

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Шамсутдинов Расим Адегамович

Должность: Директор ЛФ КИИ

Дата подписания: 30.09.2020 16:09:48

Уникальный программный ключ:

d31c25eab5d6fbb0cc50e05ab4dfdc00529a085e3a993ad1080663082c961114

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Казанский национальный исследовательский
технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ»
Лениногорский филиал

Лустин А.Д.

Нормирование точности в машиностроении

Методическое пособие по выполнению курсовой работы
для обучающихся по направлению
15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств», профиль «Технологии, оборудование и
автоматизация машиностроительных производств»

(Методическое пособие обсуждено и одобрено на заседании кафедры Технологии машиностроения и
приборостроения 25.10.2017, протокол №3)

Лениногорск 2017

Введение

Выполнение курсовой работы по курсу «Нормирование точности в машиностроении», является одним из основных этапов практической подготовки бакалавров по направлению 15.03.05. Практические навыки, приобретенные студентами в период самостоятельной работы над курсовой работой, способствуют закреплению теоретических знаний, полученных на лекционных курсах.

В процессе работы над курсовой работой студент осваивает методику расчета и назначения параметров точности изделий машиностроительного производства, приобретает навыки в оформлении конструкторской документации. Получает практические навыки осуществления размерного анализа сборочных размерных цепей. Все это является очередным этапом его подготовки к самостоятельной работе в области технической подготовки машиностроительного производства.

Данное методическое пособие раскрывает основные подходы и методические рекомендации по этапам нормирования точности изделий машиностроительного производства.

Многообразие изделий машиностроительного производство характеризуется широким диапазоном конструктивных решений, исполнений и весьма широким спектром практического использования различных физических принципов.

Конструкция изделия определяется главным образом назначением. В соответствии с эксплуатационным назначением определяют принципиальную схему или концептуальную модель, которая в дальнейшем воплощается во вполне определенную компоновку – совокупность взаимосвязанных элементов конструкции (деталей, сборочных единиц, и др.). Для соответствия изделия заранее определенным техническим требованиям, необходимо назначить элементам конструкции, конструкции в целом вполне определенные значения их параметров. Параметры могут иметь различную

физическую природу – геометрические (размеры, определяющие в том числе жесткость и прочность конструкции), прочностные характеристики используемых материалов, вязкость используемых жидких сред, электропроводность токоведущих элементов конструкции.

Условия эксплуатации могут изменять значения параметров, например двигатель внутреннего сгорания собирается в условиях цеха при заданных температурах, при его работе осуществляется нагрев отдельных его частей до различных температур. При нагревании геометрические характеристики (размеры) могут меняться, значения физических параметров также могут претерпевать изменения (жесткость пружин, вязкость жидкостей). Изменения параметров элементов конструкции не должны сказаться на работоспособности конструкции, на обеспечиваемые ею технико-экономические характеристики.

Современное технологическое оборудование, используемое на промышленных предприятиях, позволяет достичь весьма высоких показателей точности. В отдельных случаях, при изготовлении деталей, размеры могут отличаться от теоретических размеров модели, по которым разрабатывалась технология на десятые доли микрометра. Однако повышение точности не всегда необходимо и целесообразно. Повышение точности значительно удорожает изделие.

С другой стороны, несмотря на неуклонно повышающуюся точность, которую можно достичь на производстве, при изготовлении однотипных изделий, их параметры будут различаться. Изготовленные по одной технологии, на одном и том же оборудовании, одними и теми же исполнителями детали будут отличаться по размерам, по массе. Отличия будут тем меньше, чем точнее используемое оборудование, чем точнее исходные заготовки, и чем точнее воспроизводятся все изготовления однотипных изделий. Параметры конструкции изделия должны нормироваться. При нормировании параметров конструкции необходимо обеспечивать работоспособность конструкции во всем диапазоне условий

эксплуатации, обеспечение ими требуемых технико-экономических показателей. Заложенные в конструкцию нормы точности должны быть достижимы при изготовлении, а затраты на достижение требуемой точности приемлемы.

Например клапанный механизм, представленный на рис. 1. Кулачек распределительного вала, вращаясь, периодически перемещает толкатель, воздействующий на штангу. Штанга толкает коромысло, коромысло толкает клапан, прижимаемый пружиной к седлу. При нагреве длина штанги, длина стержня клапана будут увеличиваться. Допустим длина штанги 200 мм. Температура сборки 20°C. При работе штанга может нагреваться до 100°C. При этом ее длина увеличится и составит $l_{100} = l_{20}(1 + \alpha\Delta t) \approx 200(1 + 12 \cdot 10^{-6} \cdot (100 - 20)) = 200,192$ мм. То есть увеличиться на 0,192 мм. Если в механизме при сборке не предусмотреть зазора, то при нагреве клапан не будет полностью закрываться и разделять полости. При изготовлении партии деталей штанга, длина отдельных деталей может отличаться, например в диапазоне 199,5...200,0 мм. Если в конструкции механизма не предусмотреть возможность регулировки зазора, то в принципе будет невозможно обеспечить требуемый зазор 0,192 мм. Но и при регулировке нет смысла стремиться обеспечить зазор точно 0,192 мм, а требуется определить тот диапазон размеров, при попадании в который механизм будет выполнять возлагаемую на него функцию – открывать и закрывать клапан. Допустим, зазор должен быть 0,20...0,25 мм. Он должен определяться расчетным путем и при необходимости проверен на опытных или серийных образцах. Увеличение зазора может привести к ударному контакту коромысла и торца клапана, к уменьшенной величине открытия клапана.

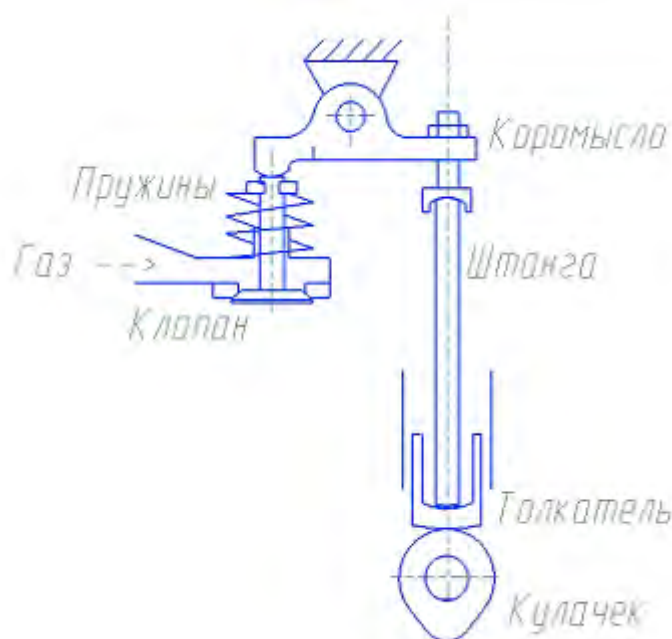


Рис. 1. Схема клапанного механизма.

Пружины прижимают клапан к седлу в моменты времени, когда на торец клапана не воздействует коромысло. Если жесткость пружин будет недостаточной, то под действием перепада давлений клапан будет открываться, даже когда на него не воздействует коромысло. Если же пружины будут излишне жесткими, то потребуются значительная нагрузка на открытие клапана, это приведет к необходимости увеличения сечений штанги, коромысла, стержня клапана для обеспечения требуемой жесткости и прочности. Требуется нормировать не только геометрические параметры, но и иные физические параметры – в данном случае жесткость пружин.

Среди геометрических параметров нормированию подлежат размеры линейные и угловые (размеры поверхностей, позиционные и др.), отклонения формы и взаимного расположения поверхностей, шероховатость поверхности. Например для надежной работы клапанного механизма, необходимо, чтобы в закрытом состоянии зазор между клапаном и седлом отсутствовал. Отклонение от перпендикулярности стержня клапана тарелке, отклонение от прямолинейности стержня клапана, отклонение формы конических поверхностей седла и тарелки, неправильное взаимное

расположение конической поверхности седла клапана и конической поверхности пояса на тарелке клапана приведут к наличию зазора между клапаном и седлом в закрытом состоянии. Соответственно, если зазор будет излишне велик, то конструкция может потерять работоспособность.

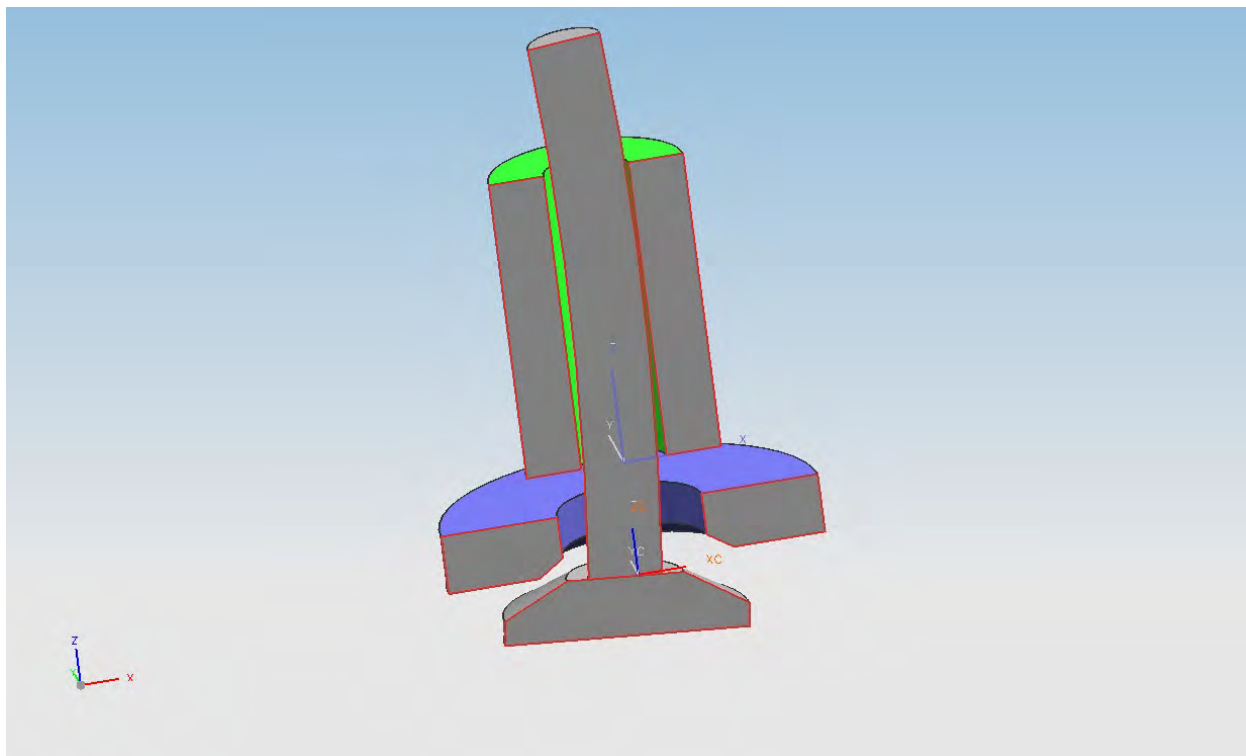


Рис. 2. Влияние отклонений размеров, формы и взаимного расположение поверхностей на эксплуатационные характеристики сборочной единицы.

Помимо геометрических характеристик на работоспособность, надежность, сохраняемость конструкции может оказывать влияние и микрогеометрия – шероховатости поверхностей.

При неблагоприятной микрогеометрии поверхностей подвижного соединения может иметь место повышенное трение и интенсивный износ, приводящий к изменению параметров посадки, т.е. к увеличению величины зазора.

Для основных видов типовых конструктивных решений задача конструктора по нормированию точности существенно упрощена. Он может воспользоваться стандартами. Но для частных случаев необходимо выполнить специальные расчеты, с учетом особенностей работы изделия и

обоснованно назначить нормы точности, которые реально достичь на производстве.

Может оказаться, что не все нормы точности, обеспечивающие качество изделия, возможно достичь в производственных условиях, либо достижение требуемой точности потребует значительных затрат. В этом случае необходимо при технической подготовке производства предусмотреть мероприятия, которые позволят требуемую точность достичь (например, обработка в сборе, притирка клапанов к седлам по месту, пригонка детали по месту постановки). Это также должно быть обоснованно расчетными методами и отражено в конструкторской документации соответствующими условными обозначениями или записано в технических требованиях.

1. Общая часть

1.1. Задание на курсовую работу

Задание на курсовую работу предусматривает знакомство обучаемых с основными руководящими стандартами по нормированию точности типовых конструкций машиностроения: гладкие цилиндрические и плоские соединения, болтовые и шпилечные соединения, подшипниковые узлы, размерные цепи, шлицевые соединения.

Задание на проект включает в себя: посадки, параметры посадок сборочный чертеж изделия (для расчета размерных цепей и нормирования точности подшипниковых узлов), обозначения шлицевых соединений. Задание на курсовую работу выдается руководителем после согласования его со студентом и утверждается заведующим кафедрой.

1.2. Содержание, объем и этапы выполнения курсовой работы

Выполненная курсовая работа включает следующий материал, представляемый к защите:

Пояснительную записку, содержащую следующие разделы и структурные элементы:

- титульный лист;
- заполненный и утвержденный бланк задания на курсовую работу;
- аннотацию;
- содержание;
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложения.

Пояснительная записка оформляется в соответствии со стандартами, регламентирующими оформление текстовых документов (ГОСТ 2.105 – 95, ГОСТ 2.106 – 96). Следует обратить внимание на структуру пояснительной записки (разделение на разделы и подразделы, нумерация разделов, подразделов, приложений; представление графических иллюстраций и таблиц, оформление расчетов и др.).

Бланк задания. К защите допускается работа, при наличии заполненного и утвержденного бланка задания (см. приложение).

Аннотация. В аннотации приводится краткая характеристика курсовой работы с точки зрения содержания, назначения и новизны результатов работы.

Содержание отражает структуру пояснительной записки и координирует содержимое с нумерацией страниц ПЗ.

Введение. Введение — вступительная часть основного текста. Во введении приводятся описание структуры материала документа и перечень рассматриваемых вопросов (цель разработки и постановка задачи). Введение не включается в общую нумерацию структурных единиц текста, его размещают на отдельной странице, располагая слово “Введение” посередине поля страницы с первой прописной буквы.

Основная часть. Основная часть должна содержать информацию, соответствующую пунктам задания.

Работа выполняется последовательно. Все выполняемые расчеты должны сопровождаться пояснениями, схемами и ссылками на источники. Основная часть завершается заключением по результатам выполнения курсовой работы.

Заключение. Заключение отражает итог работы над работой и содержит важнейшие выводы, к которым пришёл автор. Учитывается практическая значимость результатов, возможность практического использования результатов работы, возможные изменения, связанные с совершенствованием инструментальных средств, программных продуктов в области проектирования и нормирования точности, возможные подходы к решению поставленных задач.

