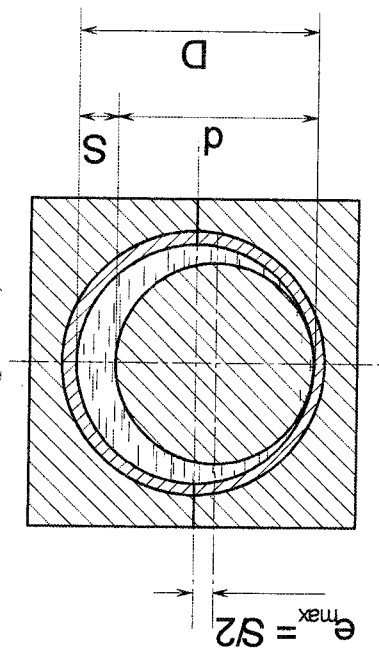


Рис. 2.3. Положение вала относительно вкладыша в состоянии покоя

Действительный зазор S в конкретном подшипнике скольжения является разностью между действительными размерами отверстия вкладыша D и вала d и определяет величину максимального (в состоянии покоя) эксцентриситета $e_{\max}$. При вращении вала под воздействием сил внутреннего трения смазочное масло поступает в постепенно сужающийся масляный клиновой зазор между валом и вкладышем подшипника, в результате чего возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на вал. Масляный клин создается за счет эксцентрического положения вала относительно отверстия вкладыша. Образовавшийся масляный клин благодаря повышенному давлению в нем обладает несущей способностью, при этом давление отселяет нагруженный вращающийся вал вверх и немного в сторону, т. е. влево, если вращение вала осуществляется по часовой стрелке (рис. 2.4).

Движение центра вала продолжается до тех пор, пока равновеситвующая сил давления и сил внутреннего трения не уравновесит внешнюю нагрузку. В месте наибольшего сближения вала и вкладыша образуется масляный слой толщиной $h_{\min}$. Если зазор S будет слишком мал, то в этом случае величина $h_{\min}$ будет также мала и по ряду причин работа подшипника в таких условиях будет неустойчивой. Если зазор

S будет слишком велик, то и в этом случае значение $h_{\min}$ будет очень малым из-за недостаточной подъемной силы гидродинамического клина. Отсюда следует вывод, что для нормального функционирования подшипника скольжения имеется некоторый интервал значений зазора S , внутри которого будет осуществляться надежное всплытие вала (рис. 2.5). Сущность расчета посадки заключается в том, чтобы определить интервал значений зазоров между наименьшим функциональным зазором $S_{\text{нмф}}$ и наибольшим функциональным зазором $S_{\text{нбф}}$, при которых будет обеспечена минимально допустимая толщина масляного слоя $[h_{\min}]$.

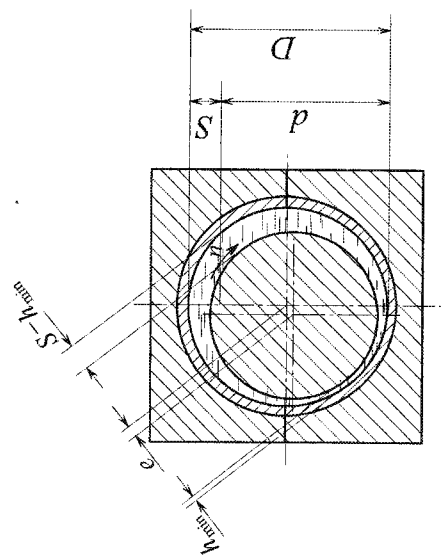


Рис. 2.4. Схема работы подшипника скольжения

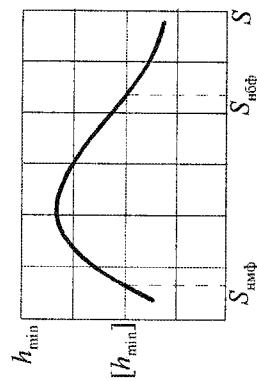


Рис. 2.5. График зависимости толщины масляного слоя от фактического зазора

Цель данного раздела — показать студентам механизм образования масляного слоя, обеспечивающего ритмичную и длительную работу сопряжений, влияние на нее различного вида смазочных материалов, шероховатости сопрягаемых поверхностей деталей машин. Исходя из поставленных задач, студент должен освоить методы расчета посадок с зазором деталей машин, работающих в различных условиях, а также закрепить навыки использования ГОСТ 25346-2015 при выборе стандартных значений допусков и предельных отклонений, полученные в результате изучения других разделов дисциплины.

Расчетный зазор определяется по формуле:

$$S = 2h_{\min} \frac{1}{(1-\chi)}, \text{ мм} \quad (2.1)$$

где $h_{\min}$ — минимальная толщина масляного слоя, мм;

χ — относительный эксцентриситет, характеризующий смещение вала относительно центра отверстия вкладыша.

Минимально допустимое значение минимальной толщины $h_{\min}$ масляного слоя рассчитывается согласно схеме на рис. 2.6 следующим образом:

$$[h_{\min}] = k(R_{zD} + R_{zd} + \Delta),$$

где k — коэффициент запаса по толщине масляного слоя (при расчетах принимаем $k = 2$);

R_{zD} , R_{zd} — значения высотного параметра R_z — высоты неровностей по десяти точкам — для поверхности отверстия и вала соответственно (рекомендуемые значения приведены в табл. 2.1);

Δ — поправка, учитывающая возможные отклонения реальных условий работы от идеальных (например, неравномерность скорости вращения, удары, вибрации, изменение вязкости масла от изменения температуры и т. д.; при расчетах принимаем $\Delta = 2-3$ мкм).

Относительный эксцентриситет χ определяют по графикам рис. 2.7 в зависимости от безразмерного коэффициента A , вычисляемого по выражению

$$A = 2h_{\min} \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}}, \quad (2.2)$$

где p — среднее давление в подшипнике, Па,

- η — динамическая вязкость масла, Па·с (принимается в соответствии с заданием по табл. 2.2),
 ω — угловая скорость вращения вала, рад/с.

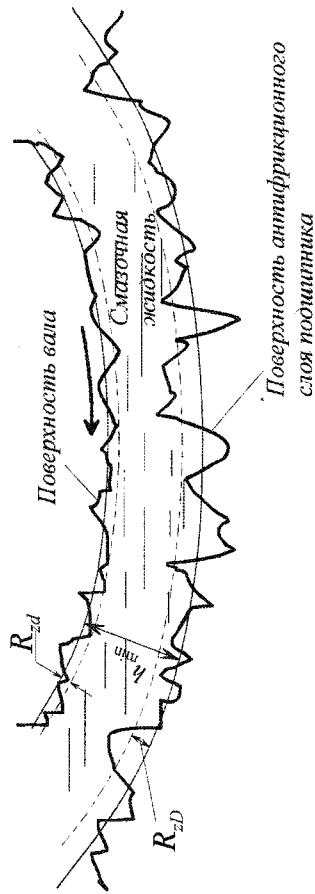


Рис. 2.6. Схема для расчета минимально допустимой толщины смазочного слоя для обеспечения режима жидкостной смазки

Соответственно при $h_{\min} = [h_{\min}]$ формула (2.2) примет вид:

$$[A] = 2[h_{\min}] \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}}. \quad (2.3)$$

Таблица 2.1
Рекомендуемые значения шероховатости для вала и вкладыша подшипника

Посадочные поверхности подшипников скольжения	Значение параметра R_z , мкм					
	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5
Поверхность вкладыша подшипника						3,2
Шейка вала	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25
						1,6

Таблица 2.2
Динамическая вязкость масел при температуре 60 °С

Масло	И-12А	И-20А	И-30А	И-40А	И-50А	МС-20
Вязкость, Па·с	0,008	0,010	0,012	0,016	0,023	0,027

Среднее давление в подшипнике

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

где F — радиальная нагрузка на подшипник, Н,
 d , l — размеры подшипника по диаметру и длине опорной поверхности вкладыша, м.

Угловая скорость вращения вала

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

где n — частота вращения вала, об/мин.

При расчете диапазона функциональных зазоров сначала по формуле (2.3) рассчитывают значение $[A]$. Полученному значению $[A]$, как видно из графика $A = f(\chi)$ на рис. 2.7, соответствуют два значения $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$.

Подставляя в формулу (2.1) значение $[h_{\min}]$, а затем по очереди $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$, находят соответственно наименьшее ($S_{\min}$) и наибольшее ($S_{\max}$) значения функционального зазора. Для того, чтобы соблюдался режим гидродинамической смазки, необходимо, чтобы выполнялось неравенство: $S_{\min} \leq S \leq S_{\max}$.

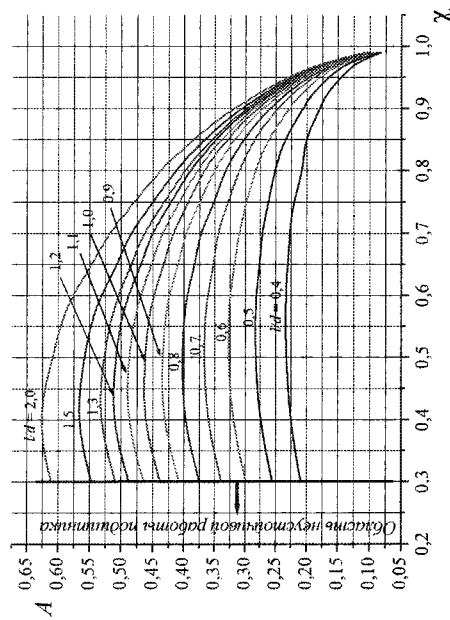


Рис. 2.7. Графики функции $A = f(\chi)$ при разных соотношениях l/d

При $\chi < 0,3$ работа гидродинамического подшипника становится неустойчивой, поэтому, если получится, что значение $\chi_{\min}$, определенное по зависимости $A = f(\chi)$, меньше 0,3, то в этих случаях принимают $\chi_{\min} = 0,3$. Тогда соответствующий значению $\chi_{\min} = 0,3$ наименьший функциональный зазор $S_{\min}$ определяют по формуле (2.1), но в эту формулу вместо $[h_{\min}]$ подставляется значение $h_{\min}$.

$$S_{\min} = 2h_{\min} \frac{1}{(1 - \chi_{\min})} = 2h_{\min} \frac{1}{(1 - 0,3)} = 2,857h_{\min}.$$

Подставим теперь в последнюю формулу величину $h_{\min}$, выраженную по формуле (2.2) через величину A , причем в качестве A подставим его значение, найденное по графикам рис. 2.7 при $\chi = 0,3$ (обозначим это значение как $A_{\chi=0,3}$). А затем вместо комплекса $d\sqrt{\mu\omega/p}$ подставим согласно (2.3) отношение $[h_{\min}]/[A]$, и получим выражение, удобное для пересчета:

$$S_{\min} = 2,857A_{\chi=0,3}d\sqrt{\frac{\mu\omega}{2p}} = 2,857[h_{\min}] \frac{A_{\chi=0,3}}{[A]}. \quad (2.4)$$

Перед выбором посадки необходимо изучить типы посадок и их условные обозначения. По условному обозначению посадки надо уметь находить по таблицам справочника предельные отклонения вала и отверстия и определять соответствующие им предельные зазоры $S_{\min}$ и $S_{\max}$. Посадки ЕСДН определены ГОСТом 25347-82, который приводится в справочной литературе [1].

Необходимые условия выбора стандартной посадки:

$$S_{\min} \leq S_{\min} \text{ и } S_{\max} \leq S_{\max} \quad (2.5)$$

где $S_{\min}$ и $S_{\max}$ — предельные зазоры выбираемой посадки.

Посадка выбирается из числа предпочтительных посадок системы отверстия; при необходимости — из числа рекомендуемых или подходящим сочетанием стандартных полей допусков; такой порядок выбора соответствует принципу предпочтительности.

Если условиям (2.5) удовлетворяют несколько посадок, то выбирается та посадка, которая обеспечивает наибольший запас на износ $U_{\text{изн}}$:

$$U_{\text{из}} = (S_{\text{нф}} - S_{\text{max}}).$$

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображается с указанием их обозначений и предельных отклонений.

2.2. Пример расчета посадки с зазором

Исходными данными являются:

- диаметр вала в подшипнике $d = 80$ мм;
- частота вращения вала $n = 750$ об/мин;
- радиальная нагрузка на подшипник $F = 5880$ Н;
- динамическая вязкость смазочного масла при 70°C $\eta = 0,015$ Па·с.

Определяем фактический масштаб сборочного чертежа

$$X = \frac{d_q}{d},$$

где d_q — диаметр вала на чертеже.

Измерением на чертеже находим $d_q = 12$ мм.

$$X = \frac{12}{80} = 0,15.$$

Длина опорной поверхности вкладыша

$$l = l_q \frac{1}{X},$$

где l_q — длина опорной поверхности вкладыша, определяемая измерением на чертеже, $l_q = 15$ мм.

Тогда

$$l = 15 \frac{1}{0,15} = 100 \text{ мм}$$

Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78 \text{ рад/с.}$$

Среднее давление в подшипнике

$$p = \frac{F}{ld} = \frac{5880}{0,10 \cdot 0,08} = 7,4 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Предельно допускаемое значение наименьшей толщины масляного слоя

$$[h_{\text{min}}] = k(R_{zD} + R_{zd} + \Delta).$$

Принимаем: $k = 2$; $R_{zD} = 3,2$ мкм; $R_{zd} = 1,6$ мкм; $\Delta = 2$ мкм, тогда $[h_{\text{min}}] = 2 \cdot (3,2 + 1,6 + 2) = 13,6 \cdot 10^{-6}$ м.

