



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
(ДГТУ)

Факультет «Кораблестроение и морская техника»

Кафедра «Управление качеством»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДИСЦИПЛИНЕ  
«ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ»**

Ростов-на-Дону  
2023

Составители: Кошлякова И.Г., Сорочкина О.Ю.

УДК 006.78

Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине «Взаимозаменяемость и нормирование точности» / ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, 2023, 26 с.

В методических указаниях приведены рекомендации по расчету и выбору допусков и посадок типовых соединений, назначению точности зубчатых передач, выбору и контролю допусков формы и расположения поверхностей, выбору универсальных средств измерений. Изложены правила выбора задания, оформления пояснительной записки, ее структура и список рекомендуемой литературы.

Предназначены для студентов всех форм и профилей обучения по направлению 27.03.01 «Стандартизация и метрология».

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Донского государственного технического университета

Научный редактор докт. техн. наук, профессор М.С. Степанов

Ответственный за выпуск зав. кафедрой «Управление качеством»  
докт. техн. наук, профессор В.П. Димитров

---

В печать \_\_\_\_\_.\_\_\_\_.2023 г.  
Формат 60×84/16. Объем 1,5 усл. п. л.  
Тираж 200 экз. Заказ №. \_\_\_\_.

---

Издательский центр ДГТУ  
Адрес университета и полиграфического предприятия:  
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1

© Донской государственный технический университет, 2023

## 1. Общие положения

Курсовой проект по курсу «Взаимозаменяемость и нормирование точности» является самостоятельной работой студента, выполняемой под руководством преподавателя. Цель курсового проекта – закрепление теоретических знаний и приобретение навыков по расчёту и выбору допусков и посадок типовых соединений деталей механизмов и машин, назначению точности зубчатых передач, выбору универсальных средств для контроля линейных размеров. При выполнении работы студенты учатся пользоваться справочной и нормативной литературой, стандартами, приобретают навыки оформления технической документации.

Курсовой проект выполняется в соответствии с учебным планом по направлению подготовки и индивидуальным заданием.

В результате выполнения курсового проекта студент должен освоить методику проведения конструкторских размерных расчётов, выбор полей допусков и посадок гладких цилиндрических соединений, получить навыки выбора посадок типовых соединений, назначения точности зубчатых колёс и передач, допусков формы и расположения поверхностей, параметров шероховатости. Студент должен получить навыки использования стандартов, имеющих отношение к решаемой задаче, и грамотно оформлять чертежи деталей и сборочных единиц.

## 2. Задание

Задание на курсовой проект представляет собой комплекс исходных данных, выбираемых из таблиц в соответствии с двумя последними цифрами номера зачётной книжки. Номер задания (сборочной единицы) выбирается по последней цифре, а исходные данные (вариант) – по предпоследней цифре.

В ходе выполнения курсового проекта необходимо:

2.1. Изучить назначение и конструкцию сборочной единицы в целом и деталей соединения.

2.2. Выбрать по способу аналогов стандартные посадки с зазором и переходную, рассчитать с целью обеспечения прочности соединения и выбрать посадку с натягом. Для выбранных посадок необходимо:

2.2.1. Построить схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей.

2.2.2. Определить предельные размеры и допуски деталей, предельные зазоры и натяги в соединениях, допуски посадок, вероятностные зазоры и натяги.

2.2.3. Выполнить эскизы соединений и сопрягаемых деталей, указать на них обозначения посадок, полей допусков, предельных отклонений, допусков формы и расположения поверхностей и параметры шероховатости.

2.3. Для одной из посадок (по согласованию с преподавателем) выбрать и рассчитать предельные калибры для контроля сопрягаемых деталей и выполнить рабочие чертежи калибров.

## 2.4. Выбрать посадки типовых соединений:

2.4.1. Резьбового соединения.

2.4.2. Подшипника качения.

2.4.3. Шпоночного соединения.

2.4.4. Штифтового соединения

Привести схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей, рассчитать основные характеристики посадок, выполнить эскизы соединений и их деталей с указанием посадок, полей допусков, предельных отклонений, допусков формы и расположения поверхностей и параметров шероховатости.

2.5. Назначить степени точности зубчатых колес в зацеплении. Определить вид сопряжения зубчатых колес и вид допуска на боковой зазор в зацеплении. Рассчитать кинематическую погрешность и мертвый ход в зацеплении. Выполнить рабочий чертеж зубчатого колеса.

2.6. Рассчитать осевой монтажный зазор в опорах валов зубчатого зацепления.

2.7. Рассчитать и назначить допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей. Выполнить эскизы соединения и деталей с указанием допусков.

2.8. Выполнить рабочий чертёж вала.

2.9. Привести схемы измерения погрешностей формы и расположения поверхностей вала с указанием необходимой цены деления отсчетного устройства.

2.10. Произвести выбор универсального средства измерения линейного размера (по указанию преподавателя).

2.11. Выполнить эскиз сборочной единицы с обозначением посадок.

## 3. Структура и оформление пояснительной записки

Пояснительная записка должна состоять из следующих разделов:

- содержание;
- описание работы устройства;
- выбор посадки с зазором;
- расчёт и выбор посадки с натягом;
- выбор переходной посадки;
- расчёт и выбор гладких предельных калибров;
- выбор посадки резьбового соединения;
- расчёт и выбор посадок подшипника качения;
- выбор посадок шпоночного соединения;
- выбор посадок штифтового соединения;
- выбор точности зубчатого зацепления;
- определение вида сопряжения зубчатых колес;
- расчёт мертвого хода в зацеплении;
- расчёт осевого монтажного зазора в опорах валов зубчатого зацепления;
- расчёт допусков расположения осей отверстий для крепежных деталей;

- схемы измерения погрешностей формы и расположения поверхностей;
- выбор универсального средства измерения линейного размера;
- список использованных информационных источников.

Пояснительная записка выполняется на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.106-2019.

#### 4. Комплектность графической документации

Графическая часть курсовой работы содержит:

рабочий чертёж калибра- пробки;

рабочий чертёж калибра- скобы;

рабочий чертёж вала;

рабочий чертёж зубчатого колеса:

эскиз сборочной единицы с указанием точности соединений.

Перечисленная документация должна соответствовать требованиям стандартов единой системы конструкторской документации.

#### 5. Рекомендуемая литература

5.1. Допуски и посадки. Справочник/Под ред. В.Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1982, Ч.1.

5.2. Допуски и посадки. Справочник/Под ред. В.Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1982, Ч.2.

5.3. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. М.: Машиностроителя, 2001, Т.1

5.4. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983.

5.5. Белкин И.М. Допуски и посадки. - М.: Машиностроение, 1992.