График выполнения этапов работы, относительная трудоемкость и время, отводимое на выполнение каждого этапа, приведены на бланке задания. Работа над проектом осуществляется в соответствии с графиком. На консультациях проверяется и предварительно принимается каждый выполненный раздел курсовой работы. Перед защитой осуществляется нормоконтроль. Вся разработанная документация визируется. Защита работы осуществляется перед комиссией. Выполненная работа сдается в архив. Электронная копия – в электронный архив.

1. Нормирование точности гладких цилиндрических и плоских соединений.

1.1. Расчет посадок.

Необходимо рассчитать параметры трех посадок: с зазором, с натягом, переходную. При расчете посадок воспользоваться данными ГОСТ 25346- 89 ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений, ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки. Для переходной посадки определить вероятность зазора. Для посадки с натягом определить усилие

запрессовки и разность температур втулки и вала, обеспечивающую собираемость посадки термическим способом.

Пример:

$$1. \text{Посадка с зазором: } \phi 10 \frac{H9(0,036)}{d9(-0,040)}^{(-0,076)}$$

$$D_H = d_H = 10$$

$$ES = 0,036 \quad EI = 0$$

$$es = -0,040 \quad ei = -0,076$$

$$D_{\max} = D_H + ES = 10 + 0,036 = 10,036$$

$$D_{\min} = D_H + EI = 10 + 0 = 10$$

$$d_{\max} = d_H + es = 10 + (-0,040) = 9,960$$

$$d_{\min} = d_H + ei = 10 + (-0,076) = 9,924$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 10,036 - 9,924 = 0,112$$

$$S_{\max} = ES - ei = 0,036 - (-0,076) = 0,112$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 10 - 9,960 = 0,040$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,040) = 0,040$$

$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2} = \frac{10,036 + 10}{2} = 10,018$$

$$D_m = D_H + \frac{ES + EI}{2} = 10 + 0,018 = 10,018$$

$$d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{9,960 + 9,924}{2} = 9,942$$

$$d_m = d_H + \frac{es + ei}{2} = 10 + \frac{(-0,040) + (-0,076)}{2} = 9,942$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{0,112 + 0,040}{2} = 0,076$$

$$S_m = D_m - d_m = 10,018 - 9,942 = 0,076$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,112 - 0,040 = 0,072$$

$$TD = ES - EI = 0,036 - 0 = 0,036$$

$$Td = es - ei = -0,040 - (-0,076) = 0,036$$

$$\sigma D = \frac{TD}{6} = \frac{0,036}{6} = 0,006$$

$$\sigma d = \frac{Td}{6} = \frac{0,036}{6} = 0,006$$

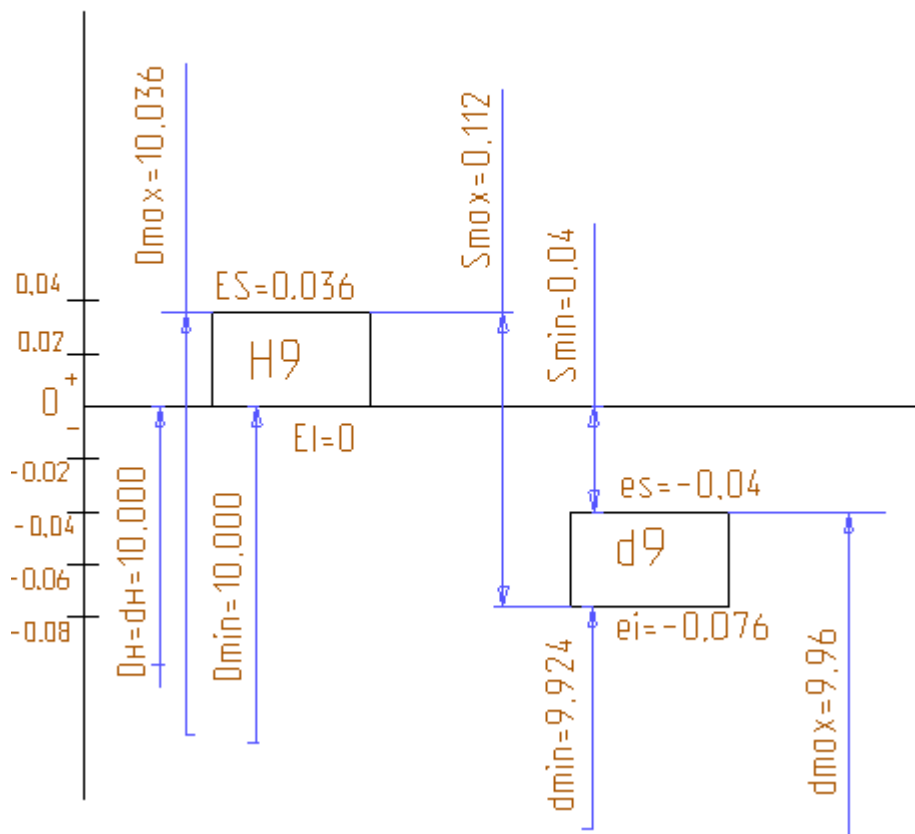
$$\sigma = \sqrt{\sigma D^2 + \sigma d^2} = 0,0085$$

$$S_{\max}^{\sigma} = S_m + 3\sigma = 0,076 + 3 * 0,0085 = 0,1015$$

$$S_{\min}^{\sigma} = S_m - 3\sigma = 0,076 - 3 * 0,0085 = 0,0505$$

Графическое изображение посадки с зазором.

Посадка с зазором



2. Переходна посадка: $\phi 6 \frac{H8(0,018)}{h7(0,020)}$

$$D_H = d_H = 6$$

$$ES = 0,018 \quad EI = 0$$

$$es = 0,020 \quad ei = 0,008$$

$$D_{\max} = D_H + ES = 6 + 0,018 = 6,018$$

$$D_{\min} = D_H + EI = 6 + 0 = 6$$

$$d_{\max} = d_H + es = 6 + 0,020 = 6,020$$

$$d_{\min} = d_H + ei = 6 + 0,008 = 6,008$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 6,018 - 6,008 = 0,010$$

$$N_{\min} = d_{\max} - D_{\min} = 6,020 - 6 = 0,020$$

$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2} = \frac{6,018 + 6}{2} = 6,009$$

$$d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{6,020 + 6,008}{2} = 6,014$$

$$S_m = D_m - d_m = 6,009 - 6,014 = -0,005$$

$$N_m = d_m - D_m = 6,014 - 6,009 = 0,005$$

$$TD = ES - EI = 0,018 - 0 = 0,018$$

$$Td = es - ei = 0,020 - 0,008 = 0,012$$

$$\sigma D = \frac{TD}{6} = \frac{0,018}{6} = 0,002$$

$$\sigma d = \frac{Td}{6} = \frac{0,012}{6} = 0,003$$

$$\sigma n = \sigma s = \sqrt{\sigma D^2 + \sigma d^2} = 0,0036$$

$$S_{\max}^e = S_m + 3\sigma = -0,005 + 3 * 0,0036 = 0,0158$$

$$S_{\min}^e = S_m - 3\sigma = -0,005 - 3 * 0,0036 = -0,0158$$

$$N_{\max}^e = N_m + 3\sigma = 0,005 + 3 * 0,0036 = 0,0058$$

$$N_{\min}^e = N_m - 3\sigma = 0,005 - 3 * 0,0036 = -0,0058$$

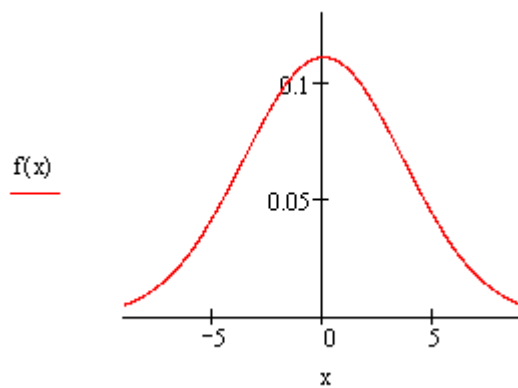
$$x1 = -3\sigma = -0,0108$$

$$x2 = 3\sigma = 0,0108$$

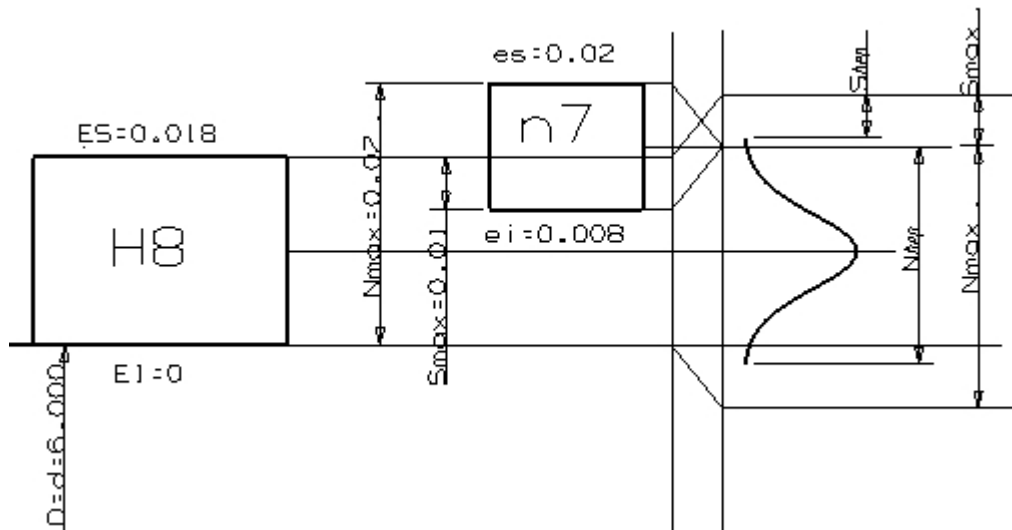
$$f(x) = \frac{1}{\sigma s \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{\frac{-x^2}{2\sigma s^2}}$$

$$D = \int_{-\infty}^{0,009} \frac{1}{\sigma s \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{\frac{-x^2}{2\sigma s^2}} \cdot dx = 0,994$$

$$Y = \frac{1}{\sigma s \cdot \sqrt{2\pi}} = 110,817$$



Графическое изображение переходной посадки.



3. Посадка с натягом: $\phi 70 \frac{H8(0,046)}{x8(0,192)}$

$$D_H = d_H = 70$$

$$ES = 0,046 \quad EI = 0$$

$$es = 0,089 \quad ei = 0,059$$

$$D_{\max} = D_H + ES = 70 + 0,046 = 70,046$$

$$D_{\min} = D_H + EI = 70 + 0 = 70$$

$$d_{\max} = d_H + es = 70 + 0,192 = 70,192$$

$$d_{\min} = d_H + ei = 70 + 0,146 = 70,146$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 70,192 - 70 = 0,192$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 70,146 - 70,046 = 0,100$$

$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2} = \frac{70,046 + 70}{2} = 70,023$$

$$D_m = D_H + \frac{ES + EI}{2} = 70,023$$

$$d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{70,192 + 70,146}{2} = 70,169$$

$$d_m = d_H + \frac{es + ei}{2} = 70,169$$

$$N_m = d_m - D_m = 70,169 - 70,023 = 0,146$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = 0,146$$

Расчитываем усилие запрессовки F_3 и разность температур Δt втулки, и вала для посадки с натягом.

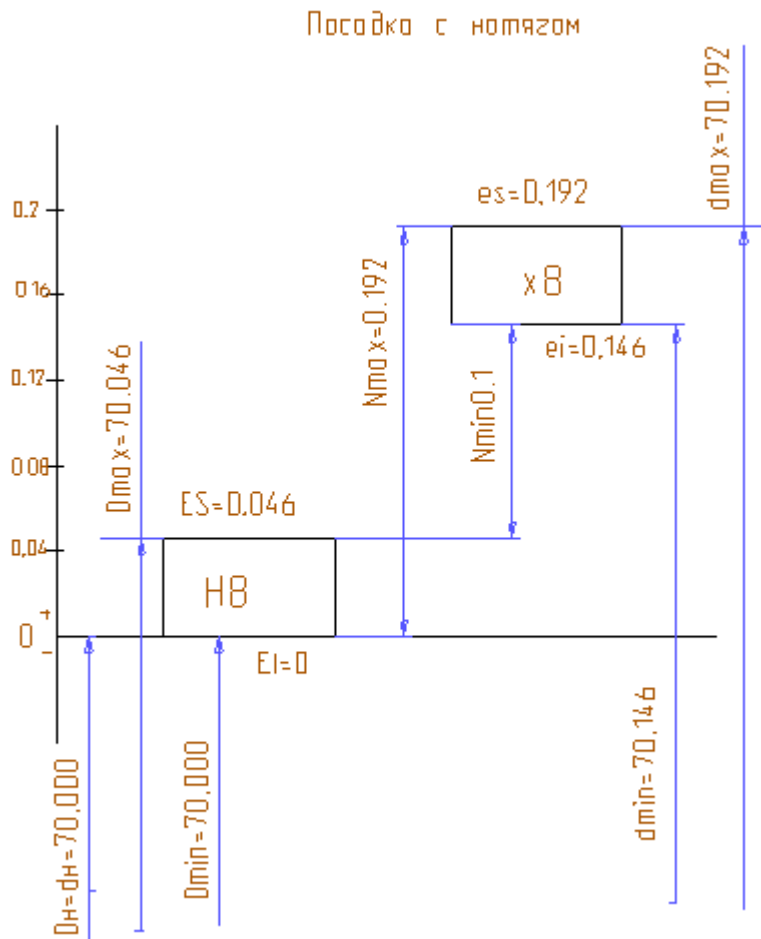
$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} [1 - \nu_1] = \frac{0,070 \text{ м}}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}} \cdot [1 - 0,3] = 0,01225 \cdot 10^{-11} \frac{\text{м}^3}{\text{Н}}$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_1} [1 + \nu_1] = \frac{0,070 \text{ м}}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}} \cdot [1 + 0,3] = 0,02275 \cdot 10^{-11} \frac{\text{м}^3}{\text{Н}}$$

$$F_3 = \frac{N_{\max} \cdot f_{\max} \cdot \pi \cdot d \cdot l}{2(\lambda_1 + \lambda_2)} = \frac{0,192 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,070 \cdot 0,070}{2(0,01225 + 0,02275) \cdot 10^{-11}} = 422016H$$

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S_{CB}}{\alpha \cdot d} = \frac{0,192 + 0,05}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 70} = 288^{\circ}C$$

Графическое изображение посадки с натягом.



1.2. Подбор посадок.