Рассчитываем значение функции A :

$$[A] = 2[h_{\text{min}}] \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}} = 2 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{7,4 \cdot 10^5}{0,015 \cdot 78 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}} = 0,272.$$

По графикам рис. 2.7 находим, что при $l/d = 1,25$ $\chi_{\text{max}} = 0,91$. Что касается значения χ_{min} , то для вычисленного значения $[A] = 0,272$ оно выходит за диапазон, обеспечивающий устойчивую работу подшипника, поэтому принимаем $\chi_{\text{min}} = 0,3$. По графикам рис. 2.7 находим соответствующее значение $A_{\chi=0,3} = 0,5$.

Затем рассчитываем наибольший функциональный зазор:

$$S_{\text{нф}} = 2[h_{\text{min}}] \frac{1}{(1 - \chi_{\text{max}})} = 2 \cdot 13,6 \cdot \frac{1}{1 - 0,91} = 300 \text{ мкм,}$$

и с использованием формулы (2.4) — наименьший функциональный зазор:

$$S_{\text{нф}} = 2,857[h_{\text{min}}] \frac{A_{\chi=0,3}}{[A]} = 2,857 \cdot 13,6 \cdot \frac{0,5}{0,272} = 72 \text{ мкм.}$$

По таблицам справочника [1] выбираем, что наиболее близко соответствует этим условиям предпочтительная посадка $\varnothing 80 \frac{H8}{d9}$ с зазорами $S_{\text{min}} = 100$ мкм и $S_{\text{max}} = 220$ мкм.

То есть соблюдаются условия: $S_{\text{min}} \geq S_{\text{нф}}$ и $S_{\text{max}} \leq S_{\text{нф}}$.

По таблицам справочника [1] находим исходные элементы посадки:

— предельные отклонения отверстия — $\varnothing 80 H8 \left(\begin{smallmatrix} +0,046 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$,

— предельные отклонения вала — $\varnothing d9 \left(\begin{smallmatrix} -0,100 \\ -0,174 \end{smallmatrix} \right)$.

Проверим по предельным отклонениям найденные по справочнику значения предельных зазоров:

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-100) = 100 \text{ мкм},$$

$$S_{\max} = ES - ei = 46 - (-174) = 220 \text{ мкм}.$$

Запас на износ:

$$U_{\text{изн}} = S_{\text{эфф}} - S_{\text{max}} = 300 - 220 = 80 \text{ мкм}.$$

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображена на рис. 2.8.

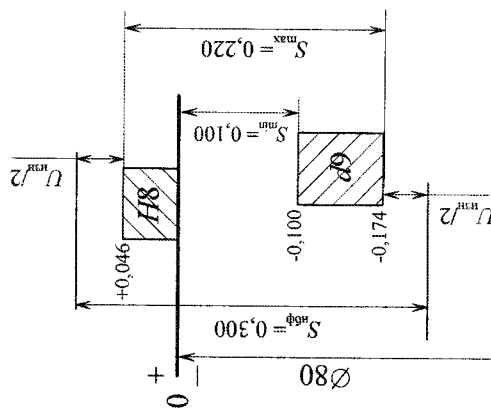


Рис 2.8. Схема полей допусков посадки Ø80 $\frac{H8(+0,046)}{d9(0/-0,100)}$

3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

3.1. Порядок расчета

Точность подшипника качения определяется точностью его изготовления и сборки. Подшипники качения обладают полной взаимозаменяемостью по наружному и внутреннему диаметрам D и d (рис. 3.1) и неполной взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. При конструировании узлов с подшипниками качения в качестве осевых принимаются посадочные поверхности подшипников колец, которые поступают в готовом виде и не подвергаются обработке. Это говорит о том, что для сопряжения наружного кольца 1 с посадочной поверхностью корпуса 2 необходимо использовать систему вала, где

основным валом будет наружная поверхность наружного кольца подшипника (рис. 3.1). Для внутреннего кольца 3 подшипника в качестве основной используется поверхность кольцевого отверстия, более рациональным будет применение системы отверстия.

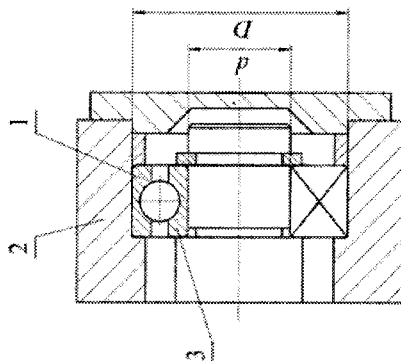


Рис. 3.1. Радиальный шариковый подшипник качения: 1 — наружное кольцо подшипника; 2 — корпус механизма; 3 — внутреннее кольцо подшипника

Подшипники качения различаются по форме тел качения (шарики, ролики), направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные и т. д.), конструктивному исполнению и др. Каждому типу размеру подшипника соответствует условное обозначение (номер).

Соединение подшипника качения с валом и корпусом осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325-85. Поля допусков присоединяемых деталей выбираются в зависимости от характера нагружения и конструктивных особенностей. Различают три вида нагружения:

- циркуляционное,
- местное,
- колебательное.

Если радиальная нагрузка постоянна по направлению и величине, то вращающееся кольцо будет циркуляционно-нагруженным (нагрузка в точке контакта кольца с телом качения меняется от максимальной при совпадении с направлением силы, до нуля в противоположном

положении), а неподвижное кольцо — местно-нагруженным (нагрузка в точке контакта кольца с телом качения постоянна: максимальная в точке совпадения с направлением силы, и равна нулю в противоположном положении). Колебательное нагружение возникает, если нагрузка, действующая на подшипник, непостоянна по направлению и величине.

В зависимости от точности изготовления подшипников качения установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности):

- для шариковых и роликовых радиальных, и шариковых радиально-упорных: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 3, 2, 1;
- для роликовых радиально-упорных конических: 8, 7, 0, нормальный, 6X, 6, 5, 4, 3, 2.

Самым распространенными в машиностроении являются подшипники классов 0, нормальный и 6.

Поля допусков подшипников качения установлены в стандарте ГОСТ 520-2011 с предельными отклонениями по диаметрам в зависимости от класса точности подшипника качения. Основное отклонение в обозначении поля допуска диаметра колец подшипников маркируется для внутренних колец буквой *L*, а для наружных колец буквой *I*. После указанных букв следует обозначение класса точности. Например, поле допуска посадочного диаметра внутреннего кольца подшипника 6-го класса точности обозначается *L6*. Для шариковых и роликовых радиальных, и шариковых радиально-упорных подшипников нормальный класс точности в поле допуска обозначается цифрой 0, например, поле допуска наружного кольца шарикового радиального подшипника нормального класса точности обозначается *I0*.

Поля допусков внутреннего кольца подшипника качения отличаются от полей допусков основного отверстия: поле допуска внутреннего кольца подшипника направлено в минус (рис. 3.2); для получения натягов применяют поля допусков с основным отклонением *k*, *m*, *n*, а для получения зазоров *g* или *j*.

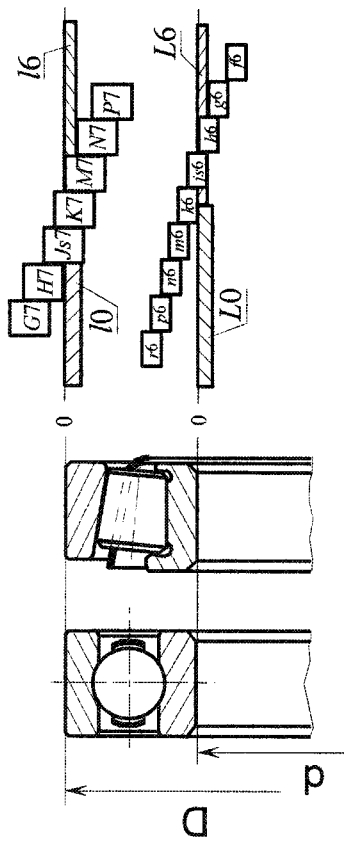


Рис. 3.2. Схема расположения рекомендуемых полей допусков посадочных размеров для подшипников классов точности 0 и 6

Посадки подшипников качения выбирают так, чтобы вращающееся кольцо подшипника соединялось с контрдеталью по посадке с натягом, а неподвижное кольцо по посадке с зазором. Посадки с натягом обеспечивают хороший контакт сопрягаемых поверхностей, что приводит к уменьшению удельного давления на сопрягаемых поверхностях, предотвращает развальцовку вала и проскальзывание соединяемых деталей. Посадки с зазором позволяют кольцу подшипника по необходимости проворачиваться, предотвращая тем самым местный износ неподвижного кольца.

Рекомендуемые посадки подшипников качения регламентируются ГОСТ 3325-85 (табл. 3.1 и 3.2).

Задача данного раздела заключается в назначении двух посадок:

- в соединении подшипника с валом по диаметру *d*,
- в соединении подшипника с корпусом по диаметру *D*.

Сначала по исходным данным рассчитывают отношение динамической эквивалентной нагрузки *P* и динамической грузоподъемности *C* подшипника. Затем по найденному отношению определяют режим работы подшипника (табл. 3.1).

Принимая для подшипника класс точности 0 или 6, по табл. 3.2 и 3.3 выбирают рекомендуемые посадки.

Таблица 3.1

Определение режима работы подшипника качения

Значение динамической эквивалентной нагрузки P	Режим работы подшипника
$P \leq 0,07C$	Легкий
$0,07C < P \leq 0,15C$	Нормальный
$P > 0,15C$	Тяжелый

Таблица 3.2

Рекомендуемые посадки (выборочно) для шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников при посадке на вал

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	Диаметры вала, мм	Рекомендуемые посадки
Циркуляционное	Легкий и нормальный	До 100	$L0, L6, L0, L6$ $js6, js6, k6, k6$
		До 250	$L0, L6$ tb, tb
	Нормальный или тяжелый	До 100	$L0, L6, L0, L6$ $js6, js6, k6, k6$
		До 180	$L0, L6$ tb, tb
Местное	Тяжелый или с ударной нагрузкой	До 250	$L0, L6, L0, L6$ $nb, nb, p6, p6$
		От 50 до 140	$L0, L6, L0, L6$ tb, tb, nb, nb
	Легкий или нормальный	Для всех диаметров	$L0, L6$ $g6, g6$
			$L0, L6, L0, L6$ $h6, h6, f7, f7$

По табл. 3.4 и 3.5 находят:

— верхнее и нижнее отклонения — $(ES)_n$ и $(EI)_n$ — подшипника по размеру d ,

— верхнее и нижнее отклонения — $(es)_n$ и $(ei)_n$ — подшипника по размеру D .

Затем по справочным данным [1, 3], руководствуясь полями допусков диаметров вала и отверстия в корпусе, указанными в посадке, выбранной из табл. 3.2 и 3.3, находят предельные отклонения указанных диаметров.

Таблица 3.3

Рекомендуемые посадки (выборочно) для шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников при посадке в корпус

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы	Рекомендуемые посадки
Циркуляционное	Легкий	$Js7, Js7$ $10, 16$
	Нормальный	$Js7, Js7, K7, K7$ $10, 16, 10, 16$
	Нормальный или тяжелый	$M7, M7, N7, N7$ $10, 16, 10, 16$
Местное	Тяжелый	
	Легкий	$H7, H7, Js7, Js7$ $10, 16, 10, 16$
	Нормальный или тяжелый	
	Тяжелый	

Таблица 3.4

Предельные отклонения диаметра отверстия внутреннего кольца роликового конического подшипника качения

d , мм	Предельные отклонения (мкм) для класса точности			
	0			
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Свыше 30 до 50 вкл.	0	-12	0	-10
Свыше 50 до 80 вкл.	0	-15	0	-12
Свыше 80 до 120 вкл.	0	-20	0	-15
Свыше 120 до 180 вкл.	0	-25	0	-18
Свыше 180 до 250 вкл.	0	-30	0	-22

Для выбранных посадок сначала определяют предельные натяги в соединении подшипника с валом:

$$N_{\max} = es - (EI)_n, \quad (3.2)$$

$$N_{\min} = ei - (ES)_n, \quad (3.3)$$

где es и ei — верхнее и нижнее предельные отклонения вала, затем определяют предельные зазоры в соединении подшипника с корпусом:

$$S_{\max} = ES - (ei)_n, \quad (3.4)$$

$$S_{\min} = EI - (es)_n, \quad (3.5)$$

где ES и EI — верхнее и нижнее предельные отклонения отверстия в корпусе, и наконец, изображаются схемы расположения полей допусков посадок с указанием отклонений и натягов (или зазоров) в обоих соединениях.

Таблица 3.5
Предельные отклонения наружного диаметра наружного кольца роликового конического подшипника качения

D, мм	Предельные отклонения (мкм) для класса точности			
	0		6	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Свыше 30 до 50 вкл.	0	-14	0	-9
Свыше 50 до 80 вкл.	0	-16	0	-11
Свыше 80 до 120 вкл.	0	-18	0	-13
Свыше 120 до 150 вкл.	0	-20	0	-15
Свыше 150 до 180 вкл.	0	-25	0	-18
Свыше 180 до 250 вкл.	0	-30	0	-20
Свыше 250 до 315 вкл.	0	-35	0	-25

3.2. Пример расчета посадок в подшипнике качения

Исходными данными являются:

- роликовый конический подшипник — 7317 (см. Приложение 5);
- динамическая эквивалентная нагрузка $P = 20\,000\text{ Н}$;

Из Приложения 5 определяем номинальные размеры роликового подшипника и значение динамической грузоподъемности подшипника:
 $d = 85\text{ мм}$; $D = 180\text{ мм}$; $C = 230\,000\text{ Н}$.