#### 6. Рекомендации по выполнению курсовой работы

##### 6.1. Выбор посадки с зазором

6.1.1. Посадка с зазором (для сопряжения 1-2) выбирается из ряда предпочтительных посадок /1, табл. 1.47, стр.145/.

6.1.2. При выборе посадки с зазором используют метод аналогов и рекомендации по применению посадок, приведённые в /1, стр. 297-318/.

Выбор посадки с зазором по предельно допустимым эксплуатационным зазорам (для заданий 1, 7, 8, 10).

Степень точности (кавалитет) вала, отверстия и посадку между ними выбирают, исходя из эксплуатационно-конструктивных требований, предъявляемых к работе соединения. В качестве технических условий для выбора посадки служат предельно допустимые зазоры  $[S_{max}]$  и  $[S_{min}]$ , которые устанавливают путем расчёта, на основании экспериментальных данных или

технических требований. Для заданного номинального размера соединения выбор соответствующей посадки выполняется в следующей последовательности:

1) определяется степень точности (квалитет) сопрягаемых вала и отверстия. Квалитет рассчитывается по формуле:

$$[S_{max}] - [S_{min}] = T_s = T_D + T_d, \quad (6.1.1)$$

где  $T_s$  – допуск посадки с зазором;

$T_D, T_d$  – допуск отверстия, допуск вала, соответственно.

Распределяя допуск посадки поровну между валом и отверстием, получим:

$$T_d = T_D = \frac{T_s}{2} \quad (6.1.2)$$

Значение квалитета выбирается по таблице 1.8, стр. 43 /1/ согласно численному значению  $T_d, T_D$  и номинальному размеру соединения;

2) определяются основные отклонения. Основные отклонения (ближайшие к нулевой линии) для вала и отверстия рассчитываются после графического построения посадки в системе вала или в системе отверстия по данным: номинальный диаметр соединения ( $D, d$ ),  $S_{max}, S_{min}, T_d, T_D$ .

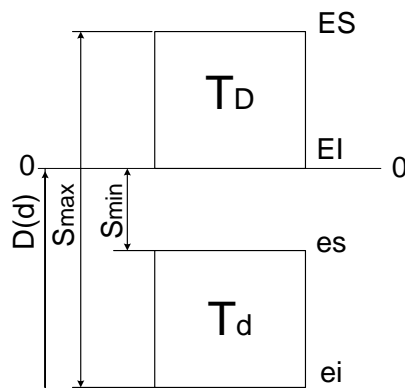
Буквенные обозначения основных отклонений валов и отверстий определяются согласно их численным значениям и диаметру соединения по табл. 1.9, стр. 48 и табл. 1.10, стр. 51 /1/.

Таким образом, найденные буквенные обозначения основных отклонений отверстия и вала и номера их квалитетов образуют поля допусков сопрягаемых деталей, составляющих посадку.

С учетом большей сложности изготовления отверстия, чем вала, для него можно принять допуск на квалитет больше допуска вала. Такое сочетание допусков имеет место в некоторых посадках, образованных из предпочтительных полей допусков. Главным условием при этом должно быть соотношение:

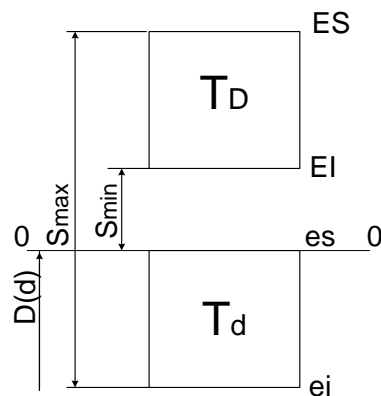
$$T_s = S_{max} - S_{min} \geq T_{Dnp} + T_{dnp}, \quad (6.1.3)$$

где  $T_{Dnp}, T_{dnp}$  – численные значения допусков вала и отверстия принятые для обозначения посадки.



Основное отклонение отверстия  $EI=0$   
 Основное отклонение вала -  $es$  численно  
 равно ( $- S_{min}$ ):  $ei=es-T_d$

Рисунок 1 – Посадка в системе отверстия



Основное отклонение вала  $es=0$   
 Основное отклонение отверстия -  $EI$  численно  
 равно ( $+ S_{min}$ ):  $ES=EI+T_D$

Рисунок 2 – Посадка в системе вала

6.1.3. По предельным отклонениям отверстия /1, табл. 1.27, стр. 79/ и вала /1, табл. 1.28, стр. 80/ строится схема посадки.

6.1.4. Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, стр. 23, (1.11а-1.23)/.

6.1.5. Выполняются эскизы соединения и его детализовки с обозначением точности посадки и сопрягаемых деталей.

## 6.2. Выбор переходной посадки

6.2.1. Переходная посадка (для сопряжения с деталью 5) выбирается из ряда предпочтительных посадок /1, табл. 1.48, стр. 151/.

6.2.2. При выборе переходной посадки используется метод аналогов и рекомендации по применению посадок, приведенные в /1, стр. 322-331/.

6.2.3. По предельным отклонениям отверстия /1, табл. 1.27, стр. 79/ и вала /1, табл. 1.29, стр. 89/ строится схема посадки.

6.2.4. Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, стр. 25/.

6.2.5. Рассчитываются вероятности получения зазоров и натягов в переходной посадке. Для этого вычисляются среднее квадратическое отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (6.2.1)$$

где  $T_D$ ,  $T_d$  – допуски отверстия и вала, соответственно.

Определяется предел интегрирования:

$$z = \frac{N_{cp}}{\sigma_N}, \quad (6.2.2)$$

где  $N_{cp}$  – средний натяг в посадке.

Рассчитывается вероятность зазора и вероятность натяга:

$$P'_S = 0.5 - \Phi(z); \quad (6.2.3)$$

$$P'_N = 0.5 + \Phi(z). \quad (6.2.4)$$

Определяются проценты зазоров и натягов:

$$P_S = 100\% \cdot P'_S; \quad (6.2.5)$$

$$P_N = 100\% \cdot P'_N. \quad (6.2.6)$$

Примечание: функция  $\Phi(z)$  – нечетная, поэтому  $\Phi(-z) = -\Phi(z)$ .

Сравните полученные значения процента натягов со стандартными /1, табл. 1.102, стр. 321/.

6.2.6. Выполняются эскизы соединения и его детализовки с обозначением точности посадки и сопрягаемых деталей.

### 6.3. Расчёт и выбор посадки с натягом

6.3.1. Расчёт проводится для сопряжения 3-4 при заданных эксплуатационных параметрах по методике, изложенной в /2, с.333-339/.