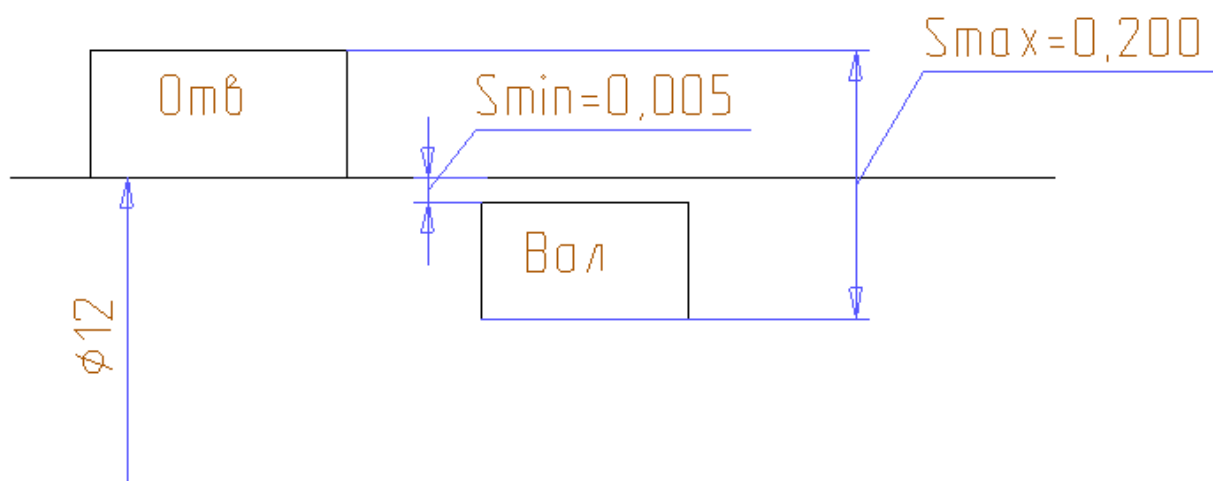
Для заданных параметров посадок с зазором, переходной, и с натягом, подобрать стандартную, рекомендованную ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки. Можно воспользоваться ГОСТ 25346-89 ЕСДП. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.

1. Выбор посадки с зазором.

$D = 10 \text{ мм}$

$S_{\max} = 0.2 \text{ мм}$

$S_{\min} = 0.005 \text{ мм}$



Верхнее отклонение вала равно минимальному зазору. Выбираем поле допуска

$$d10\left(\begin{matrix} -0.050 \\ -0.120 \end{matrix}\right). ES = 0.2 - 0.12 = 0.080 . \text{ выбираем поле допуска } H10\left(\begin{matrix} +0.070 \\ 0 \end{matrix}\right).$$

$$D_{max} = 12.070$$

$$D_{min} = 12.000$$

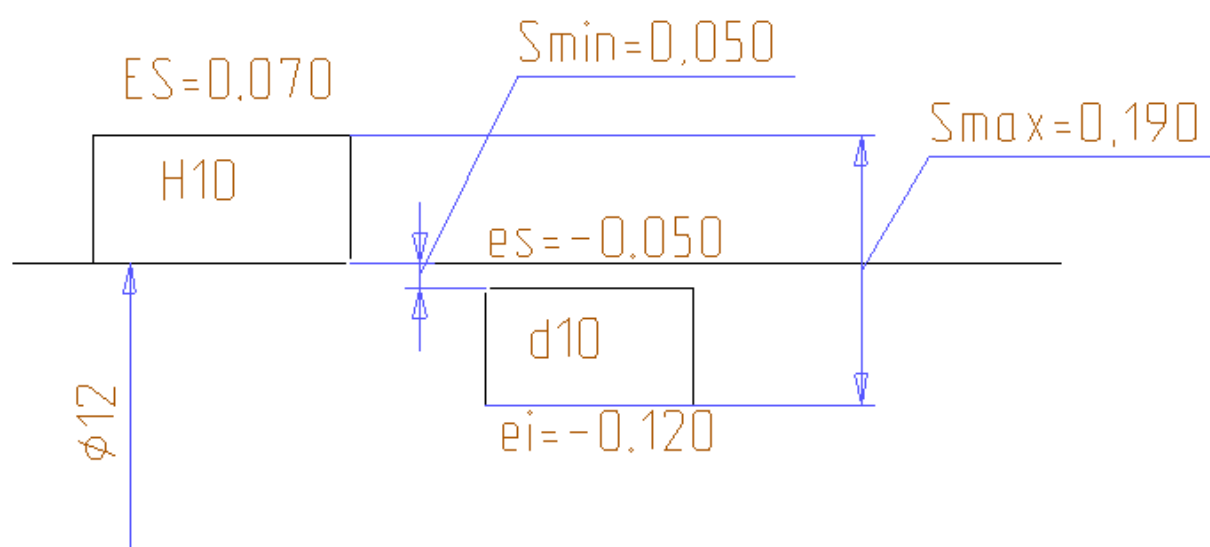
$$d_{max} = 11.950$$

$$d_{min} = 11.88$$

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 0.19$$

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 0.050$$

$$\frac{H10\left(\begin{matrix} +0.070 \\ 0 \end{matrix}\right)}{d10\left(\begin{matrix} -0.050 \\ -0.120 \end{matrix}\right)}$$

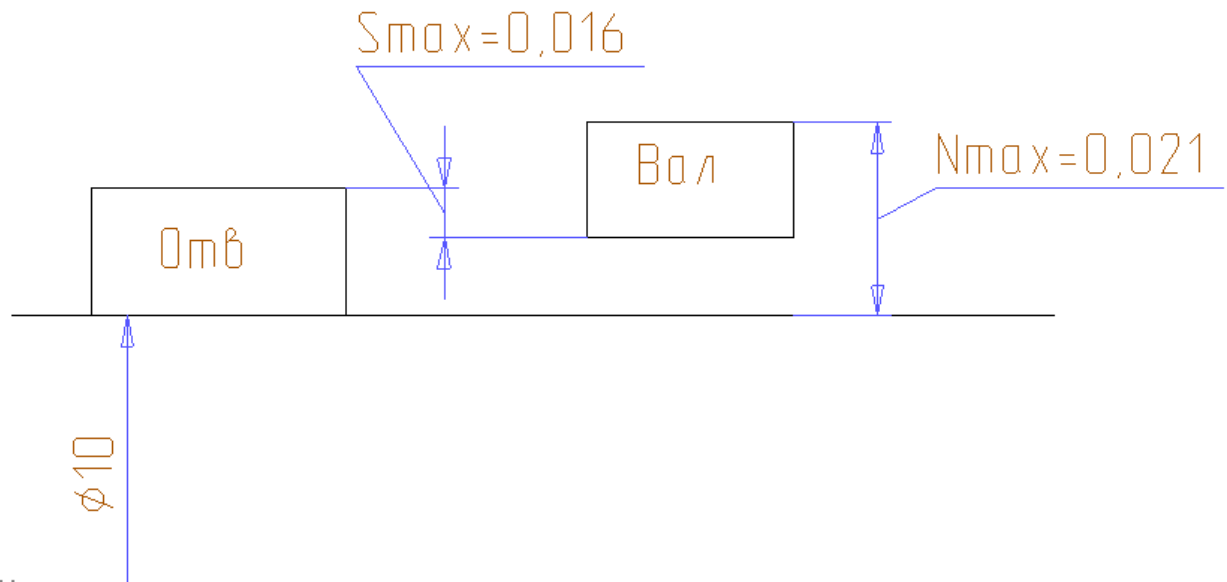


2. Выбор переходной посадки.

$D=10\text{mm}$

$N_{\max} = 0,021$

$S_{\max} = 0,016$



Верхнее отклонение вала совпадает с $N_{\max} = 0,021$. Из таблицы стандартов лучше всего подходит поле допуска $n6\left(\frac{+0,019}{+0,010}\right)$, $ES = 0.010 + 0.016 = 0.026$, лучше всего подходит

поле допуска $H8\left(\frac{+0,022}{+0,010}\right)$

$$D_{\max} = 10.022$$

$$D_{\min} = 10.000$$

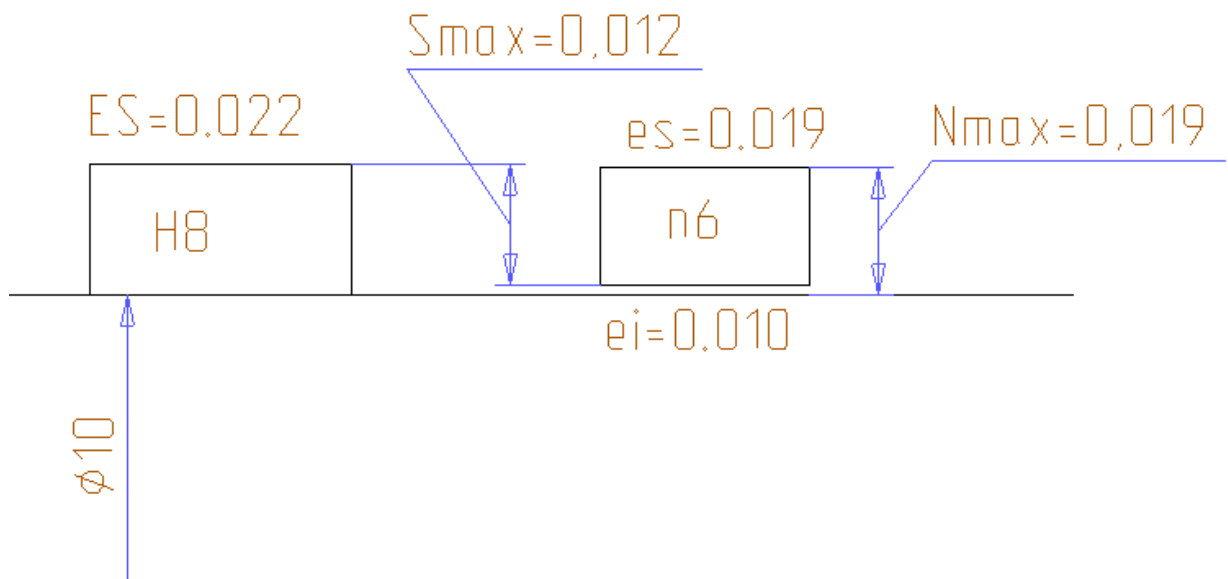
$$d_{\max} = 10.021$$

$$d_{\min} = 10.010$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 0.019$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 0.012$$

$$\frac{H8\left(\frac{+0,022}{+0,010}\right)}{n6\left(\frac{+0,019}{+0,010}\right)}$$

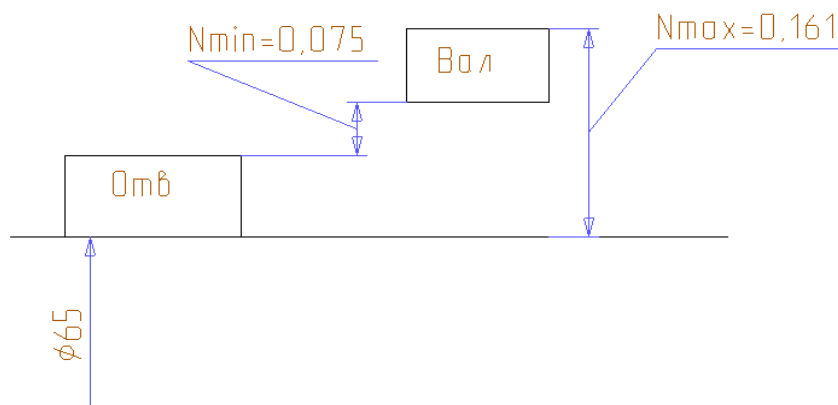


3. Выбор посадок с натягом.

~~D=65~~

$$N_{\max} = 0.161$$

$$N_{\min} = 0.075$$



Верхнее отклонение вала равно максимальному натягу. Из таблицы стандарта находим, что лучше всего подходит поле допуска $x8\left(\frac{+0.168}{0.122}\right)$. Тогда $ES = 0.122 - 0.075 = 0.047$,

подбираем отверстие $H8\left(\frac{+0.046}{\quad}\right)$.

$$D_{\max} = 65.046$$

$$D_{\min} = 65.000$$

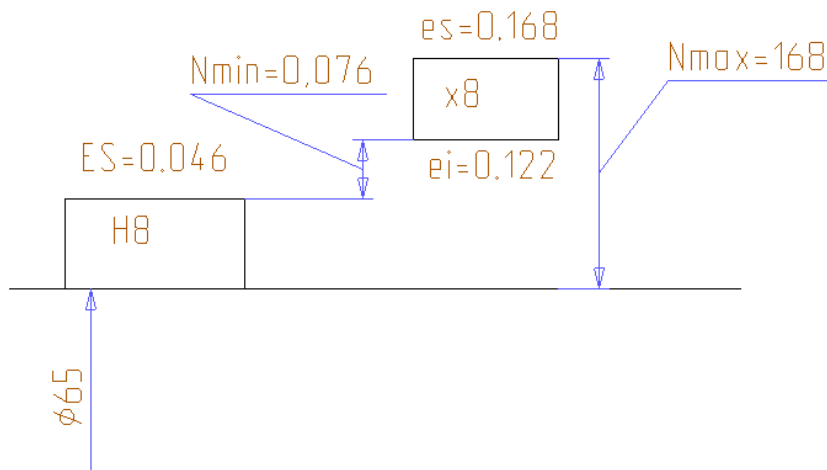
$$d_{\max} = 65.168$$

$$d_{\min} = 65.122$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 0.168$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 0.076$$

$$\frac{H8\left(\frac{0.046}{+0.168}\right)}{x8\left(\frac{+0.122}{+0.122}\right)}$$



1.3. Подбор посадок соединений, работающих при температурах отличных от нормальных.

Требуется пронормировать по точности посадку при нормальной температуре, если характер посадки задан при температуре, отличной от нормальной.

Пример.