Отношение $P/C = 2000/230\,000 = 0,086$, т. е. $0,07C < P \leq 0,15C$, что соответствует согласно табл. 3.1 нормальному режиму работы.

Воспользовавшись табл. 3.2 и 3.3, можно определить, что для нормальных условий работы для внутренних колец при циркуляционном нагружении рекомендуется посадка $L0/k6$, а для наружных колец при местном нагружении — посадка $H7/j0$.

Для роликового конического подшипника класса точности 0 по табл. 3.4 и 3.5 найдем:

— для номинального диаметра отверстия внутреннего кольца $d = 85\text{ мм}$:

$$ES = 0\text{ мкм}; EI = -20\text{ мкм},$$

— для наружного диаметра наружного кольца $D = 180\text{ мм}$:

$$es = 0; ei = -25\text{ мкм}.$$

Для поля допуска $k6$ диаметра 85 мм вала: $es = +25\text{ мкм}$; $ei = +3\text{ мкм}$.

Для поля допуска $H7$ диаметра 180 мм отверстия в корпусе редуктора: $ES = +40\text{ мкм}$; $EI = 0\text{ мкм}$.

Предельные натяги в соединении подшипника с валом (рис. 3.3):

$$N_{\max} = es - EI = 25 - (-20) = 45\text{ мкм};$$

$$N_{\min} = ei - ES = 3 - 0 = 3\text{ мкм}.$$

Предельные зазоры в соединении подшипника с корпусом (рис. 3.4):

$$S_{\max} = ES - ei = 40 - (-25) = 65\text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - 0 = 0\text{ мкм}.$$

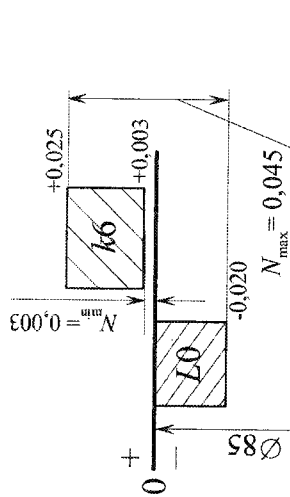


Рис. 3.3. Схема полей допусков посадки $\varnothing 85$

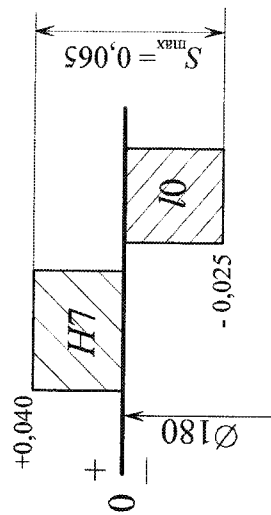


Рис. 3.4. Схема полей допусков посадки $\varnothing 180$

4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

4.1. Порядок расчета

У посадок с натягом неподвижность сопрягаемых деталей под действием нагрузок обеспечивается силами трения, возникающими при упругой деформации деталей, создаваемой натягом. Минимальный допускаемый натяг определяется исходя из того, что сопрягаемые детали должны сохранять неподвижность по отношению друг к другу при силовом воздействии на сопряжение в эксплуатации, а максимальный натяг рассчитывается из условий прочности деталей.

На чертеже редуктора соединением, для которого назначается посадка с натягом с целью обеспечения неподвижности под нагрузкой, является соединение зубчатого венца 1 со ступицей червячного колеса 2. Для предотвращения проворачивания венца на ступице при ослаблении посадки используются штифты 3.

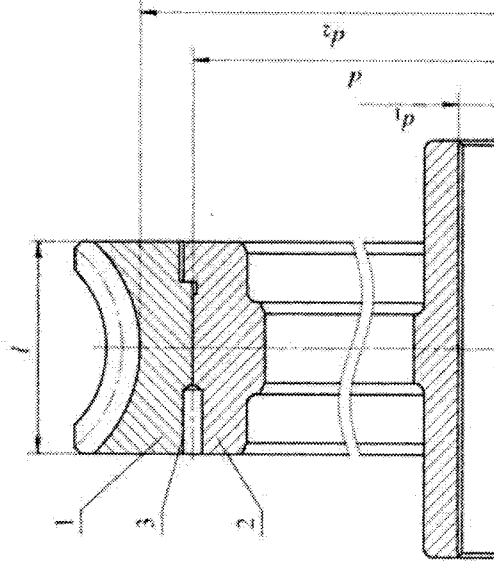


Рис. 4.1. Соединение зубчатого венца со ступицей червячного колеса:
1 — зубчатый венец; 2 — ступица червячного колеса; 3 — штифт

Расчетный параметр посадки — натяг N в соединении.

Цель расчета — определение интервала функциональных натягов в соединении зубчатого венца со ступицей червячного колеса редуктора.

Наименьший функциональный натяг $N_{\text{нмф}}$ определяется из условия передачи заданного крутящего момента $M_{\text{кр}}$ без проворачивания зубчатого венца на ступице. Расчет ведется следующим образом:

$$N_{\text{нмф}} = N_{\text{нм.расч.}} + u + u_i \quad (4.1)$$

где $N_{\text{нм.расч.}}$ — наименьший расчетный натяг,

u — поправка на смятие неровностей сопрягаемых поверхностей,

u_i — поправка на возможное ослабление натяга, обусловленное неравномерным расширением материалов соединяемых деталей при нагреве в процессе работы механизма.

Выражение для расчета $N_{\text{нм, расч}}$ имеет вид:

$$N_{\text{нм, расч}} = \frac{2M_{\text{кр}} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}{f \pi d l \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)},$$

где f — коэффициент трения в сопряжении;

d, l — диаметр и длина сопряжения соответственно;

c_1, c_2 — коэффициенты Лямэ для ступицы и зубчатого венца червячного колеса соответственно;

E_1, E_2 — модули упругости 1-го рода материалов ступицы и зубчатого венца соответственно.

При выполнении курсовой работы принять, что материал зубчатого венца — бронза.

Механические свойства материалов представлены в таблице 4.1.

Для ступицы из чугуна и зубчатого венца из бронзы $f = 0,08-0,14$.

Коэффициенты Лямэ определяются по выражениям:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1,$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2,$$

где d_1, d_2 — диаметры отверстия в ступице для посадки на вал и диаметр зубчатого венца по впадинам зубьев соответственно;

μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона для материалов ступицы и зубчатого венца соответственно.

Таблица 4.1

Механические свойства материалов

Материал	$E, \text{Н/м}^2$	μ	$\sigma_{\text{в}}, \text{Н/м}^2$	$\alpha \times 10^{-6}, \text{м/м}^\circ\text{C}$
Бронза	$0,85 \times 10^{11}$	0,35	20×10^7	17-19
Сталь 45	$2,0 \times 10^{11}$	0,30	35×10^7	12-13
Чугун	$1,05 \times 10^{11}$	0,25	—	10-12

Значения коэффициентов Лямэ может быть найдено по таблицам справочника [1].

Поправка на смятие неровностей сопрягаемых поверхностей

$$u = 2(k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2}),$$

где k_1, k_2 — коэффициенты, принимаемые по справочным данным; в среднем можно принять $k_1 = k_2 = 0,6$,

R_{z1}, R_{z2} — высота неровностей на поверхности ступицы и отверстия зубчатого венца соответственно ($R_{z1} = R_{z2} = 3,2 \dots 6,3$ мкм — для поверхностей деталей, соединяемых с натягом).

Поправка на возможное ослабление натяга

$$u_t = \left[\alpha_2 (t_{p2} - t) - \alpha_1 (t_{p1} - t) \right] d,$$

где α_1, α_2 — коэффициенты теплового линейного расширения материалов ступицы и зубчатого венца соответственно (в таблице выше),

t_{p1}, t_{p2}, t — рабочие температуры деталей соединения и окружающей среды соответственно (при расчете принять $t_{p1} = t_{p2} = 70^\circ\text{C}$, $t = 20^\circ\text{C}$).

Наибольший функциональный натяг $N_{\text{нб, ф}}$ определяется из условия прочности деталей соединения. В нашем случае условие прочности составляют для зубчатого венца как детали, в которой возникают напряжения растяжения при образовании посадки. Наибольший функциональный натяг определяют по выражению:

$$N_{\text{нб, ф}} = (N_{\text{нб, расч}} + u + u_t) u_{\text{уд}}, \quad (4.2)$$

где $N_{\text{нб, расч}}$ — наибольший расчетный натяг;

$u_{\text{уд}}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения удельного давления вдоль поверхности сопряжения с натягом

$u_{\text{уд}} = f \left(\frac{l}{d}, \frac{d_1}{d} \right)$ определяется по графику рис. 4.2.

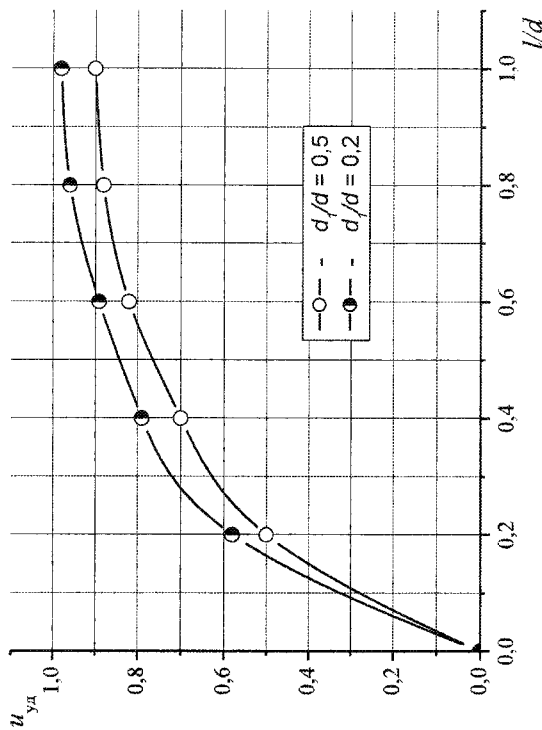


Рис. 4.2. Зависимости коэффициента неравномерности $u_{уд}$ распределения давления вдоль поверхности соприкосновения от отношения l/d

$$N_{нб, расч} = p_{доп} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right),$$

где $p_{доп}$ — допускаемое по условию прочности давление на поверхности соприкосновения.

$$p_{доп} = 0,58\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right],$$

где σ_T — предел текучести материала наименее прочной детали соединения.

Необходимые условия выбора стандартной посадки:

$$N_{нмф} \leq N_{мин} \text{ и } N_{нмф} \leq N_{нбф}, \quad (4.3)$$

где $N_{мин}$ и $N_{нмф}$ — предельные натяги выбираемой посадки.

Посадка выбирается из числа предпочтительных посадок системы отверстий; при необходимости — из числа рекомендуемых; или подбора с сочетанием стандартных полей допусков, что соответствует принципу предпочтительности.

Если условиям (4.3) удовлетворяет несколько посадок, то выбирается посадка с наибольшим запасом прочности охватываемой детали при сборке, определяемом как разность $N_{нбф}$ и $N_{нмф}$.

Предпочтительно, чтобы разность ($N_{нбф} - N_{нмф}$), обеспечивающая запас прочности охватываемой детали при сборке соединения (технологический запас прочности), была меньше разности ($N_{мин} - N_{нмф}$), обеспечивающей запас на отсутствие проворачивания деталей соединения в эксплуатации.

4.2. Пример расчета посадки с натягом

Исходные данные:

номинальный диаметр соединения $d = 150$ мм;
длина соединения $l = 60$ мм;
диаметр зубчатого венца по впадинам $d_2 = 250$ мм;
диаметр отверстия в ступице $d_1 = 80$ мм;
момент крутящий $M_{кр} = 4 \cdot 10^3$ Н·м;
материал зубчатого венца — бронза;
материал ступицы — чугун.

Коэффициенты Лямэ:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{80}{150} \right)^2}{1 - \left(\frac{80}{150} \right)^2} - 0,25 = 1,55;$$

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{150}{250} \right)^2}{1 - \left(\frac{150}{250} \right)^2} + 0,35 = 2,45.$$

Коэффициент трения бронзы по чугуну принимаем $f = 0,1$.

Наименьший расчетный натяг

$$N_{\text{нм, расч}} = \frac{2M_{\text{кр}} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}{f \pi d l \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^3}{0,1\pi \cdot 0,15 \cdot 0,06 \left(\frac{1,55}{1,05 \cdot 10^{11}} + \frac{2,45}{0,85 \cdot 10^{11}} \right)} = 123 \text{ мкМ.}$$

Примем: $R_{z1} = 4 \text{ мкМ}$, $R_{z2} = 6,3 \text{ мкМ}$.