Посадка с натягом должна обеспечивать прочность соединения: при минимальном натяге под действием внешних нагрузок должна сохраняться относительная неподвижность сопрягаемых деталей, а при максимальном натяге при запрессовке не должно быть пластических деформаций в материале деталей, которые могут привести к их разрушению. Исходя из этих условий, рассчитывают предельно допустимые натяги, по которым выбирают стандартную посадку.

Для этого по заданной величине крутящего момента  $M_k$  и размерам соединения (номинальному диаметру  $d_{н.с.}$  и длине  $l$ ) определяется минимальное удельное давление (Н/м<sup>2</sup>) на контактных поверхностях соединения:

$$[p_{\min}] = \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{н.с.}^2 \cdot l \cdot f}, \quad (6.3.1)$$

где  $f$  – коэффициент трения /1, табл. 1.104, стр. 334/.

Определяется необходимая величина наименьшего расчётного натяга:

$$N'_{\min} = [p_{\min}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (6.3.2)$$

где  $E_1, E_2$  – модули упругости материала охватываемой и охватывающей деталей /1, табл. 1.106, стр. 335/;

$c_1, c_2$  – коэффициенты Ляме для охватываемой и охватывающей деталей, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left( \frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2} + \mu_2, \quad (6.3.3)$$



где  $\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала охватываемой и охватывающей деталей, соответственно /1, табл. 1.106, стр.335/;

$d_1$  – внутренний диаметр охватываемой детали. Если вал сплошной,  $d_1=0$  и  $c_1=1-\mu_1$ :

$d_2$  – наружный диаметр охватывающей детали. Если  $d_2 \gg d_{н.с.}, \text{то } d_2 \rightarrow 0, \frac{d_{н.с.}}{d_2} \rightarrow 0$ . Если посадка с натягом применяется для сопряжения зубчатого колеса с валом, то  $d_2$  – диаметр окружности впадин зубчатого венца и определяется по формулам, мм:

$$\begin{aligned} d_2 &= d - 3m, \text{ при } m \text{ до } 0,5 \text{ мм;} \\ d_2 &= d - 2,7m \text{ при } m \text{ свыше } 0,5 \text{ до } 0,9 \text{ мм;} \\ d_2 &= d - 2,5m, \text{ при } m \text{ свыше } 0,9 \text{ мм,} \end{aligned} \quad (6.3.4)$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности зубчатого венца, мм

$$d = mz; \quad (6.3.5)$$

$m$  – модуль зубчатого колеса, мм.

Для зубчатого колеса со ступицей за  $d_2$  принимается наружный диаметр ступицы; для колеса без ступицы, имеющего выточки и отверстия облегчения,  $d_2$  – диаметр воображаемой окружности, касательной к отверстиям облегчения со стороны посадочного отверстия.

Рассчитывается величина минимально допустимого натяга, т.е. натяга, который обеспечивал бы отсутствие смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок. С учетом среза и смятия микронеровностей при запрессовке натяг определяется по формуле:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + 5(R_{aD} + R_{ad}), \quad (6.3.6)$$

где  $R_{aD}$  и  $R_{ad}$  – параметры шероховатости охватывающей (отверстия) и охватываемой (вала) деталей, мкм /1, табл. 2.66, стр. 517, табл. 2.67, стр. 523/.

Рассчитывается максимально допустимое удельное давление  $[p_{\max}]$ , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве  $[p_{\max}]$  принимается наименьшее из значений наибольшего удельного давления для охватываемой  $p_1$  и охватывающей  $p_2$  деталей:

$$p_1 = 0.58 \cdot \sigma_{m1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right]; \quad (6.3.7)$$

$$p_2 = 0.58 \cdot \sigma_{m2} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (6.3.8)$$

где  $\sigma_{m1}, \sigma_{m2}$  – пределы текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей, соответственно.

Исходя из условия прочности деталей соединения при сборке, определяется величина наибольшего расчётного натяга:

$$N'_{\max} = [p_{\max}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (6.3.9)$$

Максимально допустимый натяг в соединении определяется с учётом поправок на смятие и срез микронеровностей:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} + 5(R_{aD} + R_{ad}). \quad (6.3.10)$$

Для выбора посадки необходимо выполнение следующих условий прочности соединения:

$$\begin{cases} N_{\min} > [N_{\min}] \\ N_{\max} \leq [N_{\max}] \end{cases} \quad (6.3.11)$$

где  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$  – предельные натяги стандартной посадки.

6.3.2. В соответствии с условием выбора посадки подбирается посадка с натягом. В первую очередь рассматривается ряд предпочтительных посадок /1, табл. 1.49, стр. 153/.

Если материал охватываемой детали обладает относительно невысокой прочностью (бронза, латунь), и расчётное значение  $[N_{\max}]$  получается малым, то условие может быть не выполнено. Тогда по согласованию с преподавателем может быть применена ближайшая стандартная посадка. В этом случае она будет осуществляться с пластической деформацией охватываемой детали. Если же пластическая деформация недопустима, то вместо посадки с натягом можно использовать ближайшую посадку из числа переходных; в этом случае взаимная неподвижность сопрягаемых деталей должна быть обеспечена завальцовкой или зачеканкой.

6.3.3. По предельным отклонениям отверстия /1, табл.1.27, стр.79/ и вала /1, табл.1.30, стр.92/ строится схема посадки.

6.3.4. Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, с.25, (1.11 а – 1.26)/.

6.3.5. Выполняются эскизы соединения и детализовки с обозначением точности посадки и сопрягаемых деталей.

6.4. Расчёт предельных калибров для гладких цилиндрических соединений

6.4.1. Расчёт ведётся по одной из выбранных в п.п. 6.1–6.3 посадок.

6.4.2. Строятся схемы расположения полей допусков калибров: пробки, скобы и контрольных калибров к скобе /ГОСТ 24853-81; 5, с.243/.

6.4.3. Определяются предельные отклонения контролируемых отверстия и вала (см. п.п. 6.1 – 6.3).

6.4.4. Назначаются допуски и отклонения калибров /ГОСТ 24853-81/.

6.4.5. Рассчитываются предельные и исполнительные размеры калибров: пробки (Р-ПР; Р-НЕ), скобы (Р-ПР; Р-НЕ), контрольных (К-ПР; К-НЕ; К-И) /ГОСТ 24853-81; 5, с.244–245/.

Рабочий калибр-пробка предназначен для контроля размеров охватываемой детали (отверстия) в процессе изготовления. Проходной калибр-пробка Р-ПР

контролирует наименьший диаметр отверстия  $D_{\min}$ , непроходной калибр-пробка Р-НЕ – наибольший диаметр отверстия  $D_{\max}$ .

Рабочий калибр-скоба предназначен для контроля размеров охватываемой детали (вала) в процессе изготовления. Проходной калибр-скоба Р-ПР контролирует наибольший размер вала  $d_{\max}$ , непроходной калибр-скоба – наименьший размер вала  $d_{\min}$ .