Для гладкого цилиндрического соединения $D_H=200$ мм работающего при температуре $T=180^\circ\text{C}$ пронормировать по точности диаметральные размеры втулки и вала при нормальной температуре, если при эксплуатационной температуре посадка характеризуется зазором $S=10$ мкм $\pm 20\%$. Гильза стальная, вставка алюминиевая.

$$S_{\text{раб}}^{\max} = 12 \text{ мкм}$$

$$S_{\text{раб}}^{\min} = 8 \text{ мкм}$$

$$t_D = t_d = 180^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = \Delta t_D = \Delta t_d = 180 - 20 = 160^\circ\text{C}$$

$$\alpha_D = 12 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_d = 24 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_s = d \cdot (\alpha_D \cdot \Delta t - \alpha_d \cdot \Delta t) = 200 \cdot (12 \cdot 10^{-6} - 24 \cdot 10^{-6}) \cdot 160 = -384 \text{ мкм}$$

$$S_{\text{CB}}^{\max} = S_{\text{раб}}^{\max} - \Delta t_s = 12 + 384 = 396 \text{ мкм}$$

$$S_{\text{CB}}^{\min} = S_{\text{раб}}^{\min} - \Delta t_s = 8 + 384 = 392 \text{ мкм}$$

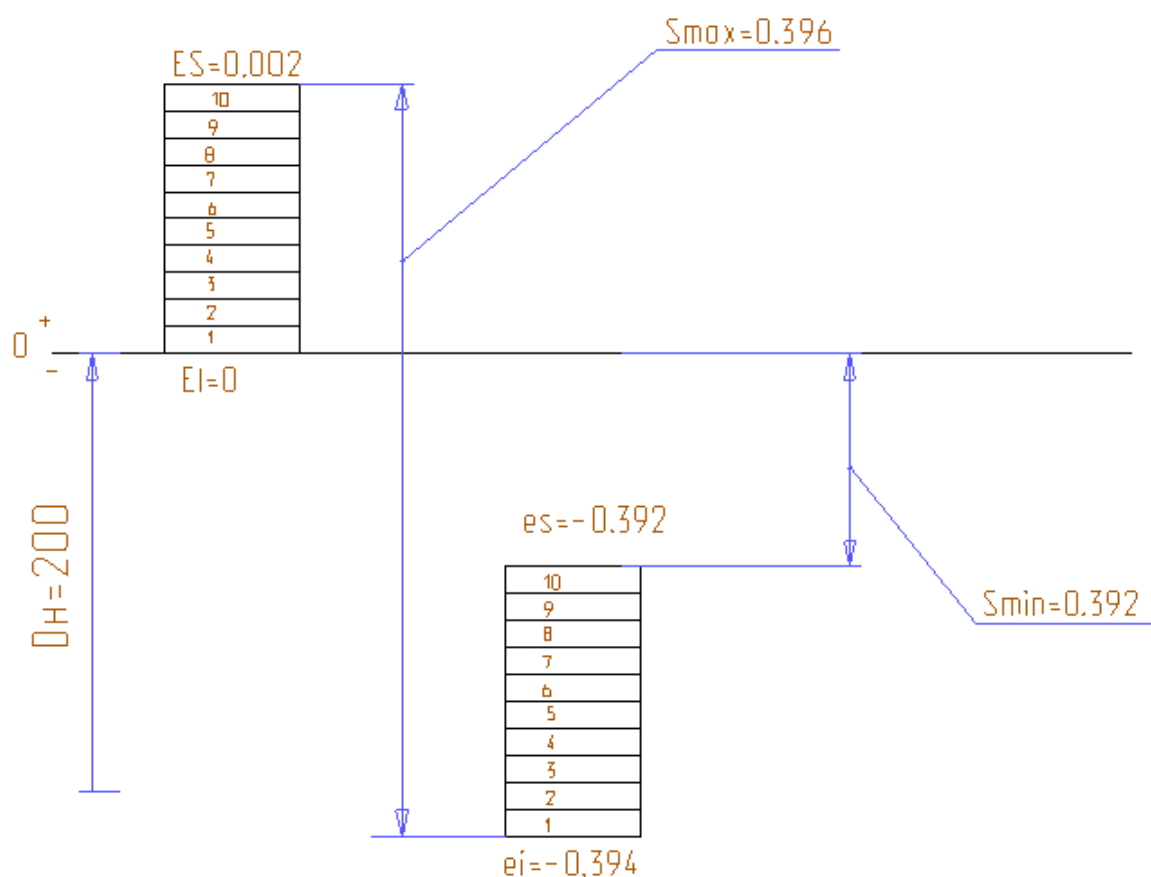
Требуемая точность не является экономически достижимой. Допустимая точность обеспечивается по IT15, поэтому требуемую точность будем обеспечивать селективной сборкой.

$$N_p = \frac{T_i}{\frac{T_{ГРi}}{2}} = \frac{20}{2} = 10$$

$$T_i = 20 \text{ мкм по IT5} = 20 \text{ мкм}$$

$$T_{ГРi} = \frac{4}{2} = 2 \text{ мкм}$$

№ размерной группы	Dmax, мм	Dmin, мм	dmax, мм	dmin, мм
1	200,0002	200	199,6062	199,606
2	200,0004	200,0002	199,6064	199,6062
3	200,0006	200,0004	199,6066	199,6064
4	200,0008	200,0006	199,6068	199,6066
5	200,001	200,0008	199,607	199,6068
6	200,0012	200,001	199,6072	199,607
7	200,0014	200,0012	199,6074	199,6072
8	200,0016	200,0014	199,6076	199,6074
9	200,0018	200,0016	199,6078	199,6076
10	200,002	200,0018	199,608	199,6078



2. Нормирование точности узлов машиностроительных конструкций.

2.1. Нормирование точности болтовых и шпилечных соединений.

Нормирование точности узлов машиностроительных конструкций осуществляется с применением стандартов и привлечением методов расчета размерных цепей. Например, для нормирования точности болтовых и шпилечных соединений имеется возможность использовать стандарт ГОСТ 14140-81 «Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей».

Задание. Для болтового (шпилечного) соединения с диаметром крепежной детали $d_{кр}$ определить:

- Диаметр отверстия под крепеж $d_{отв}$;
- позиционные допуски и допуски на позиционные размеры (по ГОСТ 14140 – 81);
- оформить два варианта эскизов – с указанием позиционных допусков и допусков на позиционные размеры;
- Смоделировать по две детали «Крышка», заложив в одну модель одной позиционные размеры, координирующие расположение отверстий, по максимуму, во-вторую – по минимуму;
- Смоделировать в виде цилиндра стержень крепежной детали по номинальному размеру;
- Собрать выполненные модели, выполнить анализ зазоров, интерференций.

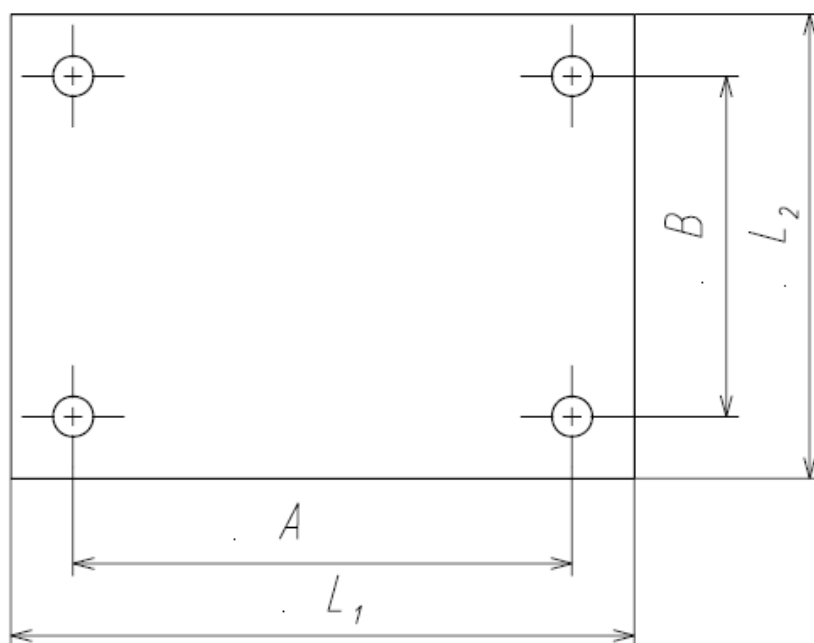


Рис. 2.1. Эскиз детали «Крышка», вариант 1.

Таблица 2/1. Задания на нормирование точности расположения отверстий под крепежные детали (линейные размеры).

№	$d_{кр}$	L_1	A	L_2	B	Вид соединения
1	8	120	100	100	85	Болтовое
2	8	100	85	110	90	Шпилечное
3	8	90	75	70	55	Болтовое
4	8	150	130	150	130	Шпилечное
5	10	120	100	100	85	Болтовое
6	10	100	85	110	90	Шпилечное
7	10	90	75	70	55	Болтовое
8	10	150	130	150	130	Шпилечное
9	12	150	130	150	130	Болтовое
10	12	160	130	160	130	Шпилечное
11	12	110	90	140	120	Болтовое
12	12	150	130	130	110	Шпилечное
13	14	200	170	250	220	Болтовое
14	14	210	180	250	220	Шпилечное
15	14	300	270	320	290	Болтовое
16	14	400	370	440	410	Шпилечное
17	6	100	85	120	105	Болтовое
18	6	60	50	80	70	Шпилечное
19	16	450	420	500	470	Болтовое
20	16	500	470	600	570	Шпилечное
21	16	450	400	550	500	Шпилечное

22	4	80	70	90	80	Винтами
23	4	50	40	80	70	Винтами
24	3	40	35	50	45	Винтами
25	3	45	40	70	65	Винтами

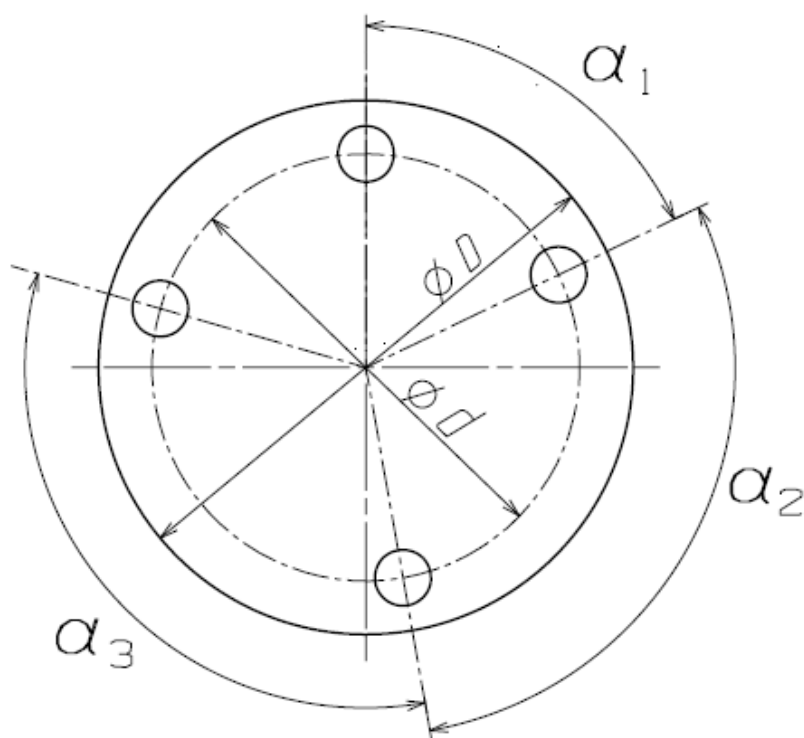


Рис. 2.2. Эскиз детали «Крышка», вариант 2.

Таблица 2.2. Задания на нормирование точности расположения отверстий под крепежные детали (линейные и угловые размеры).

№	$d_{кр}$	D	d	α_1	α_2	α_3	Вид соединения
1	8	120	100	80	110	100	Болтовое
2	8	100	85	95	90	110	Шпилечное
3	8	90	75	45	110	120	Болтовое
4	8	150	130	90	100	100	Шпилечное
5	10	120	100	100	90	100	Болтовое
6	10	100	85	90	80	120	Шпилечное
7	10	90	75	90	80	110	Болтовое
8	10	150	130	105	110	80	Шпилечное
9	12	150	130	70	150	80	Болтовое
10	12	160	130	80	110	100	Шпилечное
11	12	110	90	95	90	110	Болтовое
12	12	150	130	45	110	120	Шпилечное
13	14	200	170	90	100	100	Болтовое

14	14	210	180	100	90	100	Шпилечное
15	14	300	270	90	80	120	Болтовое
16	14	400	370	90	80	110	Шпилечное
17	6	100	85	105	110	80	Болтовое
18	6	60	50	70	150	80	Шпилечное
19	16	450	420	100	100	100	Болтовое
20	16	500	470	100	90	100	Шпилечное
21	16	450	400	90	80	120	Шпилечное
22	4	80	70	90	80	110	Винтами
23	4	50	40	105	110	80	Винтами
24	3	40	35	70	150	80	Винтами
25	3	45	40	90	100	87	Винтами

2.1.1. Определяем диаметры отверстий под крепежные детали, в зависимости от размеров стержней крепежных деталей табл.2.1.

Таблица 2.3. Диаметры сквозных отверстий D, мм под крепежные детали и соответствующие им наименьшие (гарантированные) зазоры (ГОСТ 11284-75), для заданных диаметров d, мм стержней крепежных деталей.

d, мм	D, мм			
	1-й ряд		2-й ряд	
	D, мм	Smin, мм	D, мм	Smin, мм
3,0	3,2	0,2	3,4	0,4
4,0	4,3	0,3	4,5	0,5
5,0	5,3	0,3	5,5	0,5
6,0	6,4	0,4	6,6	0,6
8,0	8,4	0,4	9,0	1,0
10,0	10,5	0,5	11,0	1,0
12,0	13,0	1,0	14,0	2,0
14,0	15,0	1,0	16,0	2,0
16,0	17,0	1,0	18,0	2,0
18,0	19,0	2,0	20,0	2,0

Примечание. Предельные отклонения диаметров сквозных отверстий для первого ряда по Н12, для второго ряда по Н14.

2.1.2. По стандарту ГОСТ 14140-81 Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей, с учетом того, соединение болтовое или шпилечное, определяют параметры точности (позиционный допуск и допуски на позиционные размеры) для схемы расположения отверстий, соответствующей заданию. Например, рис. 2.1.

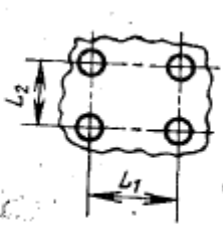
4. Три или четыре отверстия, расположенные в два ряда		Предельные отклонения $\pm\delta L$ размеров L_1 и L_2	0,014	0,016	0,022
		Предельные отклонения $\pm\delta L_d$ размеров по диагонали между осями двух любых отверстий	0,02	0,025	0,03

Рис. 2.1. Фрагмент стандарта ГОСТ 14140-81.

2.1.3. Оформить эскиз детали, участвующей в болтовом или шпилечном соединении, нормирование точности расположение отверстий задать через позиционные допуски.

2.1.4. Оформить эскиз детали, участвующей в болтовом или шпилечном соединении, нормирование точности расположение отверстий задать через допуски на позиционные размеры.

2.1.5. Выполнить модель детали «Крышка» в системе Unigraphics.

А) Загрузить систему. Создать новый файл модели, назвав, например «Kr1».

Допустим, данными задания будут:

№	$d_{кр}$	L_1	A	L_2	B	Вид соединения
i	10	120	100	100	80	Болтовое

В этом случае отверстие под крепеж будет $D_{отв}=10,5$ мм.

По ГОСТ 14140 позиционный допуск будет $\varnothing 0,5$ мм, допуск на позиционный размер будет $\pm 0,35$ мм.

Создаем «Блок» - . Размеры блока будут Длина 120 мм (по оси x), ширина 100мм (по оси y), высота 10 мм (по оси z).

