

Методические рекомендации
по курсовому проектированию
по дисциплине «Взаимозаменяемость
и нормирование точности»

Направление подготовки: 27.03.01 Стандартизация и метрология

Факультет: инженерный

Форма обучения: очная

Введение

Точность большинства изделий машиностроения является важнейшей характеристикой их качества. Современные мощные и высокоскоростные машины не могут функционировать при недостаточной точности деталей и их сборки. Вследствие неточности технического оборудования, погрешностей и износа инструмента и приспособлений силовой , температурной деформации технологической системы, а так же из- за ошибок рабочего и других причин действующего значения геометрических, механических и других параметров деталей и изделий. Могут отличаться от расчетных (заданных), то есть могут иметь погрешность. Обеспечение качества деталей необходимо для создания работоспособных и конкурентно-способных машин. Точность сборки призвана обеспечивать соответствие действительных значений, параметров изделия значениям, заданных в технической документации. В связи с чем возникает необходимость нормирования показателей точности деталей машин.

Курсовая работа по дисциплине «Взаимозаменяемость и нормирование точности» на тему «Нормирование показателей качества деталей машин» должна состоять из пояснительной записки и графической части, которая включает в себя 4 листа формата А3.

В данной курсовой работе должны быть выполнены: расчет посадок с зазором и переходной, выбор и расчет посадок с натягом, выбор и расчет посадок колец подшипников качения, выбор и расчет посадок шпоночного и шлицевого соединений, выбор и расчет размерной цепи на максимум – минимум. Каждый раздел должен содержать теоретическую и расчетную часть. Курсовая работа должна также включать аннотацию на русском и иностранном языках, введение, заключение и список литературных источников. Оформление текстовой и графической части курсовой работы должно соответствовать стандартам академии. Бланк задания - в приложенииА.

1 Расчет и выбор посадок с зазором

1.1 Основные теоретические положения

Посадка с зазором – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала. К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала.

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений. В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения деталей относительно друг друга, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, компенсации отклонений формы и расположения поверхностей и т.д. В неподвижных соединениях зазор обеспечивает сборку деталей, а неподвижность достигается дополнительным креплением шпонками, болтами, штифтами и т.д. Выбор посадки для неподвижного соединения производится таким образом, чтобы наименьший зазор обеспечивал компенсацию отклонений формы и расположения сопрягаемых поверхностей, если они не ограничиваются полями допусков размеров этих поверхностей.

1.2 Определяем параметры отверстия

Наибольший предельный размер отверстия D_{\max} [Н.В. Грищенко (учебно-методическое пособие)]:

$$D_{\max} = D + ES, \quad (1.1)$$

Наименьший предельный размер отверстия D_{\min} :

$$D_{\min} = D + EI, \quad (1.2)$$

Определяем допуск отверстия TD:

$$TD = D_{\max} - D_{\min}, \quad (1.3)$$

Определяем координату середины поля допуска отверстия E_c :

$$E_c = \frac{ES + EI}{2}, \quad (1.4)$$

Определяем средний диаметр отверстия D_m :

$$D_m = D + E_c, \quad (1.5)$$

1.3 Определяем параметры вала

Наибольший предельный размер вала d_{\max} :

$$d_{\max} = d + es, \quad (1.6)$$

Наименьший предельный размер вала d_{\min} :

$$d_{\min} = d + ei, \quad (1.7)$$

Определяем допуск вала Td :

$$Td = d_{\max} - d_{\min}, \quad (1.8)$$

Определяем координату середины поля допуска вала e_c :

$$e_c = \frac{es + ei}{2}, \quad (1.9)$$

Определяем средний диаметр вала d_m :

$$d_m = d + e_c, \quad (1.10)$$

1.4 Определяем основные характеристики посадки

Наибольший зазор S_{\max} :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, \quad (1.11)$$

Наименьший зазор S_{\min} :

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (1.12)$$

Средний зазор S_m :

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2, \quad (1.13)$$

Допуск посадки TS:

$$TS = S_{\max} - S_{\min}, \quad (1.14)$$

$$TS = TD + Td \quad (1.15)$$

2 Расчет параметров переходных посадок

2.1 Основные теоретические положения

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение, как зазора, так и натяга. В этом случае поле допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью. В переходных посадках при наибольшем предельном размере вала и наименьшем предельном размере отверстия получается наибольший натяг, при наибольшем предельном размере отверстия и наименьшем предельном размере вала – наибольший зазор.