Для контроля и настройки калибров-скоб предусмотрены контрольные калибры:

К-И – контрольный калибр износа проходной скобы Р-ПР;

К-ПР – контрольный калибр для установки проходной скобы Р-ПР;

К-НЕ – контрольный калибр для установки непроходной скобы Р-НЕ.

Калибр- пробка:

$$P - PP_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2} \quad (6.4.1)$$

$$P - PP_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2} \quad (6.4.2)$$

$$P - PP_{\text{изн.}} = D_{\min} - y + \alpha \quad (6.4.3)$$

$$P - HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2} \quad (6.4.4)$$

$$P - HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2} \quad (6.4.5)$$

Калибр- скоба:

$$P - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} \quad (6.4.6)$$

$$P - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2} \quad (6.4.7)$$

$$P - PP_{\text{изн.}} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 \quad (6.4.8)$$

$$P - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2} \quad (6.4.9)$$

$$P - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} \quad (6.4.10)$$

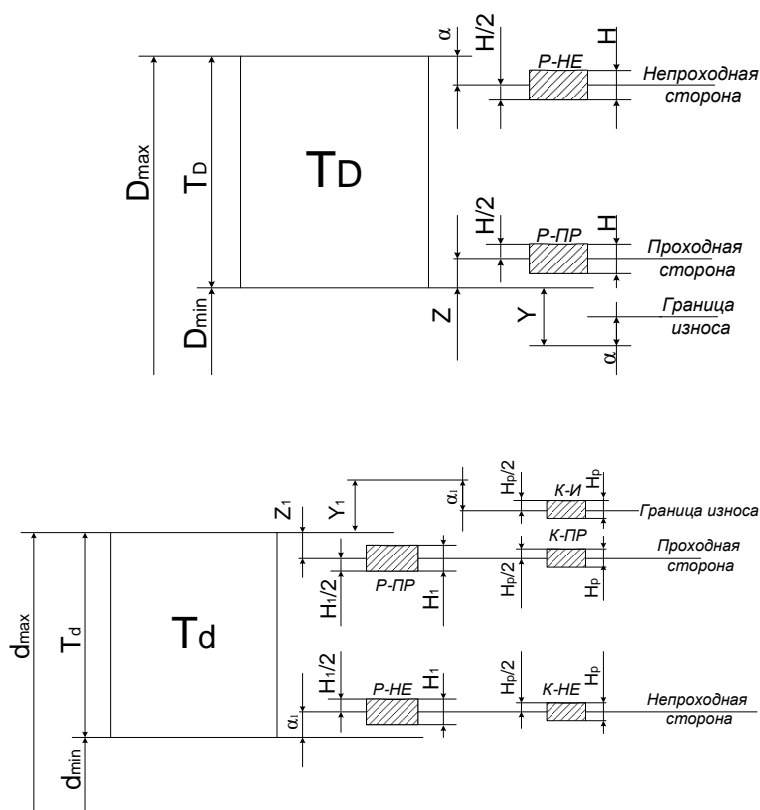


Рисунок 3 – Схемы расположения полей допусков калибров

Контрольные калибры:

$$K - I_{\max} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (6.4.11)$$

$$K - I_{\min} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 - \frac{H_p}{2} \quad (6.4.12)$$

$$K - ПР_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2} \quad (6.4.13)$$

$$K - ПР_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_p}{2} \quad (6.4.14)$$

$$K - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (6.4.15)$$

$$K - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_p}{2} \quad (6.4.16)$$

Здесь  $H$ ,  $H_I$ ,  $H_p$  – допуски на изготовление соответственно калибров пробок, скоб и контрольных калибров;

$z$ ,  $z_1$  – величина смещения поля допуска проходного калибра пробки и скобы, соответственно, в поле допуска на деталь для исключения возможности неправильного контроля;

$y$ ,  $y_1$  – величина, устанавливающая границу износа для пробки и скобы, соответственно;

$\alpha, \alpha_1$  – величина, компенсирующая погрешности формы, температурные деформации, неравномерность усилия для пробок и скоб, соответственно, с размерами свыше 180 мм.

При назначении исполнительных размеров их проставляют так, чтобы допуск на изготовление был направлен в материал калибра:

для пробок исполнительные размеры:  $P - PP_{\max_{-H}}$ ,  $P - HE_{\max_{-H}}$ ;

для скоб исполнительные размеры:  $P - PP_{\min}^{+H_1}$ ,  $P - HE_{\min}^{+H_1}$ ;

для контрольных калибров:  $K - H_{\max_{-H_p}}$ ,  $K - PP_{\max_{-H_p}}$ ,  $K - HE_{\max_{-H_p}}$ .

Калибры изготавливаются из инструментальных или углеродистых цементуемых сталей (У10А, У12А, 10,15 и др.), применяются также твердосплавные калибры.

6.4.6. Выполняются рабочие чертежи калибра-пробки и калибра-скобы (ГОСТ 14807-69 – ГОСТ 14827-69; ГОСТ 18358-93 - ГОСТ 18369-93; ГОСТ 2216-84).

## 6.5. Выбор точности резьбового соединения

6.5.1. По заданным параметрам резьбового соединения (сопряжение с деталью 9) в зависимости от шага резьбы рассчитывают средний и внутренний диаметры метрической резьбы /2, табл.4.24, стр.144/.

Если в обозначении шаг резьбы не указан, то полагают, что резьба с крупным шагом /2, табл.4.22, стр.141/.

6.5.2. В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы (точный, средний, грубый) и выбираются поля допусков наружной и внутренней резьбы для нормальной длины свинчивания /2, табл.4.28, стр.151/.

Точный класс метрической резьбы назначается для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, а также, когда допускаются лишь малые колебания характера посадки. Средний класс – для резьбы общего применения. Грубый класс – при нарезании резьбы на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях.

6.5.3. Определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы /2, табл.4.29, стр.153/.

6.5.4. Рассчитываются предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы /2, стр.152/.

6.5.5. Строятся схемы расположения полей допусков наружной и внутренней резьбы /2, стр.153/.

6.5.6. Выполняются эскизы болта, гайки и резьбового соединения с обозначением допусков и посадки.

## 6.6. Расчёт и выбор допусков и посадок подшипников качения

6.6.1. Расчёт ведётся для одного из подшипников качения (поз.8), присоединительные размеры которого определены в задании.

6.6.2. По внутреннему диаметру  $d$  и ширине колец подшипника  $B$  определяются наружный диаметр  $D$ , размер фасок или скруглений  $r$ , номер и тип подшипника /4/.

6.6.3. По эксплуатационным требованиям и конструкции назначается класс точности подшипника /2, стр.281/.