Поправка на шероховатость

$$u = 2(k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2}) = 1,2(4 + 6,3) = 12,4 \text{ мкМ.}$$

$$\text{Примем по табл. 4.1 } \alpha_1 = 1 \cdot 10^{-5} \text{ М/}^\circ\text{C}, \alpha_2 = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ М/}^\circ\text{C}$$

Поправка, учитывающая ослабление натяга при нагреве деталей в процессе работы механизма

$$u_t = \left[\alpha_2 (t_{p2} - t) - \alpha_1 (t_{p1} - t) \right] d = \left[1,8 \cdot 10^{-5} (70 - 20) - 1,0 \cdot 10^{-5} (70 - 20) \right] \cdot 150 \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 60 \text{ мкМ.}$$

Наименьший функциональный натяг

$$N_{\text{нм, ф}} = N_{\text{нм, расч}} + u + u_t = 123 + 12,4 + 60 = 195 \text{ мкМ.}$$

Допускаемое давление на поверхности сопряжения

$$P_{\text{дон}} = 0,58 \sigma_r \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 20 \cdot 10^7 \left[1 - \left(\frac{150}{250} \right)^2 \right] = 7,4 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Определим наибольший расчетный натяг в соединении:

$$N_{\text{нб, расч}} = P_{\text{дон}} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 7,4 \cdot 10^7 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{1,55}{1,05 \cdot 10^{11}} + \frac{2,45}{0,85 \cdot 10^{11}} \right) = 485 \text{ мкМ.}$$

Поправка, учитывающая неравномерность распределения удельного давления вдоль поверхности сопряжения принимаем $u_{y,d} = 0,7$ по графику рис. 4.2.

Наибольший функциональный натяг:

$$N_{\text{нб, ф}} = (N_{\text{нб, расч}} + u + u_t) u_{y,d} = (485 + 12,4 + 60) 0,7 = 390 \text{ мкМ.}$$

По справочнику [1] из посадок ЕСДП выбираем посадку с натягом, наиболее удовлетворяющую приведенным выше условиям

$$\varnothing 150 \frac{H8 \left(\begin{smallmatrix} +0,063 \\ +0,343 \\ +0,280 \end{smallmatrix} \right)}{x8 \left(\begin{smallmatrix} +0,343 \\ +0,280 \end{smallmatrix} \right)} \text{ с натягами } N_{\text{мин}} = 217 \text{ мкМ и } N_{\text{макс}} = 343 \text{ мкМ, приводи-}$$

мыми в справочнике для удобства выбора в готовом виде.

Проверим по предельным отклонениям найденные по справочнику значения предельных натягов:

$$N_{\text{мин}} = ei - ES = 280 - 63 = 217 \text{ мкМ,}$$

$$N_{\text{макс}} = es - EI = 343 - 0 = 343 \text{ мкМ.}$$

Запас прочности соединения в эксплуатации (по отсутствию проворачивания):

$$N_{3,3} = N_{\text{пш}} - N_{\text{нм, ф}} = 217 - 195 = 22 \text{ мкМ.}$$

Запас прочности деталей при сборке:

$$N_{3,c} = N_{\text{нб, ф}} - N_{\text{макс}} = 390 - 343 = 47 \text{ мкМ.}$$

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображена на рис. 4.3.

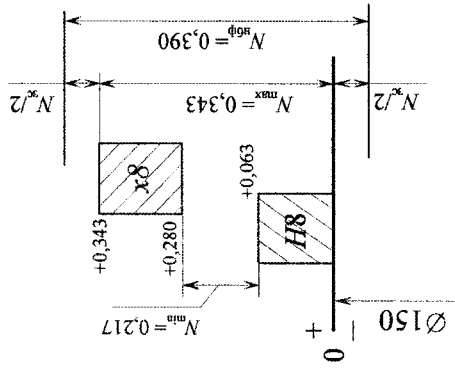


Рис. 4.3. Схема полей допусков посадки $\varnothing 150 \frac{H8 \left(\begin{smallmatrix} +0,063 \\ +0,343 \\ +0,280 \end{smallmatrix} \right)}{x8 \left(\begin{smallmatrix} +0,343 \\ +0,280 \end{smallmatrix} \right)}$

5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

5.1. Порядок расчета

При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения, как натягов, так и зазоров. Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. Натяги, получающиеся в переходных посадках, имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей на прочность, за исключением отдельных тонкостенных деталей. Эти натяги недостаточны для передачи соединениям значительных крутящих моментов или усилий. К тому же получение натяга в каждом из собранных соединений не гарантировано. Поэтому переходные посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей шпонками или штифтами.

При расчете вероятности натягов и зазоров обычно исходят из нормального распределения натягов размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону, а вероятность их получения определяется с помощью интегральной функции нормированного нормального соединения.

Трудоемкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же, как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

Возможность обеспечения высокой точности центрирования сопрягаемых деталей и относительная легкость сборки соединений — характерные особенности переходных посадок. Таким требованиям должно отвечать соединение червячного колеса с валом. Здесь погрешность центрирования соединения, определяемая допустимым зазором, увеличивает фактическое значение одного из показателей точности червячной передачи — радиального биения зубчатого венца червячного колеса, которое ограничивается допуском F_r .

Расчет переходных посадок заключается в определении интервала функциональных, т.е. допустимых по условиям работы, зазоров (натягов)

$$\Delta = D - d.$$

Необходимо, чтобы $\Delta_{\text{нм.ф}} \leq \Delta \leq \Delta_{\text{нб.ф}}$,

где $\Delta_{\text{нм.ф}}$ — наименьшее функциональное значение Δ . В переходных посадках $\Delta_{\text{нм.ф}} < 0$; значение $|\Delta_{\text{нм.ф}}|$ определяет наибольший функциональный натяг;

$\Delta_{\text{нб.ф}}$ — наибольшее функциональное значение. В переходных посадках $\Delta_{\text{нб.ф}} > 0$; значение $\Delta_{\text{нб.ф}}$ определяет наибольший функциональный зазор.

Наибольший функциональный зазор $\Delta_{\text{нб.ф}}$ определяется из условия обеспечения заданной точности центрирования соединения:

$$\Delta_{\text{нб.ф}} = \frac{F_r}{k_m},$$

где F_r — допуск радиального биения сопряженной с валом детали, в данном случае червячного колеса;

k_m — коэффициент запаса точности, призванный отразить влияние отклонений формы, расположения и шероховатости сопряженных поверхностей; $k_m = 2 \dots 5$.

Допуск радиального биения F_r определяется заданной в исходных данных степенью точности червячной передачи. Например, для червячной передачи 7-й степени точности при диаметре червячного колеса 320 мм по ГОСТ 3675-81 [1] находим, что $F_r = 56$ мкм.

Наименьшее функциональное значение искомого параметра $\Delta_{\text{нм.ф}}$, по абсолютной величине которого определят наибольший функциональный натяг, находится из условия обеспечения требуемой легкости сборки соединения. Значение $\Delta_{\text{нм.ф}}$ определяется как нижняя доверительная граница величины Δ , рассматриваемой как случайной, по выражению:

$$\Delta_{\text{нм.ф}} = \Delta_{\text{нб.ф}} \frac{z-3}{z+3}, \quad (5.1)$$

где z — значение стандартизованной случайной величины $x = (\Delta - \Delta_{\text{ср}})/\sigma_{\Delta}$, где $\Delta_{\text{ср}}$ и σ_{Δ} — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение случайной величины Δ .

Величина x распределена по нормальному закону, а значение z разделяет области зазоров и натягов (рис. 5.1). Функция распределения плотности вероятности p_1 величины x имеет вид:

$$p_1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}.$$

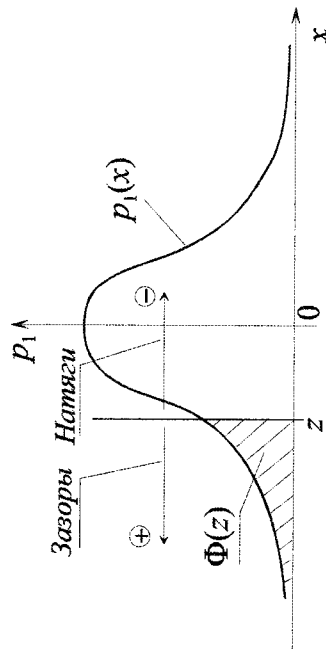


Рис. 5.1. Распределение стандартизованной случайной величины x

Вероятность зазора в соединении P количественно характеризует требование к легкости сборки соединения — чем больше вероятность, тем проще сборка-разборка изделия, но хуже центрирование. Вероятность P вычисляется как площадь под кривой $p_1(x)$, ограниченная значением z , и в аналитическом виде, представляется как интеграл:

$$\Phi(z) = \int_{-\infty}^z p_1(x) dx = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{x^2}{2}} dx.$$

Интеграл $\Phi(z)$ называется функцией Лапласа. Функция Лапласа табулирована, и ее значения в зависимости от значения z приведены в Приложении 6.

Задаваясь значением P в пределах от 0,05 до 0,95 и с учетом того, что $\Phi(z) = P$, по значению функции $\Phi(z)$, приведенной в Приложении 6, находят соответствующее значение z , а по выражению (5.1) — искомое значение параметра $\Delta_{\text{нм.ф.}}$.

По расчетным значениям $\Delta_{\text{нм.ф.}}$ и $\Delta_{\text{нб.ф.}}$ выбирается стандартная посадка из условий:

$$S_{\text{max}} \leq \Delta_{\text{нб.ф.}} \quad \text{и} \quad N_{\text{max}} \leq |\Delta_{\text{нм.ф.}}|,$$

где S_{max} и N_{max} — значения предельного зазора и предельного натяга выбранной стандартной переходной посадки, которая не должна быть точнее 6-го квалитета. Выполнение этого требования зависит от принятого значения вероятности P .

Области применения некоторых рекомендуемых переходных посадок:

Посадки H/js ; Js/h — плотные. Вероятность получения натяга в этих посадках $P(N) \approx 0,5...5\%$, и, следовательно, в сопряжении образуются преимущественно зазоры. Обеспечивают легкую сборку-разборку. Посадка $H7/js6$ применяется для сопряжения стаканов подшипников с корпусами, небольших шкивов с валами.

Посадки H/k ; K/h — напряженные. Вероятность получения натяга в этих посадках $P(N) \approx 24...68\%$. Однако из-за влияния отклонений формы, особенно при большой длине соединения, зазоры в большинстве случаев не ощущаются. Обеспечивают хорошее центрирование. Сборка и разборка производится без значительных усилий, например, при помощи ручных молотков. Посадка $H7/k6$ широко применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами.

Посадки H/m ; M/h — тугие. Вероятность получения натяга в этих посадках $P(N) \approx 60...99,98\%$. Обладают высокой степенью центрирования. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях. Разбираются, как правило, только при ремонте. Посадка $H7/m6$ применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами; для установки тонкостенных втулок в корпуса, кулачков на распределительном валу.

Посадки H/n ; N/h — глухие. Вероятность получения натяга в этих посадках $P(N) \approx 88...100\%$. Обладают высокой степенью центрирования. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях: применяются прессы. Разбираются, как правило, только

при капитальном ремонте. Посадка $H7/k6$ применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, муфт, кривошипов с валами, для установки постоянных кондукторных втулок в корпусах кондукторов, штифтов и т.п.

Для найденной посадки необходимо изобразить схему расположения полей допусков.

5.2. Пример расчета переходной посадки

Исходные данные для соединения червячного колеса с валом:

- диаметр отверстия в ступице (диаметр вала) $d_1 = 50$ мм;
- длина соединения $l = 78$ мм;
- допуск радиального биения червячного колеса $F_r = 56$ мкм (для 7-й степени точности колеса диаметром 175 мм).

Находим наибольший функциональный зазор:

$$\Delta_{нб.ф} = \frac{F_r}{k_m} = \frac{56}{2} = 28 \text{ мкм.}$$

По таблицам находим, что для вероятности $P = 0,8$ зазора в соединении параметр $z = 0,84$.

Определим наименьшее функциональное значение параметра посадки:

$$\Delta_{нм.ф} = \Delta_{нб.ф} \frac{z-3}{z+3} = 28 \frac{0,84-3}{0,84+3} = -16 \text{ мкм.}$$

Таким образом, необходимо назначать посадку, обеспечивающую следующие наибольший зазор и наибольший натяг:

$$S_{max} \leq 28 \text{ мкм и } N_{max} \leq 16 \text{ мкм.}$$

Для обеспечения таких зазора и натяга необходимо назначить посадку точнее 6-го качества, что экономически невыгодно, поэтому уменьшим вероятность зазора до 0,5.

Для вероятности $P = 0,5$ зазора в соединении параметр $z = 0$.

Определим наименьшее функциональное значение параметра посадки:

$$\Delta_{нм.ф} = \Delta_{нб.ф} \frac{z-3}{z+3} = 28 \frac{0-3}{0+3} = -28 \text{ мкм.}$$

Таким образом, получаем, что должны соблюдаться следующие условия:

$$S_{max} \leq 28 \text{ мкм,}$$

$$N_{max} \leq 28 \text{ мкм.}$$

Таким значениям S_{max} и N_{max} удовлетворяет посадка $\frac{H7}{k6}$,

обеспечивающая $S_{max} = 23$ мкм и $N_{max} = 18$ мкм (т. е. менее 28 мкм).

По таблицам справочника находим, что выбранную посадку образуют отверстие и вал со следующими размерами: $\frac{H7}{k6}$ и $\frac{H7}{k6} (+0,018 / +0,002)$ соответственно.

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображена на рис. 5.1.