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений 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 некоторых тонкостенных деталей. Данные натяги не достаточны для передачи соединениям значительных крутящих моментов или усилий. Получение натяга без предварительной сортировки не гарантировано, поэтому посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей. Получаемые зазоры относительно малы, что предотвращает значительное смещение соединяемых деталей.

Поля допусков для переходных посадок образуют довольно плотный ряд и значительно перекрывают друг друга, что облегчает выбор посадок для соединений, чувствительных к изменению натягов и зазоров.

2.2 Расчет параметров посадки вероятностным методом

Предположим что размеры отверстия и вала распределены по нормальному закону со средним квадратическим отклонением, равным:

$$- \text{ для отверстия } \sigma_D = TD/6; \quad (2.15)$$

$$- \text{ для вала } \sigma_d = Td/6. \quad (2.16)$$

Определим среднеквадратическое отклонение посадки:

$$\sigma_N = \sigma_S = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2}; \quad (2.17)$$

Определим вероятностный допуск посадки:

$$T_N^{\hat{a}} = T_S^{\hat{a}} = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}; \quad (2.19)$$

Определим вероятностные предельные зазоры и натяги:

$$S_{\max}^B = S_m + 3\sigma_S; \quad (2.20)$$

$$N_{\max}^B = -S_{\min}^B = -(S_m - 3\sigma_S); \quad (2.21)$$

Делаем вывод о характере распределения зазоров и натягов.

3 Расчет и выбор посадки с натягом

3.1 Основные теоретические положения

Посадка с натягом - посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала. Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных или разбираемых при ремонте в отдельных случаях соединений деталей, в основном без дополнительного крепления винтами, штифтами и т.д. Неподвижность достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действия деформаций их контактных поверхностей. В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей, но в

ряде посадок при больших натягах или в соединениях деталей, изготовленных из легких сплавов и пластмасс, возникают упруго-пластические деформации.

В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей посадки с натягом при передаче нагрузок позволяют упростить конструкцию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования.

Предельные значения наименьшего и наибольшего натягов должны удовлетворять следующим условиям:

- при наименьшем натяге должна обеспечиваться прочность соединения. Это условие выполняется, если $M_{кр} = M_{тр}$, где $M_{кр}$ – наибольший крутящий момент, прикладываемый к одной детали, $M_{тр}$ – момент трения, зависящий от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и других факторов;

- при наибольшем натяге наибольшее напряжение, возникающее в материалах деталей, не должно превышать допустимого значения.

3.2 Определяем величину удельного эксплуатационного давления на поверхности контакта [Н.В. Грищенко (учебно- методическое пособие)]:

$$p_{\min} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi \cdot D^2 \cdot l \cdot f}, \quad (3.1)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, Н·м; $\pi D l$ – номинальная площадь контакта соединяемых деталей; f – коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей; l – длина соединения, м.

3.3 Определяем значение минимального расчетного натяга N_{\min}

Величину минимального расчетного натяга определяем по формуле:

$$N_{\min} = p_{\min} \cdot D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.2)$$

где E_1 и E_2 – модули упругости материалов вала и отверстия, C_1 и C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^2} - \mu_1, \quad (3.3)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (3.4)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона.

3.4 Определяем предельные допустимые удельные контактные давления на поверхностях втулки и вала по формулам:

$$p_{\text{äiD}} \leq 0,58 \cdot \sigma_t^D \left(1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2\right), \quad (3.5)$$

$$p_{\text{äid}} \leq 0,58 \cdot \sigma_t^d \left(1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^2\right), \quad (3.6)$$

где σ_t^D и σ_t^d – предел текучести материалов сопрягаемых отверстия и вала.

При максимальном расчетном натяге не должна разрушаться ни одна из деталей соединения и на поверхностях контакта не должно быть пластической деформации.

3.5 Определяем максимальный предельный натяг N_{max} :

$$N_{\text{max}} = p_{\text{max}} \cdot D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right); \quad (3.7)$$

3.6 Поправка на смятие микронеровностей

В процессе запрессовки, микронеровности на контактных поверхностях деталей сминаются, и в соединении получается меньший натяг, что уменьшает прочность соединения.