Установлено пять основных классов точности подшипников качения:

0 – назначают при средних нагрузках и скоростях и нормальной точности вращения (в обозначении не указывают);

6 – при повышенных требованиях к точности вращения;

5,4 – при высокой частоте вращения и высоких требованиях к точности вращения;

2 – в конструкциях, к которым предъявляются очень высокие требования к точности.

При этом подшипник обозначается номером, в котором на первом месте стоит класс точности, а через дефис – число, характеризующее тип подшипника. Например, 6-208 – подшипник качения 6 класса точности, лёгкой серии диаметров 2, серии ширин 0.

6.6.4. Определяются предельные отклонения внутреннего /2, табл.4.82, 4.84/ и наружного /2, табл.4.83, 4.85/ колец подшипника.

6.6.5. Определяются виды нагружения колец подшипников /2, стр.282-284 /.

Различают три вида нагружения: местное, циркуляционное, колебательное. В предложенных механизмах на опоры качения действует радиальная нагрузка  $R$  постоянная по направлению. Следовательно, в зависимости от того, какое кольцо вращается или неподвижно относительно радиальной нагрузки, будет определяться вид нагружения: циркуляционный или местный.

6.6.6. Выбираются поля допусков вала и отверстия в корпусе в зависимости от вида нагружения сопрягаемых с ними колец подшипника /2, табл.4.89–4.92, стр.285–287/.

По характеру нагрузки для местно нагруженного кольца определяется поле допуска сопрягаемой с ним детали /2, табл.4.89, стр.285/.

Если характер нагрузки определен, для циркуляционно нагруженного кольца рассчитывается интенсивность радиальной нагрузки:

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} \cdot k_n \cdot F \cdot F_A, \quad (6.6.1)$$

где  $k_n$  – динамический коэффициент посадки ( $k_n=1$  при перегрузке до 150%, умеренных точках и вибрации и  $k_n=1,8$  при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации);

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе /2, табл.4.90, стр.286/ (при сплошном вале  $F=1$ );

$F_A$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки  $R$  между рядами роликов или шариков в двухрядных подшипниках ( $F_A=1$  для однорядных подшипников).

Выбирается поле допуска детали, сопряжённой с циркуляционно нагруженным кольцом в зависимости от величины  $P_R$  /2, табл.4.92, стр.287/.

Если характер нагрузки не определен, посадку циркуляционно нагруженного кольца определяют по минимальному натягу, который рассчитывается по формуле:

$$N'_{\min} = \frac{13Rk}{(B-2r) \cdot 10^9} \quad (6.6.2)$$

где  $k$  – конструктивный коэффициент, принимаемый приближенно для подшипников легкой серии – 2,8; средней серии – 2,3; тяжелой – 2.

Поле допуска сопрягаемой детали выбирается из ряда:  $j_s6$ ,  $k6$ ,  $m6$ ,  $n6$ . При этом должно выполняться условие:

$$N_{\min} \geq N'_{\min}, \quad (6.6.3)$$

где  $N_{\min}$  – наименьший натяг посадки.

Во избежание разрыва кольца необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$N_{\max} \leq [N], \quad (6.6.4)$$

где  $N_{\max}$  – наибольший натяг посадки;

$[N]$  – предельно допустимый наибольший натяг в соединении, определяется по формуле:

$$[N] = \frac{11,4kd[\sigma_p]}{(2k-2) \cdot 10^3}, \quad (6.6.5)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение; для подшипниковой стали  $[\sigma_p]=400$  МПа;

$d$  – диаметр внутреннего кольца, м.

6.6.7. Определяются предельные отклонения вала и отверстия, строятся схемы расположения полей допусков в посадках колец подшипников и рассчитываются предельные размеры, допуски деталей и основные характеристики посадок (см. п.п. 6.1 – 6.3).

6.6.8. Выполняются эскизы деталей и соединений подшипника качения с валом и корпусом с обозначением допусков и посадок.

## 6.7. Выбор посадок шпоночного и штифтового соединений

6.7.1 Для заданного шпоночного соединения с призматической шпонкой по диаметру вала или ширине шпонки выбираются геометрические размеры соединения /2, табл.4.64, стр.235/.

6.7.2. По условиям работы соединения и подвижности втулки на валу выбирается вид шпоночного соединения.

Различают три вида шпоночных соединений с призматической шпонкой:

*свободное* – применяется при затруднительных условиях сборки и действии небольших нереверсивных равномерных нагрузок. Обеспечивает подвижность втулки на валу;

*нормальное* – неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

*плотное* – характеризуется вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами. Сборка осуществляется напрессовкой. Соединение применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках.

6.7.3. Для выбранного вида шпоночного соединения определяются посадки в пазы вала и втулки /2, табл.4.65, стр.237/.

6.7.4. Строятся схемы и рассчитываются основные характеристики посадок (см. п.п. 6.1-6.3).

6.7.5. Определяются допуски и предельные отклонения на несопрягаемые размеры /2, табл.4.66, стр.238/.

6.7.6. Выполняются эскизы деталей и шпоночного соединения с обозначением допусков и посадок.

6.7.7. В посадках штифтовых соединений необходимые натяги достигаются подбором полей допусков отверстий. Технические требования для цилиндрических и конических штифтов /ГОСТ 26862-86/ регламентируют предельные отклонения диаметров штифтов:

цилиндрических класса точности  $A - m6 (n6)$ ;

цилиндрических класса точности  $B - h8 (h9)$ ;

конических класса точности  $A - h10$ ;

конических класса точности  $B - h11$ .

Размеры цилиндрических и конических штифтов по ГОСТ 3128-70 /3, стр.692/

## 6.8. Выбор точности зубчатого зацепления

6.8.1. По окружной скорости зубчатого колеса назначается степень точности по норме кинематической точности /2, табл. 5.12, стр.328/.

6.8.2. Назначают степени точности по нормам плавности и контакта. Для средних и высокоточных скоростных передач степень точности по нормам плавности назначается на одну степень точнее, чем по нормам кинематической точности; для делительных передач, например, отсчетных механизмов, степени точности по нормам кинематической точности и плавности рекомендуется принимать одинаковыми или степень плавности на одну степень грубее.



Степень точности по нормам контакта для малонагруженных передач принимается на одну степень грубее, чем по нормам плавности.

6.8.3. Определяется кинематическая погрешность зубчатого зацепления, включающая в себя погрешность монтажа и кинематические погрешности сопряженных в передаче зубчатых колес.