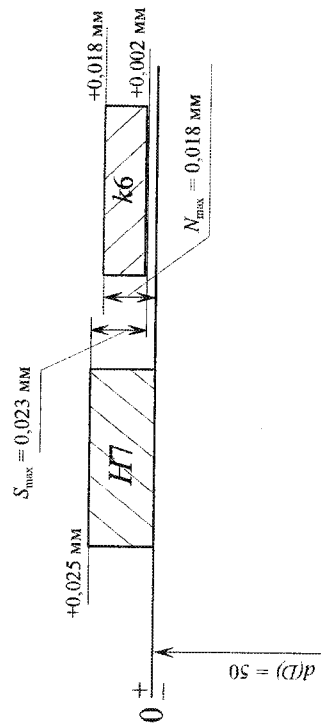


Рис. 5.1. Схема полей допусков посадки $\frac{H7}{k6}$

6. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ И РАСЧЕТ ДОПУСКОВ В РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ

6.1. Общие сведения

Размерная цепь (РЦ) — совокупность размеров (звеньев), образующих замкнутый контур и определяющих относительное положение отдельных элементарных поверхностей одной детали или деталей в сборочном соединении, или изделия при монтаже на месте установки.

Термин «замкнутый контур» означает, что все размеры в РЦ взаимосвязаны. РЦ позволяют составить метрическую модель изделия и оптимизировать требования к точности его элементов.

При анализе размерных цепей могут решаться две задачи:

- 1) *обратная*;
- 2) *прямая*.

В размерной цепи всегда выделяется одно особое звено (размер), которое называют *замыкающим*, если решается обратная задача, или *исходным*, если решается прямая задача. Остальные звенья РЦ называются составляющими.

При решении обратной задачи, исходя из значений номинальных размеров, допусков и предельных отклонений составляющих звеньев, определяют допуски и предельные отклонения замыкающего звена.

При решении прямой задачи, исходя из требований к допуску исходного звена, определяют допуски и предельные отклонения составляющих звеньев.

Расчеты могут вестись двумя методами:

- 1) методом максимума–минимума (по предельным отклонениям);
- 2) вероятностным методом.

Основное уравнение метода максимума–минимума:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i, \quad (6.1)$$

где TA_{Δ} — допуск замыкающего (исходного) звена;

TA_i — допуск i -го составляющего звена.

Основное уравнение вероятностного метода:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (TA_i)^2}. \quad (6.2)$$

Как видно из сравнения (6.1) и (6.2) вероятностный метод позволяет для обеспечения заданного допуска исходного звена использовать составляющие звенья с более широкими допусками, т. е. удешевить процесс изготовления. Однако это достигается за счет допущения малого количества (нескольких десятых процента) брака.

6.2. Порядок выполнения размерного анализа

Задачей выполнения рассматриваемого раздела курсовой работы является расчет допусков в размерных цепях, определяющих смещение средней плоскости зубчатого венца червячного колеса относительно оси червяка в червячном редукторе. Таким образом замыкающим (исходным) звеном A_{Δ} является смещение средней плоскости червячного колеса; номинальный размер этого смещения равен нулю.

Допуск на смещение средней плоскости червячного зацепления f_{Σ} определяется по нормам точности контактирования червячных передач, указанным в ГОСТ 3675-81, в зависимости от заданной в исходных данных стелени точности червячной передачи с модулем в пределах 3,5–6,3 мм.

В рамках выполнения курсовой работы студент должен проделать следующее.

1. В соответствии с вариантом задания, пользуясь рис. 6.1 или 6.3, внимательно ознакомиться со схемой размерной цепи и составляющими размерами, от которых зависит допуск замыкающего (исходного) звена.
2. Определить по сборочному чертежу редуктора, пользуясь рассчитанным масштабным коэффициентом (см. п. 1.4 или п.2.2), номинальные размеры составляющих звеньев.
3. Назначить на составляющие звенья допуски по экономически приемлемому качеству (11 или 12).
4. Решить обратную задачу (см. ниже п. 6.3) и определить допуск замыкающего звена в случае, если точность составляющих звеньев будет обеспечена по 11 или 12 качеству.
5. Сопоставить полученный в результате решения обратной задачи допуск TA_{Δ} замыкающего звена с требуемым значением $[TA_{\Delta}]$, регламентируемым ГОСТ 3675-81, и сделать вывод о невыполнимости этого требования.
6. Решить обратную задачу способом равных допусков и определить, с какими допусками должны быть изготовлены составляющие звенья, чтобы обеспечить назначенный допуск $[TA_{\Delta}]$ исходного

звена. Убедиться, что точность составляющих звеньев, требуемая для обеспечения значения $[TA_\Delta]$, непротивоположна по экономическим соображениям.

7. Рассчитать требуемые размеры компенсатора для обеспечения точности исходного звена методом пригонки для случая изготовления составляющих звеньев по 11 или 12 квалификации.

6.3. Решение обратной задачи

Рассмотрим решение прямой задачи на примере червячного редуктора, эскиз которого изображен на рис. 6.1, с червячной передачей 7-ой степени точности с расстоянием между осями червяка и червячного колеса равным 336 мм. Для наглядности, принимая во внимание симметричность конструкции, на эскизе схематично изображена только правая половина редуктора.

Замыкающим (исходным) звеном A_Δ является смещение средней плоскости червячного колеса от оси отверстия под червяк.

В соответствии с конструкцией смещение червячного колеса A_Δ определяется размерами:

- корпуса редуктора от оси отверстия под червяк до плоскости расточки под вкладыш подшипника скольжения (увеличивающее звено A_1);
- половины длины ступицы червячного колеса (уменьшающее звено A_2);
- ширины прокладки справа от ступицы (уменьшающее звено A_3);
- ширины бурта вкладыша подшипника скольжения (уменьшающее звено A_4).

Под эскизом представлен размерный контур цепи с обозначенными замыкающим звеном A_Δ составляющих звеньев: A_1 , A_2 , A_3 и A_4 . Стрелками над буквами обозначены увеличивающие ($\rightarrow$) и уменьшающие ($\leftarrow$) звенья.

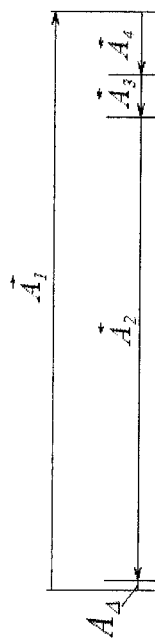
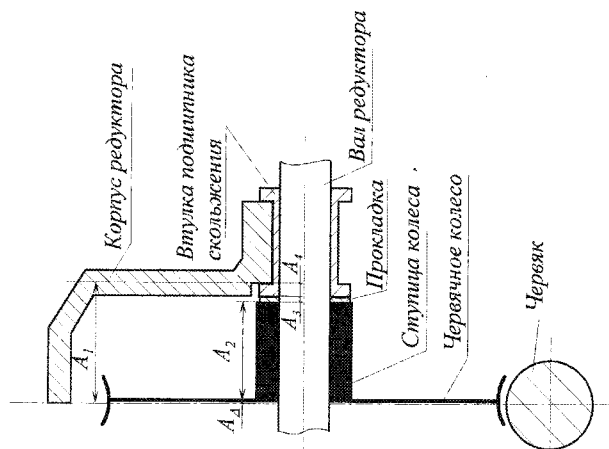


Рис. 6.1. Эскиз и схема к анализу размерной цепи

Для червячной передачи 7-ой степени точности с модулем 3,5–6,3 мм при межосевом расстоянии, равном 336 мм, по ГОСТ 3675-81 [1] в разделе «Нормы точности контактирования» находим: $f_k = \pm 0,06$ мм. Следовательно, для замыкающего звена надо принять $-A_\Delta = 0^{+0,06}$ мм (с нижним отклонением, равным нулю). А значит требуемый допуск $[TA_\Delta] = 0,06$ мм.

Допустим, что в результате измерений составляющих размеров на сборочном чертеже получили:

$$A_1 = 100 \text{ мм}; A_2 = 70 \text{ мм}; A_3 = 10 \text{ мм}; A_4 = 30 \text{ мм}.$$

Пусть указанные размеры изготовлены по экономически выгодному 11-му качеству. По ГОСТ 25346-89 [1, 3] определим для пересчитанных номинальных размеров допуски:

$$TA_1 = 0,220 \text{ мм}; TA_2 = 0,190 \text{ мм}; TA_3 = 0,090 \text{ мм}; TA_4 = 0,130 \text{ мм}.$$

Пользуясь уравнениями (6.1) и (6.2), найдем, что в случае изготовления составляющих звеньев по 11-му качеству допуск замыкающего звена составит при расчете по методу максимума-минимума:

$$TA_\Delta = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 0,220 + 0,190 + 0,090 + 0,130 = 0,630 \text{ мм} \gg 0,06 \text{ мм},$$

а при расчете вероятностным методом:

$$TA_\Delta = \sqrt{(TA_1)^2 + (TA_2)^2 + (TA_3)^2 + (TA_4)^2} = \sqrt{0,220^2 + 0,190^2 + 0,090^2 + 0,130^2} = 0,331 \text{ мм} \gg 0,06 \text{ мм}.$$

Таким образом, получается, что если составляющие звенья изготавливать по 11-му качеству, то требуемая точность замыкающего звена не обеспечивается, так как $TA_\Delta \gg [TA_\Delta]$.

6.4. Решение прямой задачи

В курсовой работе из-за существенной разницы в номинальных размерах составляющих звеньев рекомендуется решать прямую задачу способом равных допусков.

Согласно ЕСДП допуск на размер A_i рассчитывают по формуле:

$$TA_i = a \cdot i, \text{ мкм}, \quad (6.3)$$

где a — количество единиц допуска, постоянное для заданного качества (табл. 6.1),

i_i — единица допуска i -го звена (мкм).

Экспериментально установлено, что для размеров до 500 мм:

$$i_i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{A_{\text{ср}}} + 0,001 \cdot A_{\text{ср}}, \text{ мкм} \quad (6.4)$$

где $A_{\text{ср}}$ — среднее геометрическое граничных размеров интервала (мм), в который попадает исследуемый размер A_i , т. е.

$$A_{\text{ср}} = \sqrt[A_{\text{мин}} \cdot A_{\text{макс}}], \text{ где } A_{\text{мин}} \text{ и } A_{\text{макс}} \text{ — граничные значения интервала.}$$

Таблица 6.1

Число единиц допуска в зависимости от качества точности

Качество	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число единиц допуска	7	10	16	25	40	64	100	160	250

В машиностроении весь диапазон размеров до 10 000 мм разбит на 26 интервалов, некоторые из которых и соответствующие средние геометрические размеры $A_{\text{ср}}$ показаны в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Примеры интервалов и соответствующих средних геометрических граничных значений интервалов

Интервал размеров, мм	Размер $A_{\text{ср}}$ интервала, мм
от 1 до 3 включительно	1,73
от 3 до 6 включительно	4,24
от 6 до 10 включительно	7,75
от 10 до 18 включительно	14,1
от 18 до 30 включительно	23,9
от 30 до 50 включительно	39,4
от 50 до 80 включительно	63,9
от 80 до 120 включительно	98,6
от 120 до 180 включительно	147,6
от 180 до 250 включительно	212,7
от 250 до 315 включительно	281,2

В способе равных допусков при назначении допусков на составляющие звенья предполагается, что они изготавливаются с одинаковой точностью, т. е. с одинаковыми качествами, а значит, при расчете допусков таких звеньев по формуле (6.3) у них должно быть одинаковое значение a .

Подставим выражения (6.3), записанные для каждого составляющего звена, в формулы (6.1) и (6.2) и выразим из полученных выражений значение a количества единиц допуска, получим:

— при расчете методом максимума-минимума:

$$a = \frac{TA_{\Lambda}}{\sum_{i=1}^n i_i}, \quad (6.5)$$

— а при расчете вероятностным методом:

$$a = \frac{TA_{\Lambda}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (i_i)^2}}. \quad (6.6)$$

Рассчитанное по формулам (6.5) и (6.6) количество единиц допуска a округляют до ближайшего числа табличного значения $a_{\text{таб}}$ (табл. 6.1).

Затем по принятому $a_{\text{таб}}$ в обратном порядке рассчитывают по формуле (6.3) поля допусков всех составляющих звеньев:

$$TA_i = a_{\text{таб}} \cdot i_i,$$

— за исключением последнего n -го звена (в принципе можно выбрать любое звено), для которого поля допуска определяют по разности:

$$TA_n = TA_{\Lambda} - \sum_{i=1}^{n-1} TA_i$$

— в случае решения методом максимума-минимума, или по разности

$$TA_n = \sqrt{(TA_{\Lambda})^2 - \sum_{i=1}^{n-1} (TA_i)^2},$$

— если решение осуществляется вероятностным методом.

Это нужно для того, чтобы исключить расхождения, вызванные округлением a до ближайшего $a_{\text{таб}}$.

Возвращаясь к п. 6.3, считаем, по какому качеству должны быть изготовлены составляющие звенья, чтобы обеспечить требуемый допуск $[TA_{\Lambda}] = 0,06$ мм.