Величина смятия микронеровностей зависит от их высоты, метода и условий сборки соединения (без смазки или со смазкой) механических свойств материала деталей и определяется по формулам:

- для материалов с различными механическими свойствами

$$\Delta = 2 (k_1 R_{z1} + k_2 R_{z2}), \quad (3.8)$$

- для материалов с одинаковыми механическими свойствами

$$\Delta = 2 k (R_{z1} + R_{z2}), \quad (3.9)$$

где k , k_1 и k_2 – коэффициенты, учитывающие величину смятия неровностей отверстия втулки и вала; R_{z1} и R_{z2} – высота неровностей поверхностей вала и отверстия.

3.7 Значения натягов при выборе посадок

$$N_{\min \text{расч}} = N_{\min} + \Delta, \quad (3.10)$$

$$N_{\max \text{расч}} = N_{\max} + \Delta, \quad (3.11)$$

3.8 Выбор посадки

По ГОСТ 25347 – 82 выбираем посадку

$N_{\min} > N_{\min \text{расч}}$; $N_{\max} < N_{\max \text{расч}}$, условия выполняются.

4 Допуски и посадки шпоночных соединений

4.1 Основные теоретические положения

Шпоночные соединения предназначены для соединения валов между собой с помощью специальных устройств (муфт). Шпоночные соединения чаще

всего применяют для передачи крутящего момента в разъёмных неподвижных цилиндрических соединениях для закрепления на валах и осях различных тел вращения: втулок, зубчатых колёс, муфт, дисков, шкивов, рукояток, маховиков, эксцентриков и других деталей машин. Реже шпоночные соединения применяют в качестве направляющих. Шпонки применяют в случаях, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляют особых требований. Стандартизованы шпоночные соединения с призматическими, сегментными и клиновыми шпонками. Обычно шпоночные соединения разделяются на два типа: ненапряжённые с призматическими и сегментными шпонками и напряжённые с клиновыми шпонками. Использование призматических шпонок даёт возможность более точно центрировать сопрягаемые элементы и получать как неподвижные (в случае применения обыкновенных призматических шпонок), так и скользящие соединения (при использовании направляющих шпонок с креплением на валу).

Соединения с сегментной шпонкой служат для образования только неподвижных соединений.

Соединения с клиновыми шпонками применяются значительно реже, они недопустимы при высоких требованиях к соосности соединяемых деталей, так как смещают их геометрические оси на размер посадочного зазора. Применяются эти соединения в тех случаях, когда подобные смещения осей не имеют существенного значения.

4.2 Выбираем номинальные размеры шпонки и пазов под нее:

Высота шпонки, ширина шпонки, диаметр шпонки, глубина паза на валу, глубина паза во втулке.

4.3 Выбираем поля допусков в сопряжениях шпонка-паз вала и шпонка-паз втулки:

Поле допуска шпонки.

Поле допуска паза на валу.

Поле допуска паза во втулке.

4.4 Определяем параметры посадки в соединении вал-втулка:

4.5 Выбираем поля допусков и рассчитываем параметры посадки шпонки на вал:

4.6 Выбираем поля допусков и определяем параметры посадки шпонки во втулке

4.7 Назначаем допуски на другие размеры соединения [Н.В. Грищенко (учебно- методическое пособие)]:

Допуск на высоту шпонки h .

Допуск на глубину паза на валу t_1

Допуск на глубину паза во втулке t_2 .

5 Выбор и расчет посадок шлицевого соединения

5.1 Основные теоретические положения

Шлицевое (зубчатое) соединение - соединение вала (охватываемой поверхности) и отверстия (охватывающей поверхности) с помощью шлицов (зубьев) и впадин (пазов) радиально расположенных на поверхности. Обладает большой прочностью, обеспечивает соосность вала и отверстия, возможностью осевого перемещения детали вдоль оси.

Изготавливают шлицевые соединения различных профилей: прямоугольного, трапецеидального, эвольвентного и треугольного. Прямоугольный профиль наиболее распространен. Они применяются для подвижных и неподвижных соеди-

нений. Шлицевые соединения имеют то же назначение, что и шпоночные, но обычно используются при передаче больших крутящих моментов и более высоких требованиях к соосности.

В шлицевых прямобочных соединениях применяются три способа относительного центрирования вала и втулки: по наружному диаметру (D); по внутреннему диаметру (d) и по боковым поверхностям зубьев (b).