Рассчитывается монтажное радиальное биение каждого зубчатого колеса в зацеплении:

$$e_p = \sqrt{e_n^2 + e_\epsilon^2}, \quad (6.8.1)$$

где  $e_n$  – радиальное биение дорожек вращающихся колец подшипников (рекомендуется класс точности 6) /2, табл. 4.82, стр.273/. Для подшипников скольжения  $e_n$  равно значению  $S_{max}$  в соединении цапфы вала с вкладышем подшипника в соответствии с выбранной посадкой;

$e_\epsilon$  – радиальное биение шейки вала, на которую должно быть посажено зубчатое колесо. Степень точности для допусков формы и расположения поверхности вала принимается на единицу точнее степени кинематической точности насаживаемого на вал зубчатого колеса /1, табл. 2.40, стр. 443/. Если колесо выполнено заодно с валом, то  $e_\epsilon = 0$ .

Приведенная погрешность монтажа каждого зубчатого колеса в зацеплении определяется

$$E = \frac{e_p}{0,94}. \quad (6.8.2)$$

Рассчитываются допуски на кинематическую погрешность сопряженных в передаче зубчатых колес:

$$F'_i = F_p + f_f, \quad (6.8.3)$$

где  $F_p$  – допуск на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу /2, табл. 5.8, стр.318/;

$f_f$  – допуск на погрешность профиля /2, табл. 5.9, стр.320/.

Определяются предельные значения  $\delta_{\varphi \max}$  и  $\delta_{\varphi \min}$  кинематической погрешности сопряженных зубчатых колес по формулам:

$$\delta_{\varphi \min} = 0,98k(F'_{i1} + F'_{i2}), \quad (6.8.4)$$

где  $k$  – коэффициент, зависящий от степени кинематической точности зубчатых колес;  $k=0,62$  для 5 и 6 степеней точности;  $k=0,71$  для 7 и 8 степеней точности;

$F'_{i1}, F'_{i2}$  – допуски на кинематическую погрешность соответственно ведущего и ведомого зубчатых колес.

$$\delta_{\varphi \max} = 0,98 \left( \sqrt{(F'_{i1})^2 + E_1^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_2^2} \right), \quad (6.8.5)$$

где  $E_1, E_2$  – приведенные погрешности монтажа ведущего и ведомого зубчатых колес.

Рассчитываются характеристики поля рассеяния кинематической погрешности: координата середины поля рассеяния  $\Delta\omega_i$ , угл. мин:

$$\Delta\omega_i = 3,44 \frac{\delta_{\varphi \min} + \delta_{\varphi \max}}{d}, \quad (6.8.6)$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности ведомого зубчатого колеса, мм.

Величина поля рассеяния кинематической погрешности  $\omega_i$ , угл. мин:

$$\omega_i = 6,88 \frac{\delta_{\varphi \max} - \delta_{\varphi \min}}{d}. \quad (6.8.7)$$

## 6.9. Определение вида сопряжения зубчатых колес

6.9.1. Вид сопряжения зубчатых колес определяется по величине гарантированного бокового зазора в зацеплении. Гарантированный боковой зазор в зубчатом зацеплении необходим для компенсации погрешностей изготовления и сборки передачи, для создания условий смазывания, устранения возможности заклинивания зубьев в результате тепловых и силовых деформаций. В общем случае боковой зазор  $j_{n \min}$  складывается из двух составляющих:

$$j_{n \min} \geq j_{nt} + j_{ncm}, \quad (6.9.1)$$

где  $j_{nt}$  – составляющая бокового зазора для температурных деформаций;

$j_{ncm}$  – составляющая бокового зазора для размещения смазки.

Боковой зазор, соответствующий температурной компенсации определяется по формуле:

$$j_{nt} = \left( a + \frac{D_1 + D_2}{2} \right) \alpha_{kp} (t - 20^\circ C) - 0,17 \left( (d_2 - d_g) \alpha_2 + (D_1 + D_2) \alpha_n + d_g \alpha_g + d_1 \alpha_1 \right) (t - 20^\circ C), \quad (6.9.2)$$

где  $a$  – межосевое расстояние передачи;

$\alpha$  – коэффициенты линейного расширения материалов:

$\alpha_{kp}$  – корпуса;  $\alpha_1, \alpha_2$  – ведущего и ведомого зубчатых колес;

$\alpha_g$  – вала;  $\alpha_n$  – подшипников;

$t$  – предельно допустимая температура эксплуатации /ГОСТ 15150-69/;

$d_1, d_2$  – диаметры делительных окружностей ведущего и ведомого зубчатых колес;

$d_g$  – диаметр посадочной шейки вала;

$D_1, D_2$  – наружные диаметры подшипников.

Расчёт проводится два раза: при верхнем и при нижнем значениях температуры эксплуатации. Результат положительный во внимание не

принимается, так как при этой температуре заклинивание передачи не произойдет. Рабочим является результат с отрицательным знаком, абсолютное значение которого принимается за величину бокового зазора  $j_{nt}$ .

Боковой зазор, необходимый для размещения смазки, мкм:

$$j_{ncm} = (10 \div 30) \cdot m, \quad (6.9.3)$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм.

Причём  $j_{ncm} = 10m$  – для тихоходных и до  $30m$  для высокоскоростных передач.

Расчётное значение наименьшего бокового зазора

$$j_{nmin} + j_{nt} + j_{ncm}. \quad (6.9.4)$$

Полученное значение бокового зазора  $j_{nmin}$  округляют до ближайшего большего стандартного и определяют вид сопряжения и предельные отклонения межосевого расстояния /2, табл.5.17, стр.336/.

## 6.10. Расчёт мертвого хода в зубчатом зацеплении

6.10.1. Определяют наибольшее значение бокового зазора:

$$j_{nmax} = j_{nmin} + (T_{H1} + T_{H2} + 2 \cdot f_a) \cdot 0,684 \quad (6.10.1)$$

где  $T_{H1}$ ,  $T_{H2}$  – допуски на смещение исходного контура зубчатых колёс в зацеплении /2, табл.5.19, стр.339/;

$f_a$  – предельные отклонения межосевого расстояния /2, табл.5.17, стр.336/.

6.10.2. Рассчитывают мертвый ход в зубчатом зацеплении – наибольший угловой свободный поворот ведомого колеса при застопоренном ведущем, угл. мин:

$$\Delta\varphi_{max} = \frac{2j_{nmax} \cdot 3438}{mz_2 \cdot 0,94}, \quad (6.10.2)$$

где  $z_2$  – число зубьев ведомого зубчатого колеса.

## 6.11. Определение величин остальных показателей точности зубчатого колеса

6.11.1. По норме кинематической точности: допуск на радиальное биение зубчатого венца  $F_r$  /2, табл. 5.7, стр.317/; допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса  $F_p$  /2, табл.5.8, с.318/.

По норме контакта зубьев в передаче /2, табл.5.10, стр.323/.