По табл. 6.2 в зависимости от того в какой интервал попадает размер, находим среднее геометрическое номинальных размеров составляющих звеньев $A_1; A_2; A_3; A_4$:

$$A_{\text{ср1}} = 98,6 \text{ мм};$$

$$A_{\text{ср2}} = 63,9 \text{ мм};$$

$$A_{\text{ср3}} = 7,75 \text{ мм};$$

$$A_{\text{ср4}} = 23,9 \text{ мм}.$$

Подставляя найденные значения в формулу (6.4) определим значения единицы допуска для каждого составляющего звена:

$$i_1 = 2,18 \text{ мкм};$$

$$i_2 = 1,84 \text{ мкм};$$

$$i_3 = 0,89 \text{ мкм};$$

$$i_4 = 1,32 \text{ мкм}.$$

При расчете по методу максимума-минимума число единиц допуска получается следующим:

$$a = \frac{0,06 \cdot 10^3}{2,18 + 1,84 + 0,89 + 1,32} = 9,63.$$

Это значение (см. табл. 6.1) соответствует примерно 6-му качеству.

При расчете вероятностным методом число единиц допуска получается следующим:

$$a = \frac{0,06 \cdot 10^3}{\sqrt{2,18^2 + 1,84^2 + 0,89^2 + 1,32^2}} = 18,4.$$

Найденное значение (см. табл. 6.1) соответствует примерно 7-му качеству.

Таким образом, для обеспечения заданного допуска исходного звена $[A_{\Lambda}] = 0,06$ мм необходимо изготавливать составляющие звенья с очень высокой точностью, соответствующей 6 или 7-му качеству, что экономически невыгодно. Поэтому целесообразно применять специальные методы достижения точности исходного звена при сборке: метод регулирования или метод пригонки. Эти методы имеют одинаковые теоретические основы, поэтому в курсовой работе необходимо провести расчеты только методом пригонки.

6.5. Метод пригонки

Суть метода пригонки — обеспечение точности замыкающего звена путем механической обработки одного из составляющих звеньев, выбранного (или специально введенного в цепь) в качестве *компенсатора*. Обычно составляющие звенья изготавливаются с допусками, экономически приемлемыми для данных производственных условий, как правило по 11 или 12 качеству. При этом получаемый допуск TA_{Λ} на замыкающее звено часто оказывается больше допуска $[TA_{\Lambda}]$, уста-

новленного на замыкающее звено конструкторской документацией исходя из требований обеспечения функциональных свойств изделия. Наибольшая величина компенсации ТК определяет допуск на размер компенсатора K и вычисляется по формуле

$$TK = TA_{\Delta} - [TA_{\Delta}] \quad (6.7)$$

Другими словами, при самом неблагоприятном сочетании размеров составляющих звеньев надо с компенсатора снять механической обработкой слой металла толщиной TK .

Предельные размеры компенсатора определяют с использованием уравнения (6.8), связывающего координату середины поля допуска замыкающего звена с серединами полей допусков составляющих звеньев:

$$EC(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^m EC(\vec{A}_i) - \sum_{i=m+1}^n EC(\vec{A}_i), \quad (6.8)$$

где $EC(A_{\Delta})$ и $EC(A_i)$ — середины полей допусков замыкающего и составляющего звеньев (включая компенсатор). Стрелками над буквами обозначены увеличивающие ($\rightarrow$) и уменьшающие ($\leftarrow$) звенья.

В уравнении (6.8) присутствует одно неизвестное — середина поля допуска компенсатора, являющегося одним из составляющих звеньев. Значения середин полей допусков всех остальных звеньев вычисляют по формуле (6.9), которую можно вывести, используя схему параметров поля допуска на рис. 6.2.

$$EC(A_i) = 0,5(EI(A_i) + ES(A_i)). \quad (6.9)$$

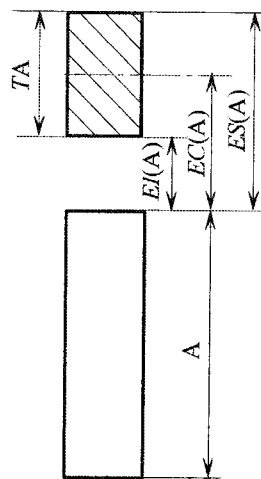


Рис. 6.2. К расчету середины поля допуска составляющего звена номинальным размером A

После определения из уравнения (6.8) середины поля допуска $EC(K)$ компенсатора его наименьший и наибольший предельные размеры согласно схеме на рис. 6.2 определяются следующим образом:

$$K_{\min} = K + EC(K) - \frac{TK}{2}, \quad (6.10)$$

$$K_{\max} = K + EC(K) + \frac{TK}{2}. \quad (6.11)$$

Таким образом расчет параметров компенсатора в методе пригонки ведется в следующей последовательности:

- устанавливают экономичные в данных производственных условиях допуски на размеры составляющих звеньев (обычно 11 или 12 квалитет);
- по формуле (6.7) рассчитывают величину компенсации;
- выбирают или специально вводят в РЦ компенсирующее звено;
- по формуле (6.8) рассчитывают середину поля допуска компенсатора;
- по формулам (6.10) и (6.11) определяют предельные размеры компенсатора.

Рассмотрим расчеты по методу пригонки на примере червячного редуктора, в котором в качестве опор червячного колеса используются подшипники качения (рис. 6.3). Для наглядности, также как и на рис. 6.1, на эскизе рис. 6.3 схематично изображена только правая половина редуктора.

Замыкающим (исходным) звеном A_{Δ} в представленной конструкции является смещение средней плоскости червячного колеса от оси отверстия под червяк. Смещение определяется размерами:

- корпуса редуктора от оси отверстия под червяк до плоскости посадочной поверхности крышки подшипника (увеличивающее звено A_1);
- половины длины ступицы червячного колеса (уменьшающее звено A_2);
- высоты подшипника (уменьшающее звено A_3);
- расстояния между двумя опорными поверхностями крышки подшипника (уменьшающее звено A_4).

На рис. 6.3 представлен размерный контур цепи без компенсатора с обозначенными замыкающим звеном A_4 составляющих звеньев: A_1 , A_2 , A_3 и A_4 .

Допустим в редукторе установлена червячная передача 7-го класса точности с модулем зацепления $m = 3,5 \dots 6,3$, а межосевое расстояние равно 105 мм. Предельное смещение f_s средней плоскости указанного червячного зацепления определяется по нормам точности червячной передачи, указанных в ГОСТ 3675-81 в разделе «Нормы точности кон- тактирования»: находим, что предельное смещение $f_s = \pm 40$ мкм $= \pm 0,040$ мм. А значит требуемый допуск замыкающего звена $[TA_4] = 40$ мкм, а замыкающий размер можно записать как $A_4 = 0^{+0,040}$.

Допустим, установлены подшипники 7207 класса точности 0. Раз- мер A_3 найдем по таблице Приложения 5, как соответствующий высоте T подшипника: $A_3 = 18,25$ мм. Номинальные размеры составляющих звеньев согласно исходным данным следующие:

$$A_1 = 78 \text{ мм}; A_2 = 39 \text{ мм}; A_4 = 11 \text{ мм}.$$

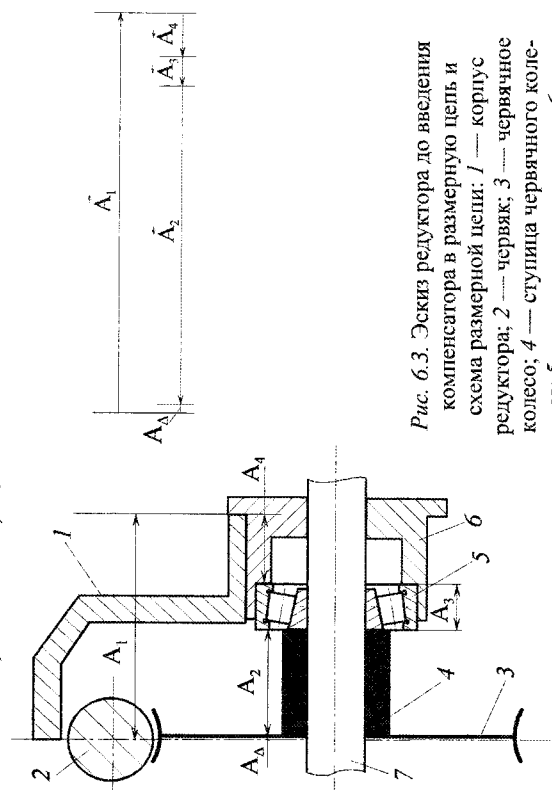


Рис. 6.3. Эскиз редуктора до введения компенсатора в размерную цепь и схема размерной цепи: 1 — корпус редуктора; 2 — червяк; 3 — червячное колесо; 4 — ступица червячного колеса; 5 — подшипник качения; 6 — крышка подшипника качения; 7 — вал червячного колеса

Согласно ГОСТ 25346-89 перечисленным номинальным размерам по 11-му качеству соответствуют следующие допуски:

$$TA_1 = 190 \text{ мкм};$$

$$TA_2 = 160 \text{ мкм};$$

$$TA_4 = 110 \text{ мкм}.$$

Что касается подшипника качения, то по ГОСТ 520-2011 подшип- нику качения 7207 класса 0 соответствует следующие предельные от- клонения:

$$EI(A_3) = -250 \text{ мкм}, ES(A_3) = +250 \text{ мкм}, \text{ а значит допуск:}$$

$$TA_3 = ES(A_3) - EI(A_3) = 250 - (-250) = 500 \text{ мкм}.$$

Указанные допуски составляющих звеньев обеспечат по формуле следующий допуск замыкающего звена:

— если расчет вести методом максимума-минимума по формуле (6.1):

$$TA_4 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 190 + 160 + 500 + 110 = 960 \text{ мкм},$$

— если расчет вести вероятностным методом по формуле (6.2):

$$TA_4 = \sqrt{(TA_1)^2 + (TA_2)^2 + (TA_3)^2 + (TA_4)^2} = \sqrt{190^2 + 160^2 + 500^2 + 110^2} = 569 \text{ мкм}.$$

Подставим полученные значения в формулу (6.7) и найдем размер компенсации:

— при расчете методом максимума-минимума:

$$TK = TA_4 - [TA_4] = 960 - 40 = 920 \text{ мкм};$$

— а при расчете вероятностным методом:

$$TK = TA_4 - [TA_4] = 569 - 40 = 529 \text{ мкм}.$$

В качестве компенсатора можно назначить одно из составляющих звеньев (A_1 , A_2 , A_3 или A_4) или ввести в РЦ дополнительное звено. Первый путь в рассматриваемом случае — очень нерациональный, и наиболее подходящий вариант — введение дополнительного звена K в виде прокладки между торцевой поверхностью корпуса редуктора и крышкой подшипника (рис. 6.4). Эта прокладка не играет никакой функциональной роли, а служит только технологической цели обеспе- чения точности. Выберем номинальный размер компенсатора $K = 2$ мм,

поэтому номинальный размер звена A_1 необходимо будет уменьшить на 2 мм. Звено К будет увеличивающимся (рис. 6.4).

Найдем предельные размеры компенсатора и заготовки для его изготовления размеры. Для этого составим для середин полей допусков звеньев РЦ уравнение (6.8). Выше были назначены экономически выгодные допуски на звенья. Назначенные допуски надо распределить между предельными отклонениями. Для определения предельных отклонений по найденным допускам следуют правило: для охватываемых и охватывающих размеров все допуски назначаются в «тело» детали, т. е. для охватываемых размеров допуск «идет» в минус, а для охватывающих — в плюс; для координирующих размеров, т. е. не являющихся ни охватываемыми, ни охватываемыми, допуск распределяется поровну между верхним и нижним предельными отклонениями.