Центрирование по b используется, когда не требуется особой точности соосности, при передаче значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки (знакопеременный момент). Этот способ центрирования является наиболее простым и экономичным.

5.2 Выберем поля допусков посадок шлицевого соединения для заданных условий работы:

1) По внутреннему диаметру d :

Поле допуска шлицевой втулки:

Поле допуска шлицевого вала:

2) По наружному диаметру D :

Поле допуска шлицевой втулки:

Поле допуска шлицевого вала:

3) По ширине шлица:

Поле допуска шлицевой втулки:

Поле допуска шлицевого вала:

Выбранное шлицевое соединение обозначаем в соответствии с ГОСТ 1139-80:

Выполняем расчет [Н.В. Грищенко (учебно- методическое пособие)].

6 Расчёт и выбор посадок колец подшипников качения

6.1 Основные теоретические положения

Подшипник качения- опора вращающейся части механизма или машины, работающая в условиях преобладающего трения качения. По форме тел качения подшипники качения могут быть шариковыми и роликовыми с различной формой роликов. На наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного выполняются дорожки качения, геометрическая форма которых зависит от применяемых в данном подшипнике тел качения.

Подшипники качения – наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром D наружного кольца и внутренним диаметром d внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. Вследствие малых допусков зазоров и малой допускаемой разноразмерности комплекта тел качения кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом.

Подшипники качения обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным размерам, что позволяет быстро монтировать и заменять изношенные подшипники качения при сохранении их хорошего качества; и неполной внутренней между телами качения и кольцами.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма.

Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0.

Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала. В гироскопических и других прецизионных приборах и машинах используют подшипники класса 2.

Соединения подшипников качения с деталями машин и приборов являются частным случаем гладких цилиндрических соединений, весьма распространенным, но имеющим свои специфические особенности.

Эти особенности определяются централизованным изготовлением подшипников, требующим унификации и стандартизации их присоединительных размеров, и особым влиянием посадки подшипников на условия их монтажа и работы.

Подшипник качения воспринимает радиальную нагрузку R . Поскольку внутреннее кольцо вращается относительно нагрузки, то оно воспринимает циркуляционное нагружение. Наружное кольцо не вращается относительно нагрузки, поэтому оно воспринимает местное нагружение.

6.2 Определяем параметры посадки внутреннего кольца подшипника на вал.

Определяем интенсивность нагрузки по формуле [Н.В. Грищенко (учебно- методическое пособие)]:

$$P_r = \frac{R}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (6.1)$$

где R - радиальная нагрузка на опору;

K_1 - динамический коэффициент, зависящий от характера нагрузки; При перегрузке 275% $K_1 = 1,8$;

K_2 - коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе;

$$K_2 = 1;$$

K_3 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осе-

вой нагрузки на опору;

$$K_3=1;$$

b - рабочая ширина посадочного места;

$$b = B - 2r, \quad (6.2)$$

где r - ширина монтажной фаски внутреннего или наружного колец подшипника.

Выбираем посадку.

Выполняем расчет посадки внутреннего кольца подшипника на вал.

Определяем параметры посадки наружного кольца подшипника в корпус. Выбираем посадку наружного кольца подшипника в корпус и производим расчет ее характеристик [Н.В. Грищенко (учебно- методическое пособие)].

7 Нормирование точностных параметров резьбовых соединений.

7.1 Основные теоретические положения

Резьбовым соединением называется соединение двух деталей с помощью резьбы, т.е. элементов деталей, имеющих один или несколько равномерно расположенных винтовых выступов резьбы постоянного сечения, образованных на боковой поверхности цилиндра или конуса.

В зависимости от вида поверхности, на которой она нанесена, резьба разделяется на цилиндрическую и коническую (конусную). Кроме того, резьбы разделяют на наружные, которые часто для краткости называют болтом, и внутренние — их часто называют гайкой.

По эксплуатационному признаку, т.е. по области применения, резьбы бывают следующих видов.

1.Крепежная резьба, используемая для обеспечения разъемного соединения. К этим резьбам предъявляются требования прочности соединения при дли-

тельной эксплуатации. Она обычно имеет треугольный профиль и наиболее распространена.