6.11.2. Выполняется рабочий чертёж зубчатого колеса /2, стр.355-363; ГОСТ 2.403-75/.

С целью обеспечения взаимозаменяемости на рабочем чертеже зубчатого колеса указываются следующие допуски:

- диаметра вершин зубьев  $A_{da}$  по  $h14 \div h16$ ;
- радиального биения  $F_{da} = 0.6 F_r$ ;
- ширины зубчатого венца  $h11 \div h14$ .

Для торцевой поверхности следует указать допуск торцевого биения /1, табл.2.28, стр.414/, если колесо имеет ступицу, протяженность которой обеспечивает надежную материализацию оси отверстия, либо допуск плоскостности /1, табл. 2.11, стр.381/, если колесо выполнено из тонколистовой заготовки, и невозможна однозначная материализация оси отверстия. При этом степень точности формы и расположения поверхностей принимается на единицу точнее степени точности по нормам контакта зубьев.

В таблице на чертеже приводятся в качестве данных для контроля:

- длина общей нормали  $W$  /2, табл.5.30, стр.360/;
- наименьшее отклонение длины общей нормали  $E_{Wms}$  /2, табл.5.21, стр.341/;
- допуск на длину общей нормали  $T_W$  /2, табл.5.21, стр.344/.

Шероховатость поверхностей зубчатого колеса можно назначить по таблице 2.68, стр.525 /2/.

#### 6.12. Расчёт осевого монтажного зазора в опорах зубчатого зацепления

Монтажный зазор между базовыми торцевыми поверхностями должен обеспечивать осевую фиксацию вала, плавное вращение его в опорах качения или скольжения без рывков и заеданий, исключить возможность заклинивания при температурных деформациях деталей сборочной единицы. Для осевой фиксации вала функциональным является зазор  $A_\Delta$ , номинальная величина которого равна нулю. Вал должен быть смонтирован с осевым зазором, предельные значения которого рассчитываются из размерной цепи с учетом температурных деформаций.

6.12.1. Составляют схему размерной цепи, представляющую собой замкнутый контур, образуемый размерами в той последовательности, что и на чертеже. Обозначаются составляющие  $A_1, A_2, \dots, A_j$  звенья и, получаемое последним при сборке, замыкающее звено  $A_\Delta$ .

6.12.2. Определяют увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья по их влиянию на величину замыкающего звена. Увеличивающим (стрелка над обозначением звена направляется вправо) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено увеличивается. Уменьшающим (стрелка - влево) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено уменьшается.

6.12.3. Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

6.12.4. Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Если коэффициент температурного расширения материала корпуса или колонок больше, чем вала, то расчёт проводится для нижнего предельного значения температуры эксплуатации, в обратном случае – для верхнего значения температуры эксплуатации.

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^n [A_j \alpha_j (t - 20^\circ \text{C})] - \sum_{j=1}^m [A_i \alpha_j (t - 20^\circ \text{C})], \quad (6.12.1)$$

где  $A_j$  – номинальное значение составляющего звена;

$\alpha_j$  – коэффициент температурного расширения (сжатия) материала для составляющего звена;

$t$  – предельное значение температуры эксплуатации;

$m$  – число увеличивающих звеньев размерной цепи;

$n$  – число уменьшающих звеньев размерной цепи.

Наибольшее значение монтажного зазора определяется в зависимости от величины пролета между опорами вала:

при пролете до 30 мм  $A_{\Delta \max} = 0,1$  мм;

при пролете свыше 30 мм  $A_{\Delta \max} = 0,3$  мм

6.12.5. Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} \quad (6.12.2)$$

Допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников определяются по таблице 4.82, стр. 273 /2/.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного качества (одной степени точности). При большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчёта размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^p (\lambda_j^2 TA_j^2)}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-p} (\lambda_j^2 i_j^2)}} \quad (6.12.3)$$

где  $t$  – коэффициент риска, определяется в зависимости от принятого процента риска  $P$  /2/, табл. 3.8, стр.36/;

$\lambda_j$  – коэффициент относительного рассеяния размеров. Для мелкосерийного или индивидуального производства  $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$ , для крупносерийного или массового производства  $\lambda_j = \frac{1}{3}$ .

$i_j$  – единица допуска для каждого составляющего звена в зависимости от номинального размера, мкм /2/, табл. 3.3, стр.20/;

$p$  – число звеньев, имеющих стандартные поля допусков (ширина колец подшипников качения) /2/, табл. 4.82, стр.273/.

По полученному значению  $a_{cp}$  устанавливается номер качества /1, табл.1.8, стр.43/, количество единиц допуска, в котором близко к расчётному  $a_{cp}$ . В соответствии с полученным качеством выбираются допуски составляющих звеньев, в зависимости от их номинальных размеров /1, табл. 1.8, стр.43/.

Проверяется правильность назначения допусков:

$$TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot TA_j^2)}, \quad (6.12.4)$$

где  $TA_j$  – допуск составляющего звена.

В случае невыполнения этого условия производят частичное перераспределение допусков между составляющими звеньями.

6.12.6. Определяют предельные отклонения составляющих звеньев.

Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватываемые, охватываемые и остальные размеры. Определяют координаты середины поля допуска для каждого размера:

$$\text{- для охватывающих размеров } \Delta_c A_j = \frac{TA_j}{2}; \quad (6.12.5)$$

$$\text{- для охватываемых размеров } \Delta_c A_j = -\frac{TA_j}{2}; \quad (6.12.6)$$

для остальных размеров координата середины поля допуска определяется из общего уравнения размерной цепи:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j, \quad (6.12.7)$$

где  $\Delta_c A_{\Delta}$ ,  $\Delta_c A_j$  - соответственно координаты середины поля допуска замыкающего и составляющего звеньев, определяются по формулам:

$$\Delta_c A_{\Delta} = \frac{\Delta_B A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta}}{2}; \quad (6.12.8)$$

где  $\Delta_B A_{\Delta}$ ,  $\Delta_H A_{\Delta}$  - соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена  $A_{\Delta}$ .

$$\Delta_c A_j = \frac{\Delta_B A_j + \Delta_H A_j}{2}. \quad (6.12.9)$$

Предельные отклонения составляющих звеньев определяются по формулам:

- верхнее предельное отклонение

$$\Delta_B A_j = \Delta_c A_j + \frac{TA_j}{2}; \quad (6.12.10)$$

- нижнее предельное отклонение

$$\Delta_H A_j = \Delta_c A_j - \frac{TA_j}{2}. \quad (6.12.11)$$

6.12.7. Производят проверку правильности расчёта размерной цепи:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}; \\ \Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}. \end{cases} \quad (6.12.12)$$

6.12.8. При малом допуске исходного (в данной задаче и замыкающего) звена теоретико-вероятностный метод расчета неприемлем – при расчете  $a_{cp}$  в числителе получается отрицательное значение, рекомендуется применить метод регулирования, в соответствии с которым необходимо выполнить следующие действия.