С учетом того, что предельные отклонения звеньев A_4 и A_3 были уже определены выше из соответствующих нормативных документов, выпишем предельные отклонения звеньев:

$$EI(A_1) = -190 \text{ мкм}; ES(A_1) = 0;$$

$$EI(A_2) = -160 \text{ мкм}; ES(A_2) = 0;$$

$$EI(A_3) = -250 \text{ мкм}; ES(A_3) = +250 \text{ мкм};$$

$$EI(A_4) = -55 \text{ мкм}; ES(A_4) = +55 \text{ мкм};$$

$$EI(A_\Delta) = 0; ES(A_\Delta) = +40 \text{ мкм}.$$

Подставив указанные выше предельные отклонения в формулу (6.9), найдем середины полей допусков:

$$EC(A_1) = 0,5(EI(A_1) + ES(A_1)) = 0,5(-190 + 0) = -95 \text{ мкм};$$

$$EC(A_2) = 0,5(EI(A_2) + ES(A_2)) = 0,5(-160 + 0) = -80 \text{ мкм};$$

$$EC(A_3) = 0,5(EI(A_3) + ES(A_3)) = 0,5(-250 + 250) = 0;$$

$$EC(A_4) = 0,5(EI(A_4) + ES(A_4)) = 0,5(-55 + 55) = 0;$$

$$EC(A_\Delta) = 0,5(EI(A_\Delta) + ES(A_\Delta)) = 0,5(0 + 40) = +20 \text{ мкм}.$$

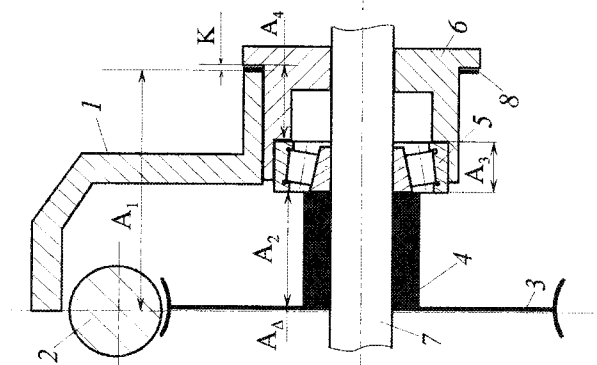


Рис. 6.4. Эскиз редуктора после введения компенсатора в размерную цепь и схема размерной цепи: 1 — корпус редуктора; 2 — червяк; 3 — червячное колесо; 4 — ступица червячного колеса; 5 — подшипник качения; 6 — крышка подшипника качения; 7 — вал червячного колеса; 8 — компенсатор

Запишем уравнение (6.8) для нашего случая:

$$EC(A_\Delta) = EC(A_1) + EC(K) - EC(A_2) - EC(A_3) - EC(A_4).$$

Из этого уравнения выразим неизвестную величину середины поля допуска компенсатора и рассчитаем ее:

$$EC(K) = EC(A_\Delta) - EC(A_1) + EC(A_2) + EC(A_3) + EC(A_4) = 20 - (-95) - 80 + 0 + 0 = 35 \text{ мкм}.$$

Таким образом, получили все необходимые значения для расчета по формулам (6.10) и (6.11) предельных размеров компенсатора. Допустим, значение ТК определили методом максимума-минимума, тогда:

$$K_{\min} = K + EC(K) - \frac{TK}{2} = 2 + 0,035 - \frac{0,960}{2} = 1,555 \text{ мм},$$

$$K_{\max} = K + EC(K) + \frac{TK}{2} = 2 + 0,035 + \frac{0,96}{2} = 2,515 \text{ мм}.$$

Для изготовления компенсатора выбираем заготовку, наименьший предельный размер которой должен быть не меньше $K_{\max}$. Допуск на заготовку назначим по 12 качеству: $IT12 = 0,10 \text{ мм}$. Допуск весь назначаем в «тело» заготовки, поэтому размер заготовки компенсатора

$$K_{\text{эгр}} = 2,615_{0,10}$$

Аналогично находятся предельные размеры компенсатора, если значение ТК определяют вероятностным методом.

7. ДОПУСКИ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛИ

На чертеже вала задаются следующие виды допусков:

- допуски размеров;
- допуски шероховатости поверхностей;
- допуски формы;
- допуски суммарного отклонения.

Допуски размеров посадочных поверхностей вала задаются в соответствии с рассчитанными посадками.

Шероховатость назначаются с использованием параметров R_a или R_z . При назначении параметров R_a или R_z для шеек вала в подшипниках скольжения руководствуются значением шероховатости, используемым при проведении расчетов посадки по п. 2.1.

При назначении шероховатости на поверхности других участков, участвующих в сопряжении, руководствуются номером назначенного качества (при выборе посадки); для этого можно использовать в качестве ориентировочных границ, в которых должны лежать назначаемые параметры, значения, указанные в табл. 7.1.

Таблица 7.1
Примерное соотношение между значениями качеств и параметрами шероховатости поверхностей

Качество	15-14	12-11	10-9	8-7
R_a , мкм	100	25,0	12,5	8,0
R_z , мкм	25,0	6,3	3,2	1,6

Значения параметров шероховатости R_a (или R_z) должны выбираться из стандартного ряда: 0,32; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25; 1,60; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125².

² Полужирным шрифтом выделены предпочтительные значения.

Для тех участков вала, которые не являются сопрягаемыми поверхностями, назначить параметр шероховатости $R_z = 100$ мкм.

При выборе между R_a или R_z предпочтение следует отдавать нормированию с помощью параметра R_a , который лучше характеризует шероховатость, так как определяется по значительно большему числу точек, чем R_z . Нормирование шероховатости с использованием параметра R_z осуществляют в тех случаях, когда контроль R_a с помощью профилографов невозможен или нецелесообразен.

Поля допусков размеров с неуказанными предельными отклонениями задаются общей записью в технических требованиях чертежа.

Допуски формы и расположения поверхностей принимаются в соответствии с рекомендациями справочной литературы.

На ответственные участки вала, а именно: а) устанавливаемые в подшипники, б) сопрягаемые со ступицей червячного колеса, и в) выходной участок, имеющий шпоночный паз, т. е. с которого «снимается» мощность, назначается допуск суммарного отклонения (биения), т. е. зависящий как от допуска формы, так и от допуска расположения поверхностей. При назначении допуска биения базой является общая ось двух шеек вала. При этом руководствуются следующим:

- радиальное биение поверхности вала, сопрягаемой со ступицей червячного колеса, должно быть не более $1/3F_r$, где F_r — допуск радиального биения зубчатого колеса, определенный по ГОСТ 3675-81 при расчете элементов переходной посадки (см. п. 5.1);
- радиальное биение поверхностей вала, сопрягаемых с подшипниками качения и подшипниками скольжения, назначать как 40 % от допуска на диаметр соответствующего участка вала;
- радиальное биение поверхности выходного участка вала назначать как 60 % от допуска на диаметр этого участка, при этом допуск на диаметр назначать по 12 качеству.

На участки, которые участвуют в сопряжении с подшипниками, устанавливаются отклонения формы по круглости и по профилю продольного сечения [3]. При этом руководствуются следующим:

для участков вала, на которые устанавливаются подшипники качения классов точности нормальный, 0 и 6, допуск круглости и допуск

профиля продольного сечения не должен превышать $0,25IT$, где IT — допуск размера посадочной поверхности;

для шеек вала, которые устанавливаются в подшипники скольжения, допуск круглости и допуск профиля продольного сечения должны быть не более 40 % от допуска на диаметр шейки вала.

Численные значения допусков отклонения формы, расположения поверхностей и суммарных допусков, определенные по вышеприведенным рекомендациям, округлить до ближайшего значения из ряда, представленного в ГОСТ 24643-81. Эти значения можно рассчитать по формуле (7.1):

$$k \times 10^{-n}, \text{ мкм,} \quad (7.1)$$

где $k = 1; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8;$

$n = -1; 0; 1; 2; 3.$

В Приложении 3 приведен пример чертежа вала и простановки на нем различных допусков. Ниже даны пояснения выбора допусков, указанных на чертеже.

Расчетами была определена посадка шеек вала в подшипниках скольжения $\phi 140H9/e9$, тогда указываем размер шеек как $\phi 140e9$.

При расчете посадки в подшипнике скольжения высотный параметр шероховатости R_a шейки вала был назначен равным 1,6 мкм, соответственно указанное значение проставлено на чертеже.

Согласно ГОСТ 25346-89 допуск на диаметр шейки $\phi 140$ по 9-му квалитету: $IT9 = 0,100$ мм; поэтому допуск круглости TFK и допуск профиля продольного сечения TFP шеек назначим следующим образом:

$$TFK = 0,4 \cdot IT9 = 0,4 \cdot 0,100 = 0,04 \text{ мм;}$$

$$TFP = 0,4 \cdot IT9 = 0,4 \cdot 0,100 = 0,04 \text{ мм.}$$

Аналогично указываем допуск на радиальное биение TCR :

$$TCR = 0,4 \cdot IT9 = 0,4 \cdot 0,100 = 0,04 \text{ мм.}$$

В качестве базы при назначении допуска на радиальное биение указываем общую ось двух шеек: Б и В.

Рассчитанные значения указываем на чертеже.

Расчетами была определена посадка ступицы червячного колеса на вал $\phi 156H7/k6$, тогда указываем для посадочной поверхности вала размер $\phi 156k6$.

Параметр шероховатости R_a на посадочную поверхность $\phi 156$ назначим, следуя рекомендациям табл. 7.1 и пояснениям под ней, равным 1,25 мкм.

Допуск радиального биения зубчатого колеса, определенный по ГОСТ 3675-81 при расчете переходной посадки, $F_r = 71$ мкм. Радиальное биение поверхности вала, сопрягаемой со ступицей червячного колеса, должно быть не более $1/3F_r$, соответственно допуск на радиальное биение TCR :

$$TCR = 0,333 \cdot F_r = 0,333 \cdot 0,071 = 0,024 \text{ мм} \approx 0,025 \text{ мм.}$$

Округлили до ближайшего значения, рассчитанного по формуле (7.1).

В качестве базы при назначении допуска на радиальное биение указываем общую ось двух шеек: Б и В.

Диаметр выходного участка вала обеспечиваем по 12 квалитету, соответственно на чертеже проставлен размер $\phi 124h12$. Значение допуска находим по ГОСТ 25346-89 [1, 3]: $IT12 = 0,400$ мм. На этот участок назначаем следующий допуск радиального биения относительно оси БВ:

$$TCR = 0,6 \cdot IT12 = 0,6 \cdot 0,400 = 0,24 \text{ мм} \approx 0,25 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям табл. 7.1 назначим на поверхность этого участка параметр шероховатости $R_a = 6,3$ мкм.

На общую длину вала назначен допуск по 14 квалитету. Размеры длин участков вала отложены от общей базы, за которую принят правый торец вала. Так как размеры эти участков являются звеньями размерной цепи, с помощью которой определяют точность положения червячного колеса по отношению к оси червяка, то на эти размеры назначены допуски по 12 квалитету.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Допуски и посадки: справочник. В 2-х ч. / В. Д. Мятков, М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. — Л.: Машиностроение, 1982. — 543–1032 с.
2. Куликов В. А. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник. — СПб: СПбГУВК, 2005. — 278 с., ил.
3. Алухин В. И. Допуски и посадки: Учебное пособие. — СПб.: Питер, 2012. — 256 с.

Приложение 1 Пример оформления титульного листа



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА

ИНСТИТУТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА
Кафедра технологий судоремонта

КУРСОВАЯ РАБОТА

на тему «НОРМЫ ТОЧНОСТИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА»
по дисциплине «Нормы точности в машиностроении»

Выполнил

группа

студент Ф.И.О.,

Проверил

Ф.И.О.