2. Кинематическая резьба используется для преобразования вращательных движений в поступательные в так называемых винтовых механизмах. Эти резьбы обычно имеют трапецеидальный или круглый профили. Основное требование к этим резьбам — обеспечение точного и плавного перемещения. Во многих случаях они должны обладать способностью выдерживать большие нагрузки.

3. Трубные и арматурные резьбы — цилиндрические и конические, используемые для соединения труб нефтеперерабатывающей промышленности. Основное требование к этим резьбам — обеспечение герметичности и прочности соединения.

По числу заходов (т.е. по числу винтовых выступов) резьбы бывают однозаходные и многозаходные.

В зависимости от используемых единиц измерения, они разделяются на метрические и дюймовые. Наибольшее распространение имеет резьба треугольная с углом профиля 60° - это метрическая резьба.

Выбор и расчёт параметров резьбового соединения.

7.2 Определяем номинальные значения диаметров:

Номинальный наружный диаметр болта (гайки): $d(D)$

Номинальный средний диаметр болта (гайки):

$$d_2(D_2) = d - 1 + 0,350, \quad (7.1)$$

Номинальный внутренний диаметр болта (гайки):

$$d_1(D_1) = d - 2 + 0,917, \quad (7.2)$$

7.3 Определяем предельные диаметры болта:

7.3.1 По среднему диаметру:

$$d_{2\max} = d_2 + es, \quad (7.3)$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei, \quad (7.4)$$

7.3.2 По наружному диаметру:

$$d_{\max} = d + es, \quad (7.5)$$

$$d_{\min} = d + ei, \quad (7.6)$$

7.3.3 По внутреннему диаметру:

$$d_{1\max} = d_1 + es, \quad (7.7)$$

$$d_{1\max} = 18,917 - 0,118 = 18,799 \text{ мм}$$

$d_{1\min}$ - не нормируется

7.4 Определяем предельные диаметры гайки:

7.4.1 По среднему диаметру:

$$D_{2\max} = D_2 + ES, \quad (7.8)$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI, \quad (7.9)$$

7.4.2 По наружному диаметру:

D_{\max} - не нормируется

$$D_{\min} = D + EI, \quad (7.10)$$

7.4.3 По внутреннему диаметру:

$$D_{1\max} = D_1 + ES, \quad (7.11)$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI, \quad (7.12)$$

8 Расчет размерной цепи на максимум-минимум

8.1 Основные теоретические положения

Размерная цепь – это совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Замкнутость размерного контура – необходимое условие для анализа и синтеза размерной цепи.

Каждая размерная цепь состоит из звеньев. Размерные параметры, входящие в размерную цепь, называются звеньями цепи.

Звенья размерных цепей бывают замыкающими и составляющими. Замыкающее звено – звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения. Составляющее звено – звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном.

По характеру воздействия на замыкающее звено составляющие звенья векторные и делятся на увеличивающие и уменьшающие звенья.

Увеличивающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Уменьшающее звено размерной цепи – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

К задачам размерных цепей относят следующие:

Задача синтеза (прямая задача) – та, при которой заданы параметры замыкающего звена (номинальное значение, допустимые отклонения и допуски) и требуется определить параметры составляющих звеньев.

Задача анализа (обратная задача) – задача, в которой известны параметры составляющих звеньев и требуется определить параметры замыкающего звена.

Решением обратной задачи проверяют правильность решения прямой за-

дачи.

Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков, предельных отклонений, координат их середин, номинальных размеров всех звеньев.

Метод полной взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается во всех случаях ее реализации путем включения составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают способом на максимум-минимум, учитывающим только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания при помощи системы аддитивных допусков. При таких допусках влияние их на издержки производства значительное. Обеспечение заданных предельных отклонений при этом приводит к резкому повышению стоимости, а поэтому расчеты экономически оптимальной точности необходимы.