6.12.9. На составляющие звенья назначают допуски по 10 – 12 квалитетам.

6.12.10. Устанавливают звено-компенсатор, которым может быть комплект шайб, уплотнений, втулок и т.п.

6.12.11. Определяют предельные отклонения на каждое составляющее звено, кроме звена-компенсатора по правилу:

- для охватывающих размеров  $\Delta_B A_j = +TA_j$ ,  $\Delta_H A_j = 0$ ;
- для охватываемых размеров  $\Delta_B A_j = 0$ ,  $\Delta_H A_j = -TA_j$ ;
- для остальных размеров  $\Delta_B A_j = +\frac{TA_j}{2}$ ,  $\Delta_H A_j = -\frac{TA_j}{2}$ .

6.12.13. Определяют предельные размеры звена-компенсатора  $\Delta_H K$  и  $\Delta_B K$  из уравнений:

- если компенсатор – увеличивающее звено:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H A_j + \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B A_j + \Delta_B K \end{cases}, \quad (6.12.13)$$

- если компенсатор – уменьшающее звено:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H A_j - \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B A_j - \Delta_B K \end{cases}. \quad (6.12.14)$$

6.12.14. Рассчитывают диапазон регулирования:

$$V_K = \Delta_B K - \Delta_H K. \quad (6.12.15)$$

6.12.15. Определяют число деталей-компенсаторов  $n$ :

$$n = \frac{V_K}{TA_{\Delta}} \quad (6.12.16)$$

6.12.16 Рассчитывают допуск на изготовление деталей-компенсаторов:

$$TK = \frac{TA_{\Delta}}{n} . \quad (6.12.17)$$

6.13. Расчёт допусков расположения осей отверстий для крепежных деталей

Расположение осей отверстий гладких и резьбовых для крепежных деталей на чертеже должно регламентироваться зависимыми позиционными допусками /1, стр.361/

6.13.1. Определяется тип соединений деталей *A* или *B*:

тип *A* – в обеих соединяемых деталях предусмотрены сквозные отверстия под проход крепежной детали с гарантированным диаметральный зазором (болтовые, заклепочные соединения);

тип *B* – сквозные отверстия под проход крепежной детали предусмотрены только в одной детали, а в другой – имеются резьбовые отверстия (винтовые, шпилечные соединения) или отверстия, обеспечивающие натяг (некоторые штифтовые соединения).

6.13.2. Рассчитывается величина позиционного допуска.

Для соединения типа *A*

$$T_{noz} = kS_{\min} , \quad (6.13.1)$$

где *k* – коэффициент использования зазора для компенсации отклонения расположения осей;

*k*=1 для соединений, не требующих регулировки соединяемых деталей;

*k*=0,8 или 0,6 для соединений, в которых надо обеспечить регулировку взаимного расположения деталей при сборе;

*S<sub>min</sub>* – наименьший зазор между стержнем крепежной детали и стенкой отверстия, в которое она помещена /1, табл.2.49-2.52, стр.467-479/.

Для соединения типа *B*

$$T_{noz} = 0,5kS_{\min} \quad (6.13.1)$$

Рассчитанное значение позиционного допуска округляют до ближайшего меньшего стандартного значения /1, табл. 2.49-2.52, стр. 467-479/.

Виды и примеры простановки позиционных допусков на расположение осей отверстий под крепежные детали приведены в табл. 2.46, стр 461, табл. 2.56, 2.57, стр.495-498/1/.

6.14. Назначение допусков и схемы контроля отклонений формы и расположения поверхностей



6.14.1. Нормирование допусков формы и расположения поверхностей, сопрягаемых с подшипниками качения, и простановка их на чертежах устанавливается ГОСТ 3325-85.

6.14.2. Для шеек валов, сопрягаемых с зубчатыми колесами, назначением допуска цилиндричности ограничивают концентрацию давления на посадочных поверхностях. Допуск соосности способствует обеспечению заданных норм кинематической точности передач. Для допусков расположения поверхностей в зависимости от степени точности зубчатых колес рекомендуется принимать следующие степени точности:

Для зубчатых колес степеней точности	Степень точности допусков соосности и перпендикулярности
6	5
7 и 8	6
9	7

Допуск цилиндричности может рассчитываться с учетом допуска диаметра ступицы  $T_d$ :

$$T_{\text{ц}} = 0,3T_d \quad (6.14.1)$$

6.14.3. Схемы контроля отклонений формы и расположение поверхностей составляются для допусков, нормируемых в рабочих чертежах (по указанию преподавателя). Они должны включать схему базирования детали и расположение измерительного устройства, величину допуска и цену деления измерительного устройства. Примеры измерительных схем приведены в /1/:

- отклонение формы цилиндрических поверхностей - таблица 2.22, стр. 397;
- контроль параллельности – таблица 2.31, стр. 418;
- контроль перпендикулярности – таблица 2.36, стр. 427;
- контроль соосности, симметричности, пересечения осей, радиального биения – таблица 2.44, стр. 450.

6.15. Выбор универсального измерительного средства для контроля линейного размера

Размер для контроля выбирается по заданию преподавателя.

6.15.1. Рассчитывается допуск на контролируемый размер и устанавливается допустимая погрешность измерения /ГОСТ 8.051-81/.

6.15.2. Определяется предельно допустимая погрешность средства измерения, предполагая, что погрешностями метода и оператора можно пренебречь:

$$\Delta_{\text{СИ}} = 0,65\delta \quad (6.15.1)$$

6.15.3. Выбирается универсальное измерительное средство /РД 50-98-86/ такое, чтобы его погрешность измерения  $\Delta'_{\text{СИ}}$  удовлетворяла условию:

$$\Delta'_{СИ} \leq \Delta_{СИ} . \quad (6.15.2)$$

6.15.4. Определяется количество неправильно принятых  $m$  и неправильно забракованных  $n$  по контролируемому параметру деталей.

Погрешность метода и оператора:

$$\Delta_{\delta} = \frac{\Delta'_{СИ}}{0,65} . \quad (6.15.3)$$

Среднее квадратическое отклонение погрешности измерений:

$$\sigma = \frac{\Delta_{\delta}}{2} . \quad (6.15.4)$$

Соотношение среднего квадратического отклонения погрешности измерений и допуска на контролируемый размер:

$$A = \frac{\sigma}{Td} , \quad (6.15.5)$$

где  $Td$  – допуск на контролируемый размер.

По величине  $A$  определяются числа  $m$  и  $n$  брака контроля /РД 50-98-86/.