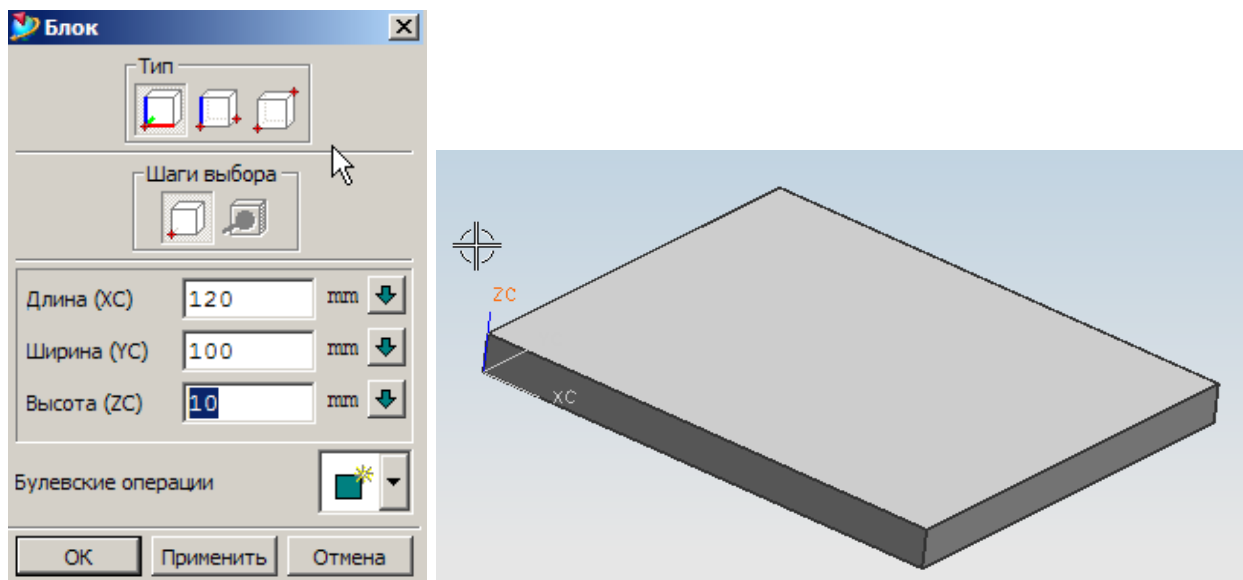


Рис.2.2. Диалог создания и модель «Блока».

Б) Для удобства редактирования допуск на позиционный размер зададим в «инструмент» - «выражения».

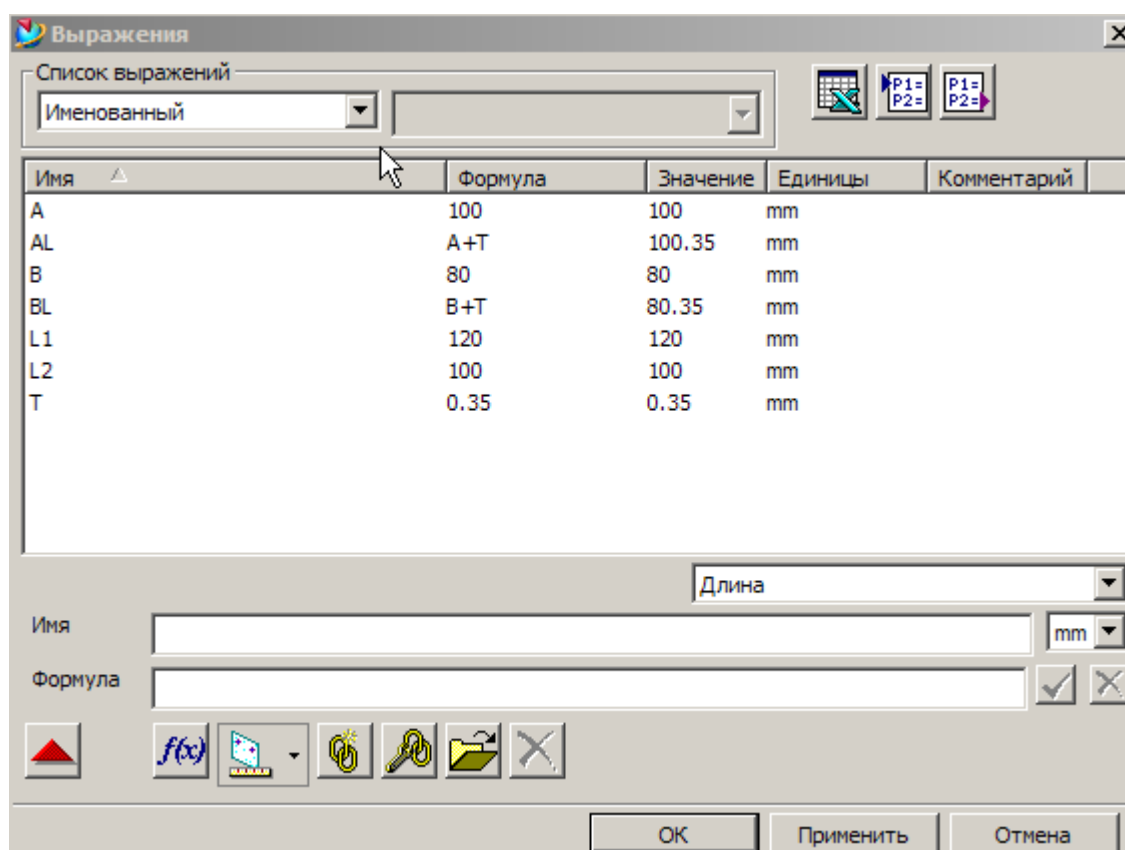


Рис.2.3. Выражения для изменения модели. A,B – номинальные значения позиционных размеров, координирующих расположение отверстий; AL, BL – позиционные размеры, которые мы применим на модели; T – допуск на позиционный размер; L1, L2 – длина и ширина блока.

В) Моделируем первое отверстие. Активизируем инструмент «Отверстие» - . Задаем параметры:

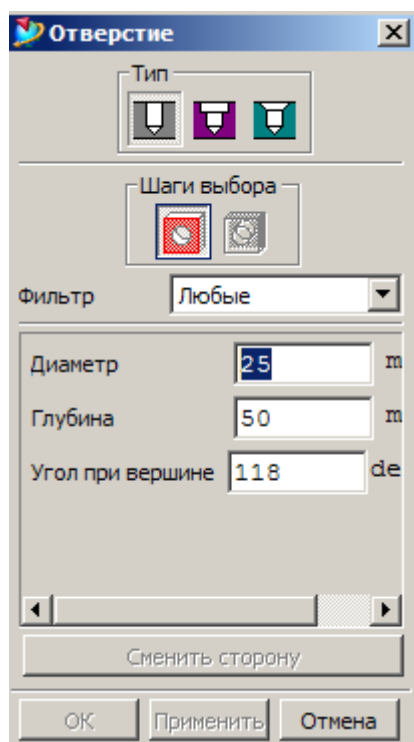


Рис.2.4 Диалог моделирования «Отверстия».

Указываем грань блока, на которой отверстие будет располагаться, и координируем отверстие по месту расположения используя размеры  - «перпендикулярно» из диалога «Позиционирование».

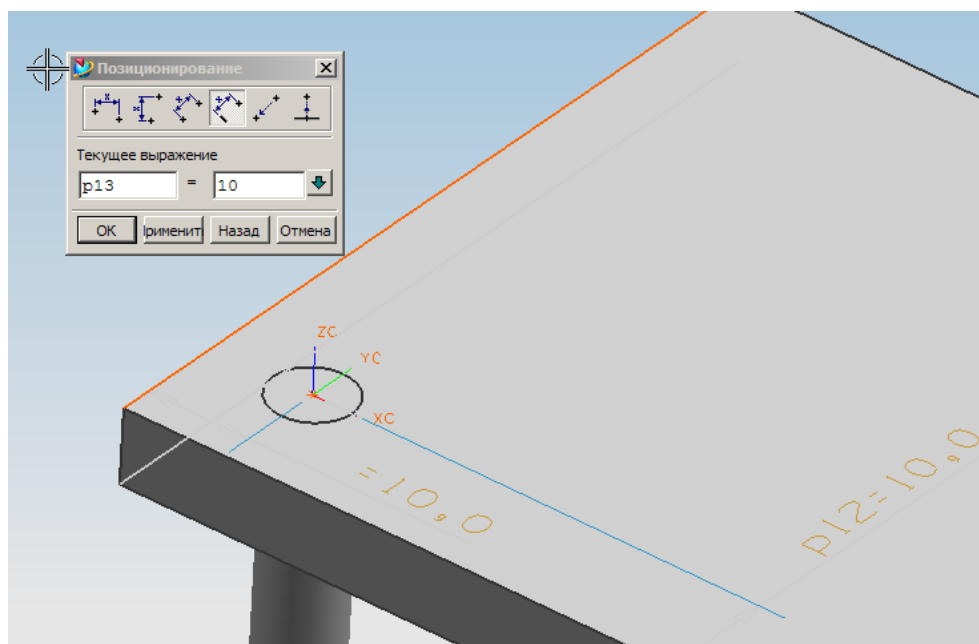


Рис. 2.5. Позиционирование моделируемого отверстия.

Тиражируем отверстия, используя «массив» - . Используем прямоугольный массив, с расстоянием по оси X и Y соответственно AL и BL.

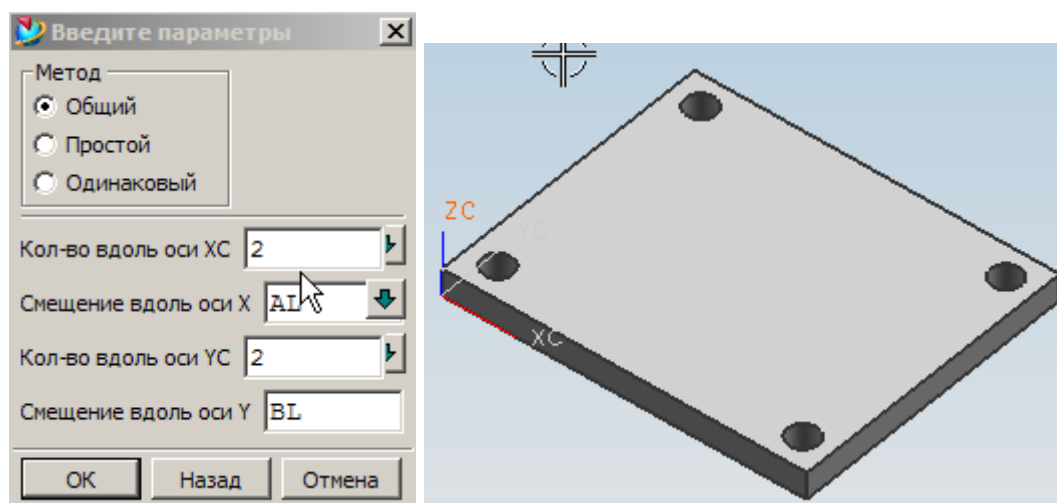


Рис.2.6. Задание параметров массива. Результат операции.

Аналогично смоделировать Плиту – с полным конструктивным подобием, но допуски на позиционные размеры вычесть из значений позиционных размеров

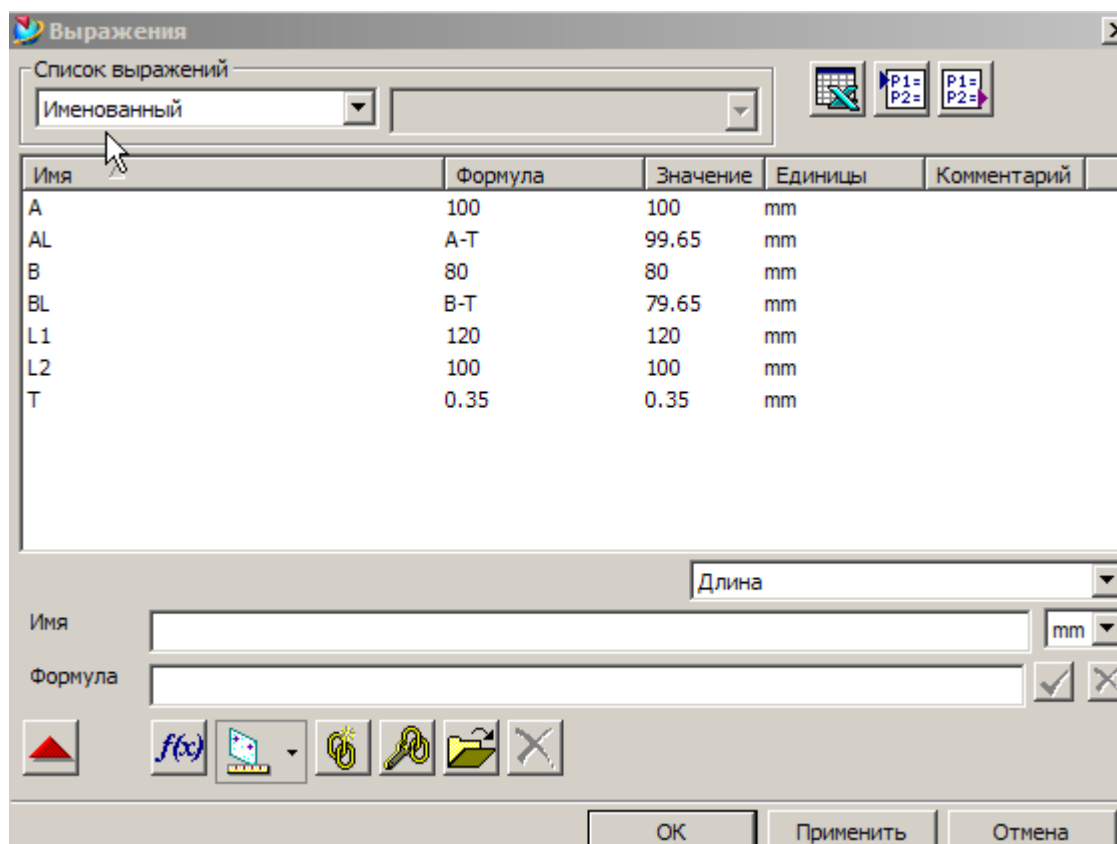


Рис. 2.7. Параметры модели «Плита»

Затем упрощенно, цилиндром с диаметром, равным номинальному диаметру болта и высотой, несколько превышающей высоту сопрягаемых плиты и крышки.

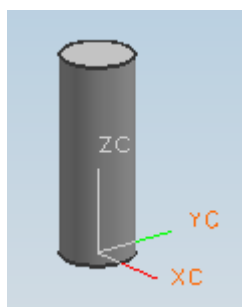


Рис. 2.8. Упрощенная модель болта.

Далее необходимо выполнить сборку. Для болтовых соединений сопряжения по цилиндрическим поверхностям болта и отверстий будут касательные - . Для шпилечных соединений шпилька – плита – соосно - , шпилька – крышка – касательно.

Затем необходимо выполнить «Анализ» - «Зазоры в сборке». Сначала требуется определить, между какими компонентами сборки будет выполняться анализ.

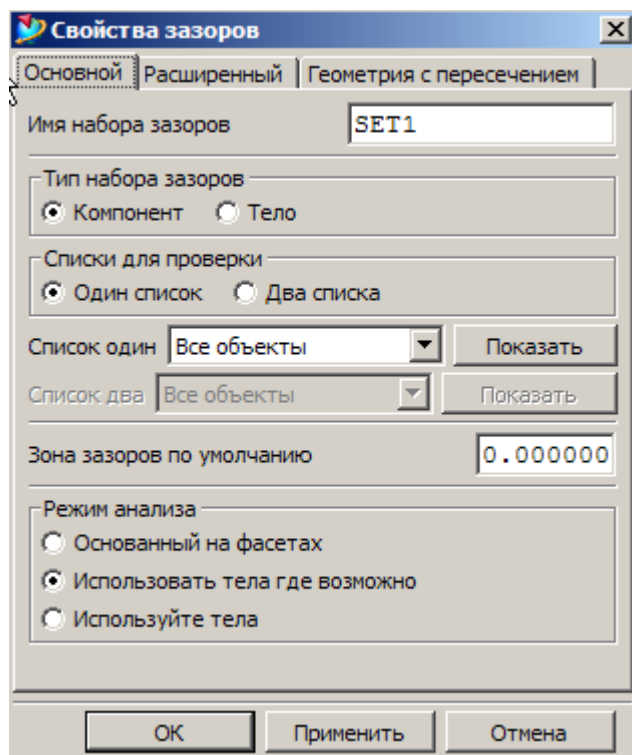


Рис. 2.9. Задание наборов компонент для анализа зазоров.