8.2 Определяем номинальное значение, предельные отклонения, допуск на зазор и координату середины поля допуска замыкающего звена

Номинальное значение замыкающего звена B_{Δ} равно:

$$B_{\Delta} = B_4 - (B_1 + B_2 + B_3 + B_1 + B_2), \quad (8.1)$$

Допуск замыкающего звена равен:

$$\Delta A_{\Delta} = \sum A_{\Delta \max} - \sum A_{\Delta \min}, \quad (8.2)$$

Верхнее предельное отклонение замыкающего звена $ES_{B_{\Delta}}$ равно:

$$ES_{A_{\Delta}} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta}, \quad (8.3)$$

Нижнее предельное отклонение замыкающего звена $EI_{B_{\Delta}}$ равно:

$$EI_{A_{\Delta}} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta}, \quad (8.4)$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена $ES_{B_{\Delta}}$ равна:

$$EсB_{\Delta} = \frac{ESB_{\Delta} + EIB_{\Delta}}{2}, \quad (8.5)$$

8.3 Определяем число единиц допуска, содержащихся в допуске замыкающего звена

Найдём число единиц допуска, содержащихся в допуске замыкающего звена (без учёта допуска на ширину подшипников, т.к. подшипник является комплектующим изделием и поставляется с определённым допуском):

$$a_{расч} = \frac{TB_{\Delta расч}}{\sum i_{j расч}} = \frac{TB_{\Delta} - (B_1 + B_2)}{i_1 + i_2 + i_3 + i_4}, \quad (8.6)$$

Следовательно, допуски на составляющие звенья следует выбирать из 10 и 11 квалитетов, преимущественно из 11-ого.

8.4 Назначим допуски на составляющие размеры

8.4.1 Выберем составляющее звено РЦ, имеющее наибольший размер и обозначим его Б'.

$$B' = B_4.$$

8.4.2 Используя понятия охватывающего и охватываемого размера, назначим для всех кроме Б', составляющих звеньев РЦ допуски по таблицам допусков.

8.5 Определим допуск ТБ'

$$TB' = TB_{\Delta} - (TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_1 + TB_2), \quad (8.7)$$

8.6 Определим координату середины поля допуска размера Б'

$$Eс\acute{A}_{\Delta} = \sum_{j=1}^m Eс\acute{A}_{j\acute{o}\hat{a}} - \sum_{j=m+1}^n Eс\acute{A}_{j\acute{o}i}, \quad (8.8)$$

$$EсB_{\Delta} = ecB_4 - (EсB_1 + ecB_2 + ecB_3 + ecB_1 + ecB_2), \quad (8.9)$$

$$ecB_4 = EcB_{\Delta} + EcB_1 + ecB_2 + ecB_3 + ecB_1 + ecB_2, \quad (8.10)$$

$$ecB_4 = 650 - 80 + 80 + 490 - 30 - 30 = 1080 \text{ мкм.}$$

8.7 Определим предельные отклонения размера Б'

$$esB_4 = ecB_4 + \frac{TB_4}{2}, \quad (8.11)$$

$$eiB_4 = ecB_4 - \frac{TB_4}{2}, \quad (8.12)$$

8.8 Подберём ближайшее стандартное поле допуска на размер Б₄

8.9 Проверочный расчёт размерной цепи на максимум-минимум

8.9.1 Номинальное значение замыкающего звена Б_Δ равно:

$$B_{\Delta} = B_4 - (B_1 + B_2 + B_3 + B_1 + B_2), \quad (8.13)$$

8.9.2 Допуск замыкающего размера ТБ_Δ равен:

$$TB_{\Delta} = TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 + TB_1 + TB_2, \quad (8.14)$$

ТБ_Δ < ТБ_{Δ исх} условие выполняется.

8.9.3 Значения нижнего ЕИБ_Δ и верхнего ЕСБ_Δ предельных отклонений замыкающего звена равны:

$$ES_{\Delta} = \sum_{j=1}^m EcA_{j\hat{o}\hat{a}} - \sum_{j=m+1}^n EcA_{j\hat{o}\hat{i}} + \frac{TA_{\Delta}}{2}, \quad (8.15)$$

$$EI_{\Delta} = \sum_{j=1}^m EcA_{j\hat{o}\hat{a}} - \sum_{j=m+1}^n EcA_{j\hat{o}\hat{i}} - \frac{TA_{\Delta}}{2}, \quad (8.16)$$

8.9.4 Значения наибольшего Б_{Δmax} и наименьшего Б_{Δmin} замыкающего размера равны:

$$B_{\Delta\max} = B_{\Delta} + ES_{\Delta}, \quad (8.17)$$

$$B_{\Delta\min} = B_{\Delta} + EIB_{\Delta}, \quad (8.18)$$

Проверка должна показать, что назначенные предельные отклонения составляющих звеньев обеспечивают требуемую точность замыкающего звена.