преподаватель

Санкт-Петербург
20__ г

Пример выполнения чертежа вала червячного колеса



~~~~~

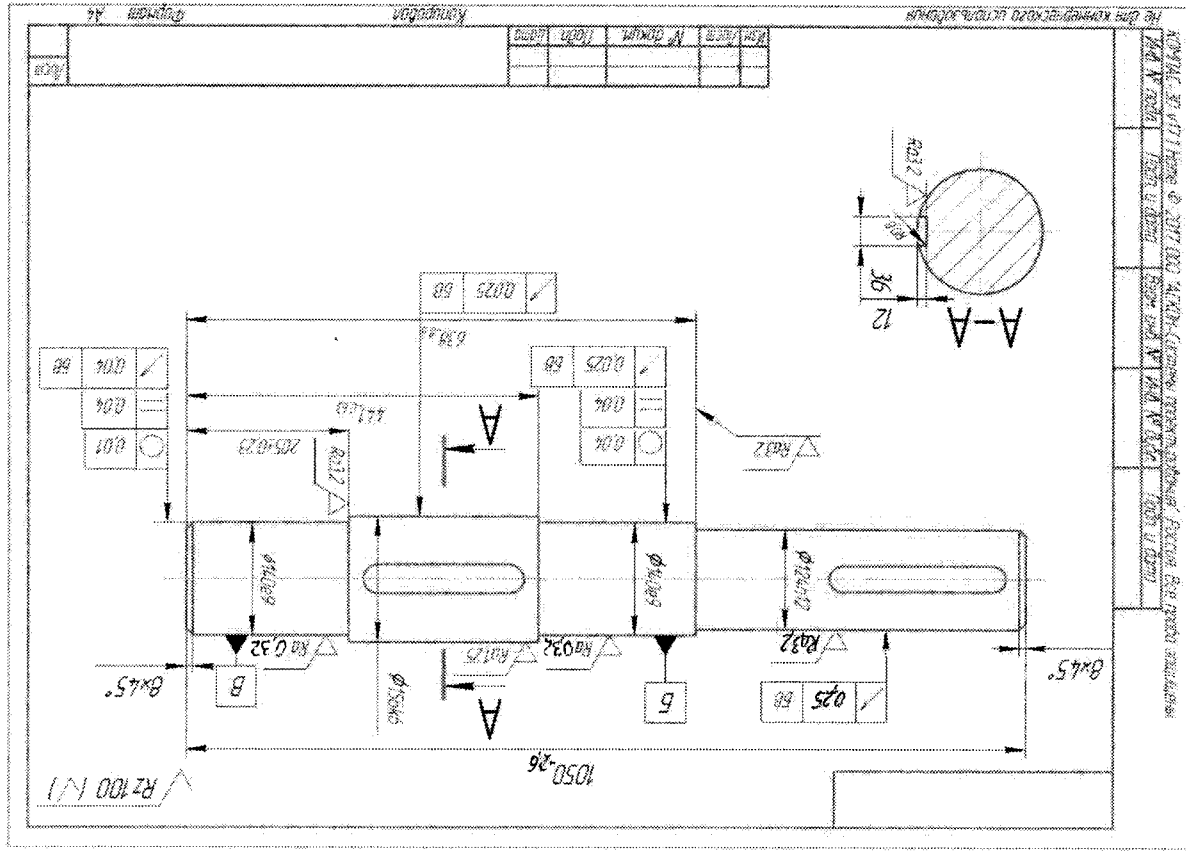
---

- | Agency |  | SWP | WFO |
|--------|--|-----|-----|
|        |  |     |     |
|        |  |     |     |
|        |  |     |     |

- |                              |             |       |
|------------------------------|-------------|-------|
| សាកលវិទ្យាល័យ ប៊ុនរ៉ានី ស្រី |             |       |
| ឈ្មោះ                        | ថ្ងៃខែឆ្នាំ | សញ្ញា |
|                              |             |       |

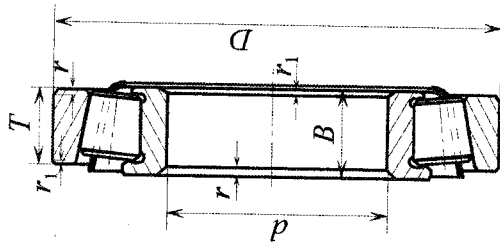


374





Приложение 5  
Номинальные размеры роликовых радиально-упорных конических подшипников (ГОСТ 333-79)



| Условное обозначение | d, мм | D, мм | B, мм | T, мм | r, мм | r <sub>1</sub> , мм | C, H    |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------|---------|
| <i>Легкая серия</i>  |       |       |       |       |       |                     |         |
| 7207                 | 35    | 72    | 17    | 18,25 | 2,0   | 0,8                 | 38 500  |
| 7208                 | 40    | 80    | 20    | 19,75 | 2,0   | 0,8                 | 46 500  |
| 7209                 | 45    | 85    | 19    | 20,75 | 2,0   | 0,8                 | 50 000  |
| 7210                 | 50    | 90    | 21    | 21,75 | 2,0   | 0,8                 | 56 000  |
| 7211                 | 55    | 100   | 21    | 22,75 | 2,5   | 0,8                 | 65 000  |
| 7212                 | 60    | 110   | 23    | 23,75 | 2,5   | 0,8                 | 78 000  |
| 7213                 | 65    | 120   | 23    | 24,25 | 2,5   | 0,8                 | —       |
| 7214                 | 70    | 125   | 26    | 26,25 | 2,5   | 0,8                 | 96 000  |
| 7215                 | 75    | 130   | 26    | 27,25 | 2,5   | 0,8                 | 107 000 |
| 7216                 | 80    | 140   | 26    | 28,25 | 3,0   | 1,0                 | 112 000 |
| 7217                 | 85    | 150   | 28    | 30,25 | 3,0   | 1,0                 | 130 000 |
| 7218                 | 90    | 160   | 31    | 32,50 | 3,0   | 1,0                 | 158 000 |
| 7219                 | 95    | 170   | 32    | 34,50 | 3,5   | 1,2                 | 168 000 |
| 7220                 | 100   | 180   | 34    | 37,00 | 3,5   | 1,2                 | 185 000 |

Продолжение Приложения 5

| Условное обозначение        | d, мм | D, мм | B, мм | T, мм | r, мм | r <sub>1</sub> , мм | C, H    |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------|---------|
| <i>Средняя серия</i>        |       |       |       |       |       |                     |         |
| 7310                        | 50    | 110   | 29    | 29,25 | 3,0   | 1,0                 | 100 000 |
| 7311                        | 55    | 120   | 29    | 31,50 | 3,0   | 1,0                 | 107 000 |
| 7312                        | 60    | 130   | 31    | 33,50 | 3,5   | 1,2                 | 128 000 |
| 7313                        | 65    | 140   | 33    | 36,00 | 3,5   | 1,2                 | 146 000 |
| 7314                        | 70    | 150   | 37    | 38,00 | 3,5   | 1,2                 | 170 000 |
| 7315                        | 75    | 160   | 37    | 40,00 | 3,5   | 1,2                 | 180 000 |
| 7316                        | 80    | 170   | 39    | 42,50 | 3,5   | 1,2                 | —       |
| 7317                        | 85    | 180   | 41    | 44,50 | 4,0   | 1,5                 | 230 000 |
| 7318                        | 90    | 190   | 43    | 46,50 | 4,0   | 1,5                 | 250 000 |
| <i>Легкая широкая серия</i> |       |       |       |       |       |                     |         |
| 7509                        | 45    | 85    | 23,5  | 24,75 | 2,0   | 0,8                 | 60 000  |
| 7510                        | 50    | 90    | 23,5  | 24,75 | 2,0   | 0,8                 | 62 000  |
| 7511                        | 55    | 100   | 25    | 26,75 | 2,5   | 0,8                 | 80 000  |
| 7512                        | 60    | 110   | 28    | 29,75 | 2,5   | 0,8                 | 94 000  |
| 7513                        | 65    | 120   | 31    | 32,75 | 2,5   | 0,8                 | 119 000 |
| 7514                        | 70    | 125   | 31    | 33,25 | 2,5   | 0,8                 | 125 000 |
| 7515                        | 75    | 130   | 31    | 33,25 | 2,5   | 0,8                 | 130 000 |
| 7516                        | 80    | 140   | 33    | 35,25 | 3,0   | 1,0                 | 143 000 |
| 7517                        | 85    | 150   | 36    | 38,50 | 3,0   | 1,0                 | 162 000 |
| 7518                        | 90    | 160   | 40    | 42,50 | 3,0   | 1,0                 | 190 000 |
| 7519                        | 95    | 170   | 45,5  | 45,50 | 3,5   | 1,2                 | 230 000 |
| 7520                        | 100   | 180   | 46    | 49,00 | 3,5   | 1,2                 | 250 000 |
| 7522                        | 110   | 200   | 53    | 56,00 | 3,5   | 1,2                 | 300 000 |
| 7524                        | 120   | 215   | 58    | 61,50 | 3,5   | 1,2                 | 368 000 |

Приложение 6  
Значения интегральной функции нормированного

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z e^{-\frac{x^2}{2}} dx$$

| z    | 0,08    | 0,06    | 0,04    | 0,02    | 0,00    |
|------|---------|---------|---------|---------|---------|
| -3,5 | 0,00017 | 0,00019 | 0,00020 | 0,00022 | 0,00023 |
| -3,4 | 0,00025 | 0,00027 | 0,00029 | 0,00031 | 0,00034 |
| -3,3 | 0,00036 | 0,00039 | 0,00042 | 0,00045 | 0,00048 |
| -3,2 | 0,00056 | 0,00056 | 0,00060 | 0,00064 | 0,00069 |
| -3,1 | 0,00074 | 0,00079 | 0,00085 | 0,00090 | 0,00097 |
| -3,0 | 0,00104 | 0,00111 | 0,00118 | 0,00126 | 0,00135 |
| -2,9 | 0,0014  | 0,0015  | 0,0016  | 0,0017  | 0,0019  |
| -2,8 | 0,0020  | 0,0021  | 0,0023  | 0,0024  | 0,0026  |
| -2,7 | 0,0027  | 0,0029  | 0,0031  | 0,0033  | 0,0035  |
| -2,6 | 0,0037  | 0,0039  | 0,0041  | 0,0044  | 0,0047  |
| -2,5 | 0,0049  | 0,0052  | 0,0055  | 0,0059  | 0,0062  |
| -2,4 | 0,0066  | 0,0069  | 0,0073  | 0,0078  | 0,0082  |
| -2,3 | 0,0080  | 0,0091  | 0,0096  | 0,0102  | 0,0107  |
| -2,2 | 0,0113  | 0,0119  | 0,0125  | 0,0132  | 0,0139  |
| -2,1 | 0,0146  | 0,0154  | 0,0162  | 0,0170  | 0,0179  |
| -2,0 | 0,0188  | 0,0197  | 0,0207  | 0,0217  | 0,0228  |
| -1,9 | 0,0239  | 0,0250  | 0,0262  | 0,0274  | 0,0287  |
| -1,8 | 0,0301  | 0,0314  | 0,0329  | 0,0344  | 0,0359  |
| -1,7 | 0,0375  | 0,0392  | 0,0409  | 0,0427  | 0,0446  |
| -1,6 | 0,0465  | 0,0485  | 0,0505  | 0,0526  | 0,0548  |
| -1,5 | 0,0571  | 0,0594  | 0,0618  | 0,0643  | 0,0668  |
| -1,4 | 0,0694  | 0,0721  | 0,0749  | 0,0778  | 0,0808  |
| -1,3 | 0,0838  | 0,0869  | 0,0901  | 0,0934  | 0,0968  |
| -1,2 | 0,1003  | 0,1083  | 0,1075  | 0,1112  | 0,1151  |
| -1,1 | 0,1190  | 0,1230  | 0,1271  | 0,1314  | 0,1357  |
| -1,0 | 0,1401  | 0,1446  | 0,1492  | 0,1539  | 0,1587  |
| -0,9 | 0,1635  | 0,1685  | 0,1736  | 0,1788  | 0,1841  |
| -0,8 | 0,1894  | 0,1949  | 0,2005  | 0,2061  | 0,2119  |
| -0,7 | 0,2177  | 0,2236  | 0,2297  | 0,2358  | 0,2420  |
| -0,6 | 0,2483  | 0,2546  | 0,2611  | 0,2676  | 0,2743  |
| -0,5 | 0,2810  | 0,2877  | 0,2946  | 0,3015  | 0,3085  |
| -0,4 | 0,3156  | 0,3228  | 0,3300  | 0,3372  | 0,3446  |
| -0,3 | 0,3520  | 0,3594  | 0,3669  | 0,3745  | 0,3821  |
| -0,2 | 0,3897  | 0,3974  | 0,4052  | 0,4129  | 0,4207  |
| -0,1 | 0,4286  | 0,4364  | 0,4443  | 0,4522  | 0,4602  |
| 0    | 0,4681  | 0,4761  | 0,4840  | 0,4920  | 0,5000  |

Приложение 6

| z    | 0,00    | 0,02    | 0,04    | 0,06    | 0,08    |
|------|---------|---------|---------|---------|---------|
| 0    | 0,5000  | 0,5080  | 0,5160  | 0,5239  | 0,5319  |
| +0,1 | 0,5398  | 0,5478  | 0,5557  | 0,5636  | 0,5714  |
| +0,2 | 0,5796  | 0,5871  | 0,5948  | 0,6026  | 0,6103  |
| +0,3 | 0,6179  | 0,6255  | 0,6331  | 0,6406  | 0,6480  |
| +0,4 | 0,6554  | 0,6628  | 0,6700  | 0,6772  | 0,6844  |
| +0,5 | 0,6915  | 0,6985  | 0,7054  | 0,7123  | 0,7190  |
| +0,6 | 0,7257  | 0,7324  | 0,7389  | 0,7454  | 0,7517  |
| +0,7 | 0,7580  | 0,7642  | 0,7704  | 0,7764  | 0,7823  |
| +0,8 | 0,7881  | 0,7939  | 0,7995  | 0,8051  | 0,8106  |
| +0,9 | 0,8159  | 0,8212  | 0,8264  | 0,8315  | 0,8365  |
| +1,0 | 0,8413  | 0,8461  | 0,8505  | 0,8554  | 0,8599  |
| +1,1 | 0,8643  | 0,8686  | 0,8729  | 0,8770  | 0,8810  |
| +1,2 | 0,8849  | 0,8888  | 0,8925  | 0,8962  | 0,8997  |
| +1,3 | 0,9032  | 0,9066  | 0,9099  | 0,9131  | 0,9162  |
| +1,4 | 0,9192  | 0,9222  | 0,9251  | 0,9279  | 0,9306  |
| +1,5 | 0,9332  | 0,9357  | 0,9382  | 0,9406  | 0,9429  |
| +1,6 | 0,9452  | 0,9474  | 0,9495  | 0,9515  | 0,9535  |
| +1,7 | 0,9554  | 0,9573  | 0,9591  | 0,9608  | 0,9625  |
| +1,8 | 0,9641  | 0,9656  | 0,9671  | 0,9686  | 0,9699  |
| +1,9 | 0,9713  | 0,9726  | 0,9738  | 0,9750  | 0,9761  |
| +2,0 | 0,9773  | 0,9783  | 0,9793  | 0,9803  | 0,9812  |
| +2,1 | 0,9821  | 0,9830  | 0,9838  | 0,9846  | 0,9854  |
| +2,2 | 0,9861  | 0,9868  | 0,9875  | 0,9881  | 0,9887  |
| +2,3 | 0,9893  | 0,9898  | 0,9904  | 0,9909  | 0,9913  |
| +2,4 | 0,9918  | 0,9922  | 0,9927  | 0,9931  | 0,9934  |
| +2,5 | 0,9938  | 0,9941  | 0,9945  | 0,9948  | 0,9951  |
| +2,6 | 0,9953  | 0,9956  | 0,9959  | 0,9961  | 0,9963  |
| +2,7 | 0,9965  | 0,9967  | 0,9969  | 0,9971  | 0,9973  |
| +2,8 | 0,9974  | 0,9976  | 0,9977  | 0,9979  | 0,9980  |
| +2,9 | 0,9981  | 0,9983  | 0,9984  | 0,9985  | 0,9986  |
| +3,0 | 0,99865 | 0,99874 | 0,99882 | 0,99889 | 0,99896 |
| +3,1 | 0,99903 | 0,99910 | 0,99915 | 0,99921 | 0,99926 |
| +3,2 | 0,99931 | 0,99936 | 0,99940 | 0,99945 | 0,99948 |
| +3,3 | 0,99952 | 0,99955 | 0,99958 | 0,99961 | 0,99964 |
| +3,4 | 0,99966 | 0,99969 | 0,99971 | 0,99973 | 0,99975 |
| +3,5 | 0,99977 | 0,99978 | 0,99980 | 0,99981 | 0,99983 |