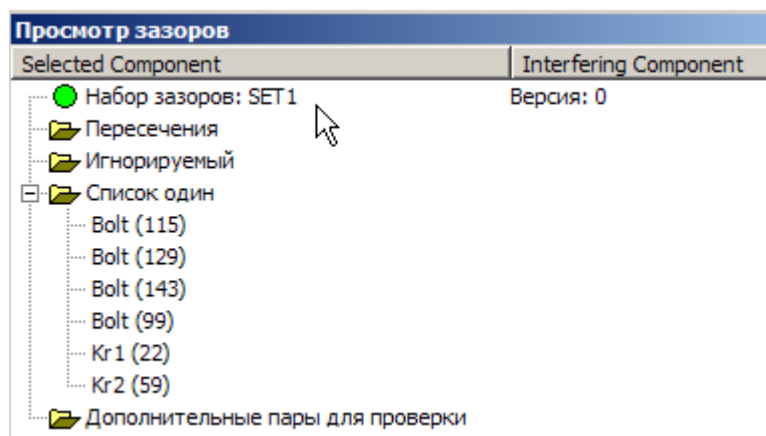


Рис. 2.10. Созданный «Анализ зазоров».

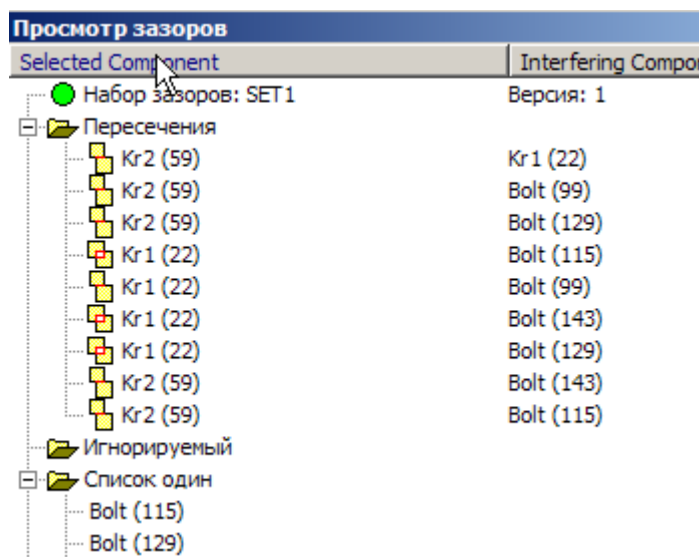


Рис. 2.11. Результат анализа.

Получить отчет:

```

Резюме --
Всего объектов:                6
Всего пар:                     15
Проверенные пары:             15
Исключенные пары:             0
Объекты изменились после последнего 6
Пары изменились после последнего зап15
Всего пересечений:             ***** 9 *****
Общее число истинных пересечений    3
Всего условных пересечений:        0
Всего пересечений касания:         6
Общее число пересечений вложенности 0
Всего новых пересечений:           9
Новые настоящие пересечения        3
Новые условные пересечения         0
Новые касания                     6
Новые пересечения вложенности:     0

```

Сделать вывод: Имеется вероятность принудительной установки болтов в соединение (число истинных пересечений 3), при выполнении позиционных размеров по границам поля допуска для заданного

конструктивного исполнения. Рекомендации – ужесточить допуски и повторно проверить.

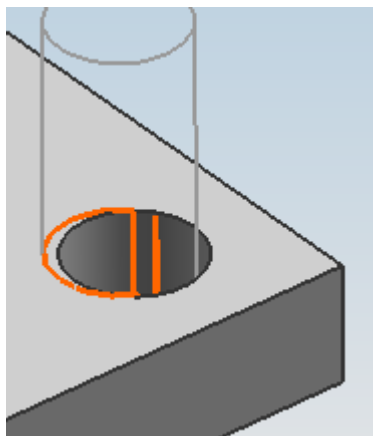


Рис. 2.12. Наиболее неблагоприятное пересечение.

Затем, после обеспечения собираемости (как правило она обеспечивается в большинстве случаев, при использовании рекомендаций ГОСТ14140, оформить эскизы для заданных вариантов исполнений сборки болтовых и шпилечных соединений.

Пример.

Прономировать по точности отверстия под болтовое и шпилечное соединение для следующих данных $L_1=500$ мм, $L_2=400$ мм, $d=10$ мм, $D=500$ мм, $\alpha_1=90^\circ$, $\alpha_2=50^\circ$, $\alpha_3=110^\circ$. Смоделировать соединения. Произвести анализ собираемости. Оформить эскизы на детали в двух вариантах: используя позиционные допуски и допуски на позиционные размеры.

1. Моделируем соединение двух плит по заданным параметрам.

Выбираем диаметры сквозных отверстий под крепёжные детали и соответствующие им наименьшие (гарантированные) зазоры по ГОСТ 11284-75. Выбираем 2-й ряд $D=11$ мм.

Выбираем предельные отклонения размеров координирующих оси отверстия. Система прямоугольных координат. Соединение типа А(болтовое). ГОСТ 14140-81, таблица №3. Коэффициент используемого зазора $K=1$. Предельные отклонения $\pm\delta L=0,7$.

Выполняем сборку соединения.

Выполняем анализ зазоров в сборке и составляем отчет №1.

Отчет №1.

Выполняется анализ зазоров --

Дата и время: 28-Nov-2006 09:04:43

Часть: D:\ugs\sbo.prt

Имя анализа зазора: SET1

Версия: 1

Режим: По твердому телу

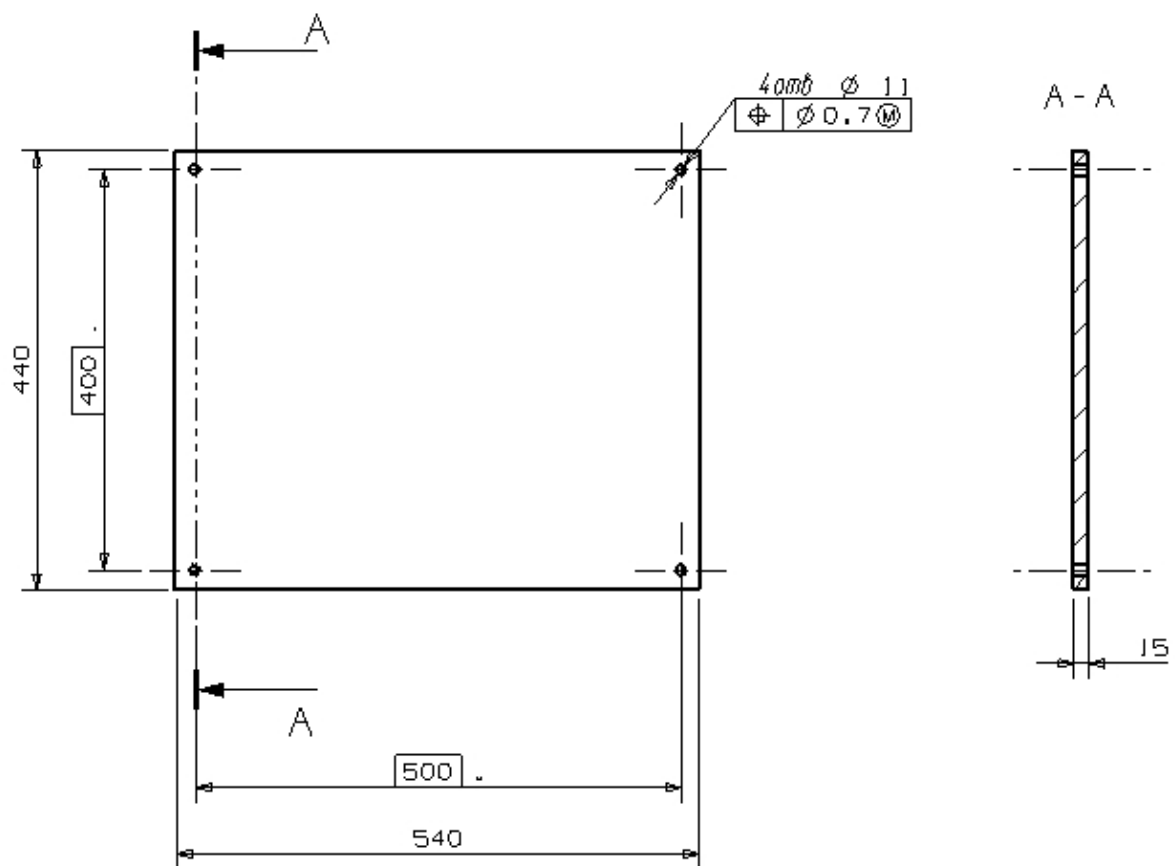
Файл сообщения:

Резюме --

Всего объектов: 6

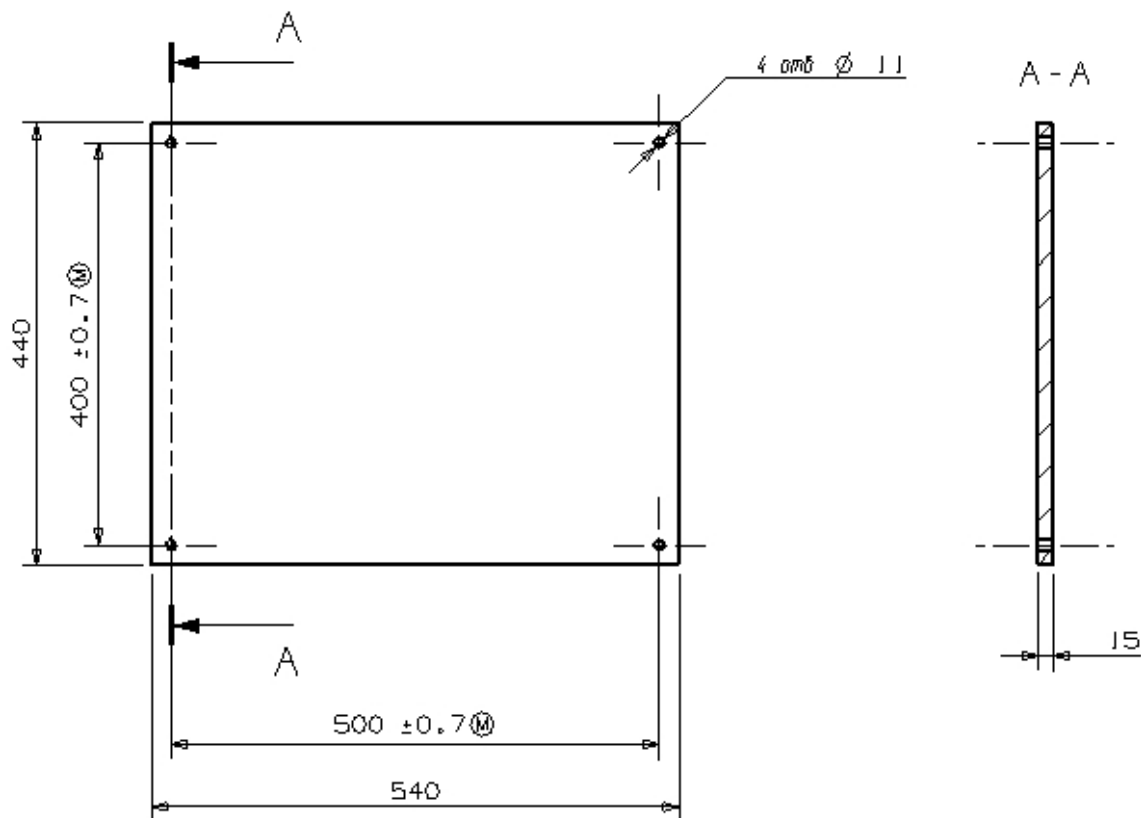
Всего пар: 15
 Проверенные пары: 15
 Исключенные пары: 0
 Объекты изменились после последнего 6
 Пары изменились после последнего зап15
 Всего пересечений: ***** 9 *****
 Общее число истинных пересечений 0
 Всего условных пересечений: 0
 Всего пересечений касания: 9
 Общее число пересечений вложенности 0
 Всего новых пересечений: 9
 Новые настоящие пересечения 0
 Новые условные пересечения 0
 Новые касания 9
 Новые пересечения вложенности: 0
 Полное время анализа: 0:00:00

Эскиз детали плита с использованием позиционного допуска.



ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±IT14/2

Эскиз детали плита с использованием допуска на позиционные размеры.



ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±IT14/2

2. Моделируем соединение двух плит по заданным параметрам.

Выбираем диаметры сквозных отверстий под крепёжные детали и соответствующие им наименьшие (гарантированные) зазоры по ГОСТ 11284-75. Выбираем 1-й ряд D=10,5 мм.

Выбираем предельные отклонения размеров координирующих оси отверстия. Система прямоугольных координат. Соединение типа В (шпильчное). ГОСТ 14140-81, таблица №4. Коэффициент используемого зазора $K=1$. Предельные отклонения $\pm \delta L=0,16$.

Выполняем сборку соединения.

Выполняем анализ зазоров в сборке и составляем отчет №2.

Отчет №2.

Выполняется анализ зазоров --

Дата и время: 16-Dec-2006 13:58:19

Часть: D:\ugs\kursovik\lab1\plita soed B\47.prt

Имя анализа зазора: SET1

Версия: 1

Режим: По твердому телу

Файл сообщения:

Резюме --

Всего объектов: 6

Всего пар: 15

Проверенные пары: 15
 Исключенные пары: 0
 Объекты изменились после последнего 6
 Пары изменились после последнего зап15
 Всего пересечений: ***** 5 *****
 Общее число истинных пересечений 0
 Всего условных пересечений: 0
 Всего пересечений касания: 5
 Общее число пересечений вложенности 0
 Всего новых пересечений: 5
 Новые настоящие пересечения 0
 Новые условные пересечения 0
 Новые касания 5
 Новые пересечения вложенности: 0
 Полное время анализа: 0:00:00

3. Моделируем соединение дисков по заданным параметрам.

Выбираем диаметры сквозных отверстий под крепёжные детали и соответствующие им наименьшие (гарантированные) зазоры по ГОСТ 11284-75. Выбираем 1-й ряд D=10,5 мм.

Выбираем предельные отклонения размеров координирующих оси отверстия. Система полярных координат. Соединение типа А(болтовое). ГОСТ 14140-81, таблица №5. Коэффициент используемого зазора $K=0,8$. Предельные отклонения $\pm\delta D=0,35$.