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курская государственная сельскохозяйственная академия
имени профессора И.И.Иванова»

Кафедра «Стандартизация и оборудование перерабатывающих
производств»

ЗАДАНИЕ

К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ:

«ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ»

Студента _____ курса _____ группы инженерного факультета

(Фамилия, Имя, Отчество студента)

Вариант № _____

- 1 Выбрать посадки гладких цилиндрических соединений, для которых указаны размерные линии на сборочном чертеже.**
- 2 Рассчитать параметры посадок гладких цилиндрических соединений: верхнее и нижнее отклонения вала и отверстия, предельные размеры и допуски деталей, характеристики посадки**
Посадка с зазором: _____
Переходная посадка: _____
- 3 Рассчитать и выбрать посадку с натягом, определить ее параметры**
Материалы деталей: _____
Крутящий момент: $M_{кр} =$ _____
- 4 Рассчитать и выбрать посадки для подшипника качения № _____**
Перегрузка до _____ % Радиальная нагрузка: $F_R =$ _____
- 5 Выбрать посадку резьбового соединения и рассчитать ее параметры**
Резьба: M _____ Шаг резьбы: $P =$ _____
Поля допусков: d _____ D_2 _____ d_2 _____ D_1 _____

6 Выбрать посадки шпоночного соединения и рассчитать их параметры

Диаметр вала: d _____ Тип шпонки: _____

Условия работы: _____

Вид соединения: _____

7 Выбрать посадки шлицевого соединения и рассчитать их параметры

Ширина шлица: b _____ Серия соединения: _____

Вид центрирования: _____ Точность центрирования _____

Вид соединения: _____

8 Рассчитать размерную цепь методом полной взаимозаменяемости

Срок представления к защите:

Руководитель курсовой работы _____ **Е.Е. Бриндукова**

Задание принято к исполнению «_____» _____ 200 г.

подпись студента

ЗАДАНИЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ:

«ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ»

Объем графической части составляет 4 листа формата А3

1 Лист: Сборочный чертеж

Необходимо изобразить сборочный чертеж – задание к курсовой работе – с указанием выбранных и рассчитанных посадок гладких цилиндрических соединений и стандартных деталей, а также обозначить звенья размерной цепи с заданными номинальными размерами и их рассчитанными отклонениями.

2 Лист: Схемы полей допусков гладких соединений

Необходимо изобразить схемы полей допусков для посадок гладких цилиндрических соединений (посадка с зазором, посадка с натягом, переходная посадка) – по данным решения заданий 2 и 3, а также изобразить наружное и внутреннее кольца подшипника со схемами полей допусков для их посадок – по данным решения задания 4. Для каждого соединения необходимо указать: номинальный диаметр, предельные отклонения обеих деталей, наибольший и наименьший предельные размеры, допуски деталей, характеристики посадки.

3 Лист: Схемы полей допусков стандартных соединений

Необходимо изобразить шпоночное соединение (сопряжение деталей) и шлицевое соединение (сопряжение деталей), с указанием всех необходимых размеров с их отклонениями, а также выбранных и рассчитанных посадок – по данным решения заданий 6 и 7. Также необходимо изобразить схемы полей допусков для посадок: шпонка-вал, шпонка-втулка, внутренний диаметр шлицевого соединения, наружный диаметр шлицевого соединения и ширина шлица, – с указанием номинального размера, предельных отклонений обеих деталей, наибольшего и наименьшего предельного размера, допусков деталей и характеристик посадок.

4 Лист: Резьбовое соединение. Размерная цепь

Необходимо изобразить схему полей допусков резьбового соединения (сопряжение деталей) с указанием всех необходимых параметров и размеров с их отклонениями: среднего, наружного и внутреннего диаметров, шага резьбы, предельных отклонений обеих деталей и допусков деталей по всем диаметрам – по данным решения задания 5. Необходимо подписать наименование деталей («гайка», «болт») с указанием их стандартного обозначения. Также необходимо изобразить схему размерной цепи с указанием буквенного наименования составляющих и замыкающего звеньев. Ниже необходимо расшифровать каждый размер в буквенной форме, записав его номинальный размер с отклонениями – по данным решения задания 8.

Примечание. Сопряжения деталей и поля допусков должны быть выполнены в масштабе.