Выбираем предельные отклонения центрального угла между осями двух любых отверстий $\pm\delta\alpha_{\Sigma}=5'$ (ГОСТ 14140-81, таблица №7).

Выполняем сборку соединения.

Выполняем анализ зазоров в сборке и составляем отчет №3.

Отчет №3.

Выполняется анализ зазоров --

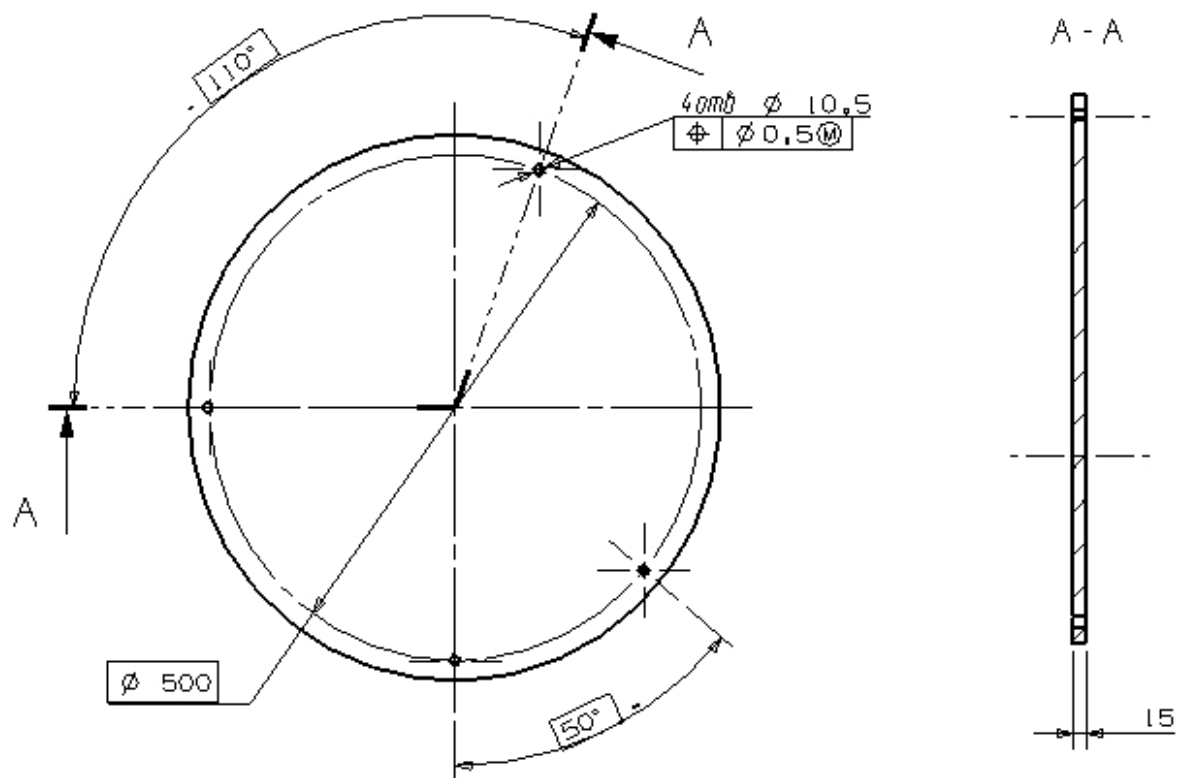
Дата и время: 16-Dec-2006 13:11:03
 Часть: D:\ugs\kursovik\lab1\krug\8.prt
 Имя анализа зазора: SET1
 Версия: 1
 Режим: По твердому телу
 Файл сообщения:

Резюме --

Всего объектов: 6
 Всего пар: 15
 Проверенные пары: 15
 Исключенные пары: 0
 Объекты изменились после последнего 6
 Пары изменились после последнего зап15
 Всего пересечений: ***** 9 *****
 Общее число истинных пересечений 0
 Всего условных пересечений: 0
 Всего пересечений касания: 9
 Общее число пересечений вложенности 0
 Всего новых пересечений: 9
 Новые настоящие пересечения 0

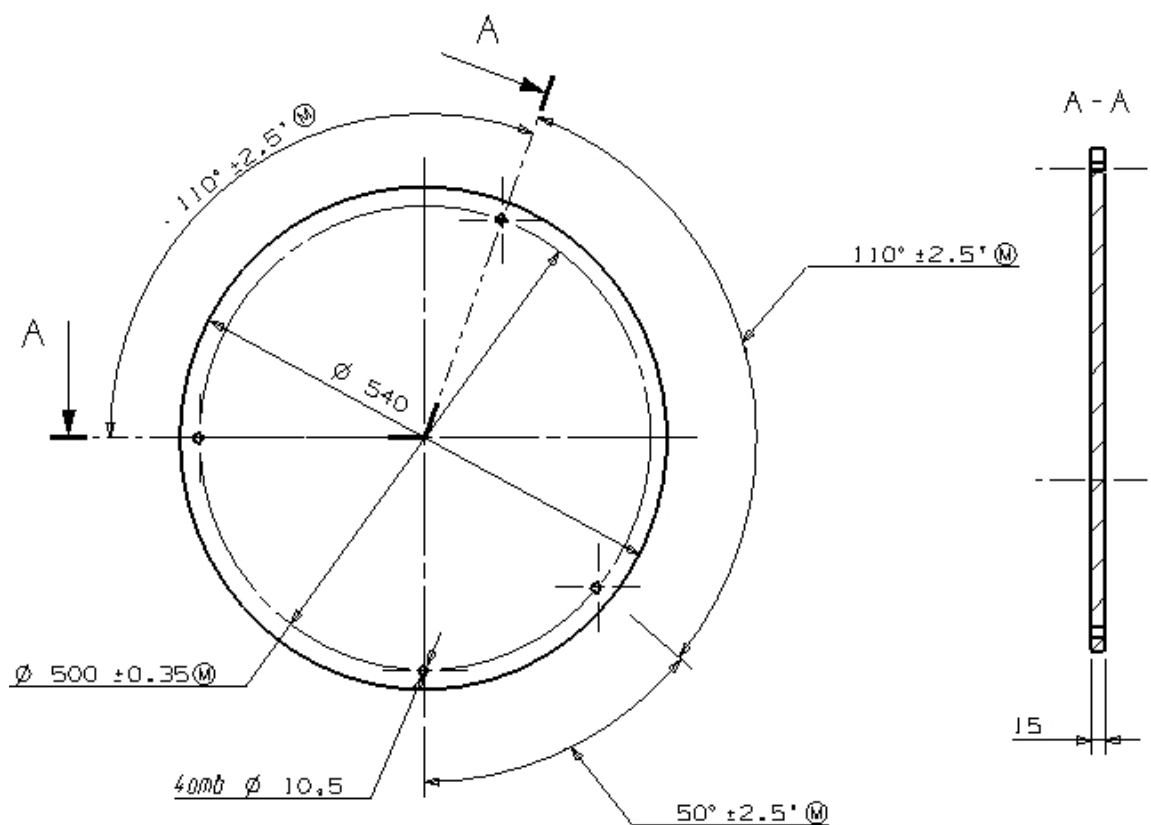
Новые условные пересечения 0
 Новые касания 9
 Новые пересечения вложенности: 0
 Полное время анализа: 0:00:00

Эскиз детали диск с использованием позиционного допуска.



ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±IT14/2

Эскиз детали диск с использованием допуска на позиционные размеры.



1.ГОСТ 30893.1:Н14,Н14,±1714/2

4. Моделируем соединение дисков по заданным параметрам.

Выбираем диаметры сквозных отверстий под крепёжные детали и соответствующие им наименьшие (гарантированные) зазоры по ГОСТ 11284-75. Выбираем 1-й ряд D=10,5 мм.

Выбираем предельные отклонения размеров координирующих оси отверстия. Система полярных координат. Соединение типа В(шпильчное). ГОСТ 14140-81, таблица №9. Коэффициент используемого зазора K=1. Предельные отклонения $\pm \delta D = 0,16$.

Выбираем предельные отклонения центрального угла между осями двух любых отверстий $\pm \delta \alpha_{\Sigma} = 2' 30''$ (ГОСТ 14140-81, таблица №10).

Выполняем сборку соединения.

Выполняем анализ зазоров в сборке и составляем отчет №4.

Отчет №4.

Выполняется анализ зазоров --

Дата и время:

16-Dec-2006 14:19:35

Часть:

D:\ugs\kursovik\lab1\krug soed B\97.prt

Имя анализа зазора:

SET1

Версия:

1

Режим:

По твердому телу

Файл сообщения:

Резюме --

Всего объектов:

6

Всего пар:

15

Проверенные пары:	15
Исключенные пары:	0
Объекты изменились после последнего	6
Пары изменились после последнего зап	15
Всего пересечений:	***** 5 *****
Общее число истинных пересечений	0
Всего условных пересечений:	0
Всего пересечений касания:	5
Общее число пересечений вложенности	0
Всего новых пересечений:	5
Новые настоящие пересечения	0
Новые условные пересечения	0
Новые касания	5
Новые пересечения вложенности:	0
Полное время анализа:	0:00:00

2.2.

В конструкцию обычно закладывается метод достижения заданной точности, который может быть обеспечен в заданных производственных условиях. Различают следующие методы:

1. Метод полной взаимозаменяемости. Требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. Так как допуск на замыкающее звено распределяется между допусками звеньев составляющих, то данный метод, при большой точности замыкающего звена, применим для малозвенных размерных цепей (до 3, 4 звеньев). Если в конструкцию заложен метод полной взаимозаменяемости, то если в сборочный комплект включены кондиционные детали, а сборка выполняется в соответствии с техническими условиями, то контроль получаемого размера замыкающего звена необязателен.

2. Метод неполной взаимозаменяемости. (Вероятностный). Требуемая точность замыкающего звена обеспечивается у заранее обусловленной части объектов сборки, путем включения в размерную цепь составляющих звеньев без их выбора, подбора или изменения их значений. Метод учитывает, что внутри полей допусков составляющих звеньев фактические размеры распределены неравномерно. Основная часть деталей будет иметь размеры вблизи центра группирования. Например, при нормальном законе

распределения в диапазоне $\pm 2\sigma$ от среднего будет 67% размеров всей партии. Учитывая неравномерность распределения размеров составляющих звеньев внутри полей допусков, можно увеличить допуски, задавшись приемлемым процентом брака. При сборке требуемая точность замыкающего звена должна быть обеспечена в любом случае. Поэтому, если в сборочный комплект включены любые кондиционные детали, так как имеется вероятность получения замыкающего звена вне допустимого диапазона значений, то требуется контроль. По результатам контроля изделие может подвергнуться разборке, замене компонентов и повторной сборки. Если организационной формой сборки требуется обеспечивать полную взаимозаменяемость, то перед сборкой детали должны измеряться и в сборочный комплект включаться только те из них, которые обеспечат требуемую точность замыкающего звена. Данный метод применим для 4 – 6 звенных размерных цепей.

3. Метод пригонки. Требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается изменением размера одного из составляющих звеньев, конструктивно предусмотренного в качестве компенсатора. Изменение размера компенсатора осуществляется путем удаления поверхностных слоев материала - механообработкой: точением, фрезерованием, шлифованием, либо слесарной операцией (опиловка).

4. Метод регулирования. Требуемая точность замыкающего звена обеспечивается изменением размера или положения компенсирующего звена без удаления материала с компенсатора.

5. Метод групповой взаимозаменяемости. (Селективная сборка.) Детали участвующие в сборке сортируются по размерным группам по результатам измерения размеров, участвующих в размерной цепи. Требуемая точность замыкающего звена сборочной размерной цепи обеспечивается по методу полной взаимозаменяемости. Диапазоны размеров звеньев для каждой размерной группы рекомендуется определять на этапе конструкторской подготовки производства и отображать в рабочих чертежах

деталей. Для удобства выполнения операции комплектования рекомендуется для обозначения принадлежности к заданной размерной группе предусмотреть соответствующее маркирование, клеймение. При расширении поля допуска на изготавливаемые детали, для обеспечения качества соединения в пределах размерной группы, необходимо ужесточать допуски формы и расположения поверхностей таким образом, чтобы они не превышали допуска размера в пределах группы.

Решение размерных цепей.

Исходя из замкнутости размерной цепи для нее выполняется соотношение

$$\xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \dots + \xi_m A_m - A_\Sigma = 0,$$

где $A_1, A_2, \dots, A_m$ – номинальные значения всех звеньев размерной цепи; A_Σ – номинальное значение размера замыкающего звена; $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m$ – передаточные отношения звеньев размерной цепи характеризующие расположение звеньев по величине и направлению, m – общее количество звеньев размерной цепи за исключением замыкающего. Для замыкающего (исходного звена принято также обозначение Δ).

Передаточное отношение для линейных размеров определяется отношением проекции рассматриваемого размера на направление замыкающего звена к самому размеру. Передаточное отношение положительное, если рассматриваемый размер увеличивающий, и отрицательное – если размер уменьшающий. Если в размерной цепи все звенья параллельны замыкающему звену, то по модулю передаточные отношения всех звеньев будут равны единице: $|\xi_1| = |\xi_2| = \dots = |\xi_m| = 1$. При этом, передаточные отношения увеличивающих звеньев равны единице, уменьшающих – минус единице.

В общем случае передаточное отношение i – го звена определяется отношением $\xi_i = \frac{\partial A_\Sigma}{\partial A_i}$. Для увеличивающих звеньев $\xi_i > 0$, для уменьшающих

$\xi_i < 0$. Передаточное отношение может принимать значение от минус единицы до плюс единицы.

Метод полной взаимозаменяемости.

В общем случае $\xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \dots + \xi_m A_m - A_\Sigma = 0$,

Отсюда $A_\Sigma = \sum_{i=1}^m \xi_i A_i$. Так как для увеличивающих звеньев $\xi_i > 0$, а для

уменьшающих $\xi_j < 0$, то

$$A_\Sigma = \sum_{i=1}^n |\xi_i| \bar{A}_i - \sum_{j=1}^{m-n} |\xi_j| \tilde{A}_j,$$

где $\bar{A}_i$ - i-е увеличивающее звено; n – общее количество увеличивающих звеньев размерной цепи, $\tilde{A}_j$ - j – е уменьшающее звено; (m-n) – общее количество уменьшающих звеньев размерной цепи.

Для размерной цепи с коллинеарными звеньями (для номинальных значений размеров звеньев).

$$A_\Sigma = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_j.$$

Для предельных размеров замыкающего звена

$$A_{\Sigma \max} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \max} - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{j \min},$$

$$A_{\Sigma \min} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \min} - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{j \max}.$$

Допуск замыкающего звена

$$\begin{aligned} TA_\Sigma &= A_{\Sigma \max} - A_{\Sigma \min} = \left(\sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \max} - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{j \min} \right) - \left(\sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \min} - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{j \max} \right) = \\ &= \left(\sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \max} - \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i \min} \right) + \left(\sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{i \max} - \sum_{j=1}^{m-n} \tilde{A}_{i \min} \right) = \sum_{i=1}^n (\bar{A}_{i \max} - \bar{A}_{i \min}) + \sum_{j=1}^{m-n} (\tilde{A}_{j \max} - \tilde{A}_{j \min}) = \\ &= \sum_{i=1}^n TA_i + \sum_{j=1}^{m-n} TA_j. \end{aligned}$$

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n TA_i + \sum_{j=1}^{m-n} TA_j .$$

Допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев. При конструкторской проработке изделия допуск замыкающего звена определяется по условиям работы узла, а допуски звеньев составляющих нормируются с учетом выше приведенного соотношения.

Используют следующие методы нормирования точности составляющих звеньев размерной цепи:

1. Метод равных допусков. Допуск на любое составляющее звено

размерной цепи определяется как $TA_i = \frac{TA_{\Sigma}}{m}$, m – общее число

звеньев размерной цепи за исключением замыкающего.

2. Метод равной точности. Среднее число единиц допуска составляющих звеньев (из которого можно оценить качество)

определяется как $a_c = \frac{T_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^m i} = \frac{T_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^m (0,45\sqrt[3]{D_{u_j}} + 0,001D_{u_j})}$, где D_{u_j} –

средний геометрический размер j – го звена, определенный по границам интервала, к которому принадлежит данный размер;

$D_{u_j} = \sqrt{D_{uj_{\min}} D_{uj_{\max}}}$, i – единица допуска. Удобнее оперировать

числовыми значениями допусков для заданного качества.

Одновременно для всех звеньев определяют допуск по одному и тому же качеству, сумму сравнивают с допуском на замыкающее звено (Табл. 1).

3. Метод рационального распределения допуска между составляющими звеньями. При данном методе допуск замыкающего звена распределяется между составляющими звеньями с учетом технологических особенностей изготовления деталей. На звенья, которые проще выполнить с большей точностью допуск ужесточается. Это позволяет увеличить допуск

на звенья, точность которых сложнее обеспечить. При этом

$$\text{должно выполняться условие } TA_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n TA_i + \sum_{j=1}^{m-n} TA_j .$$

Если ни один из вышеназванных методов не даст экономической или технологически достижимой точности звеньев (расчетная точность выше достижимой), в конструкции потребуются предусмотреть иной метод достижения требуемой точности замыкающего звена, не метод полной взаимозаменяемости.

Таблица 2.2.1. Числовые значения допусков. ГОСТ 25346-89

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет														
		4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Свыше	До	мкм									мм					
	3	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	0,16	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,0
630	800	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,5
800	1000	29	40	56	90	140	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,0
1000	1250	34	46	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,50	16,5
1250	1600	40	54	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,50	19,5
1600	2000	48	65	92	150	230	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,00	23,0
2000	2500	57	77	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00	17,50	28,0
2500	3150	69	93	135	210	330	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,50	21,00	33,0

Примечание. Для размеров менее 1 мм квалитеты от 14 до 18 не применяются.

Если в конструкцию заложен метод полной взаимозаменяемости, то на сборочном чертеже замыкающее звено, как правило, не указывается. Размеры звеньев также не приводятся. При технологическом контроле, для расчетной проверки сборочных размерных цепей требуются рабочие чертежи деталей. Для посадок гладких цилиндрических и плоских соединений на сборочном чертеже указывается посадка по ГОСТ 25347-82. (Например $\varnothing 40 \frac{H7}{k6}$).

Пример расчета размерной цепи методом полной взаимозаменяемости.

В соединении шарнира рис. 10 требуется обеспечить зазор 0,1 ... 0,2 мм для размещения смазки и компенсации погрешностей.

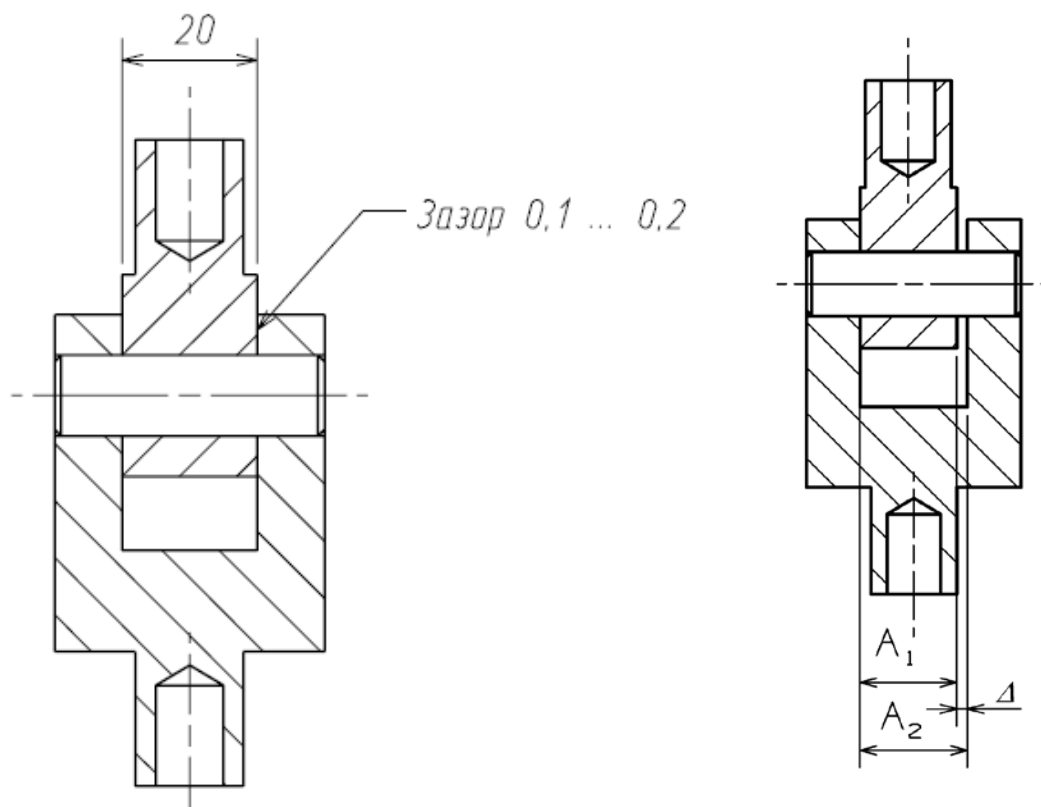


Рис. 10. Исходные данные и размерная цепь.

Определяем допуск на замыкающее звено

$$T\Delta = \Delta_{\max} - \Delta_{\min} = 0,2 - 0,1 = 0,1 \text{ (мм)}.$$

Воспользуемся методом равных допусков. Исходя из соотношения

$$T\Delta = \sum_i TA_i = TA_1 + TA_2 \text{ примем } TA_1 = TA_2, \text{ имеем}$$

$$TA_1 = TA_2 = \frac{T\Delta}{2} = \frac{0,1}{2} = 0,05 \text{ (мм)}.$$

Если требуется подобрать посадку, обеспечивающую данный зазор, то по табл. 1 можно оценить, что при равной точности и охватываемая и охватываемая поверхности должны иметь точность по 8 качеству. Возможно также иное нормирование – охватываемая по 9 качеству, охватываемая – по 8-му (Сумма допусков составляющих звеньев не превысит допуска замыкающего звена $0,033 + 0,052 = 0,085 < 0,1$).

2.2. Нормирование точности подшипниковых узлов.

Нормированию точности подлежат размеры посадочных поверхностей под наружное и внутреннее кольца подшипников, а также «Осевая игра» подшипников.

Таблица 2.2.3. Допускаемые пределы осевой игры, мкм, для конических однорядных роликоподшипников.

Номинальный диаметр отверстия подшипника, мм	Подшипник С углом контакта 10-16°		Подшипник С углом контакта 25-29°	L
	Ряд I	Ряд II	Ряд I	
До 30	20...40	40...70	-	14d
30...50	40...70	50...100	20...40	12d
50...80	50...100	80...150	30...50	11d
80...120	80...150	120...200	40...70	10d
120...180	120...200	160...250	50...100	9d
180...260	160...250	200...300	80...150	6.5d
260...360	200...300	250...350	-	-
360...400	250...350	-	-	-

Примечание. L – примерное расстояние между подшипниками, при установке по одному подшипнику в каждой опоре.

Таблица 2.2.4. Допускаемые пределы осевой игры, мкм, для радиально-упорных шарикоподшипников.

Внутренний диаметр подшипника, мм	Угол контакта 12°		Угол контакта 26°, 36°
	Ряд I	Ряд II	Ряд I
До 30	20...40	30...80	10...20
Св.30...50	30...50	40...70	15...30
Св. 50...80	40...70	50...100	20...40
Св. 80...120	50...100	60...150	30...50
Св. 120...180	80...150	100...200	40...70
Св. 180...260	120...200	150...250	50...100

Таблица 2.2.5. Допускаемые пределы осевой игры, мкм, для двойных и сдвоенных одинарных упорных шарикоподшипников.

Номинальный диаметр отверстия подшипника, мм	Серии подшипников		
	8100	8200, 8300	8400
До 50	10...20	20...40	-
Св.30...120	20...40	40...60	60...80
Св. 120...140	40...60	60...80	80...120

Подбор посадок под кольца подшипников осуществляем по ГОСТ:

По ГОСТ 831-54 выбираем шарикоподшипники радиально- упорные. D=85мм, d=45мм, B=19мм, r =2,0мм.

Выбрать посадку циркуляционного нагруженного внутреннего кольца радиально-упорного подшипника № 36209 класса точности 0 на вращающийся сплошной вал.

Радиальная реакция опоры $R=3000$ кН. Нагрузка ударная, перегрузка 200%. Осевой нагрузки нет.

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot \kappa_{II} \cdot F \cdot F_A = \frac{3 \cdot 10^3}{15 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 360 \text{ кН / м}$$

$$b = B - 2 \cdot r = 19 - 2 \cdot 2,0 = 15 \text{ мм.}$$

Из таблицы по найденному значению интенсивности нагрузки выбираем соответствующие поля допусков. Поле допуска вала k6, поле допуска отверстия H7(местное нагружение кольца табл.4.89 ГОСТ 512-73).

Во избежание разрыва кольца выбранную посадку следует проверить, чтобы максимальный натяг посадки (мм) не превышал значения, допускаемого прочностью кольца.

$$N'_{\min} = \frac{13 R k}{b 10^6} = \frac{13 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 2,8}{10^6 \cdot (19 - 2 \cdot 2,0) \cdot 10^3} = 0,0073 \text{ мм}$$

$$[N] = \frac{11,4 k d [\sigma_p]}{(2k - 2) 10^3} = \frac{11,4 \cdot 2,8 \cdot 400 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}{(2 \cdot 2,8 - 2) 10^3} = 0,1596 \text{ мм}$$

$$[N] > N'_{\min}$$

Условие соблюдается.

Рекомендуемую величину «Осевой игры» обеспечиваем размерной цепью. Допуски на размеры – звенья размерной цепи устанавливаем либо по методу равных допусков, либо по методу равной точности. Если допуски на размеры получаются точнее 7-го квалитета, то в конструкции необходимо предусмотреть возможность компенсации. В системе Unigraphics детали, участвующие в сборки моделируем упрощенно, обеспечивая лишь подобие поверхностей, обеспечивающих заданную размерную цепь.

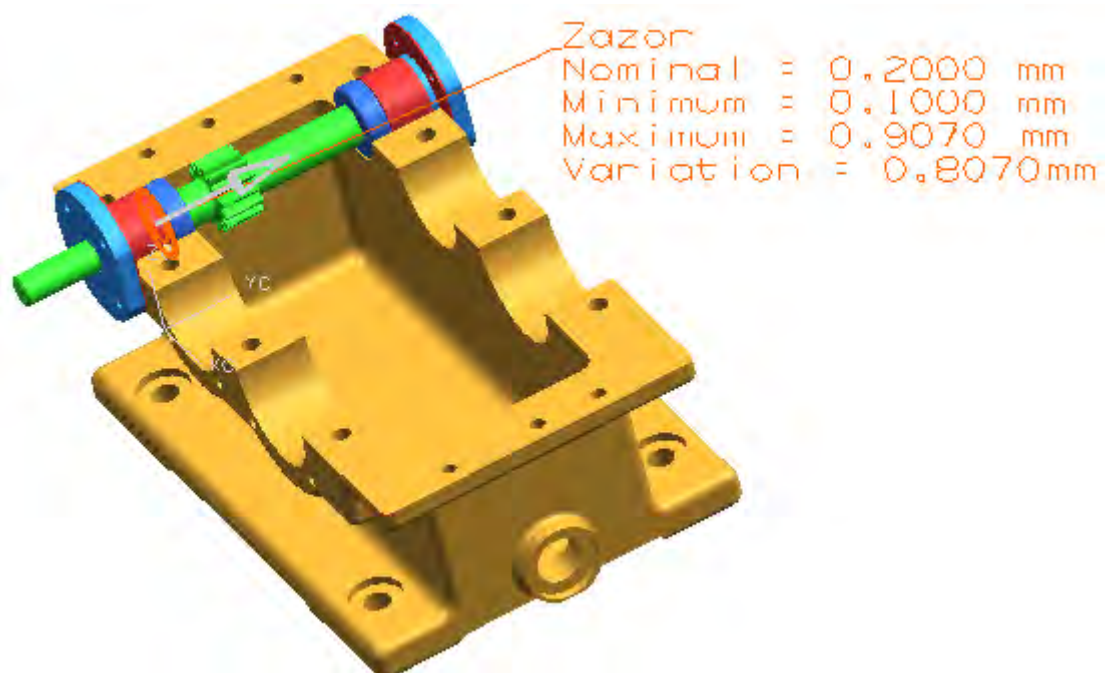
Пример.

Расчет размерной цепи для подшипникового узла быстроходного вала.

Искомый зазор между втулкой и подшипником в этом случае определяется по формуле:

$$\Delta_{\min} = \text{рекомендуемая осевая игра} = 0,1 \text{ мм, где}$$

Нормируем элементы, входящие в состав размерной цепи. Создаем сборку, и по вышеприведенной методике рассчитываем искомый зазор между втулкой и торцом подшипника.



Результаты расчета в системе «Unigraphics NX3».

Measurement: Zazor

Units: mm

Direction: XC 0.0000, YC 1.0000, ZC 0.0000

Nominal: 0.2000

Minimum: 0.1000

Maximum: 0.9070

Variation: 0.8070

Contributor 1: 25% Pod202: Feature 1: DIM +0.0 -0.200

Contributor 2: 25% Pod202: Feature 1: DIM +0.0 -0.200

Contributor 3: 12% Krishka koprysa nij: Feature 1: DIM +0.0 -0.100

Contributor 4: 11% Val tixoxod.: Feature 1: DIM +0.0 -0.087

Contributor 5: 7% Krishka tixoxod.: Feature 1: DIM 0.03 -0.03

Contributor 6: 7% Flanec tixoxod.: Feature 1: DIM 0.03 -0.03

Contributor 7: 4% Prokladka1: Feature 1: DIM +0.0 -0.03

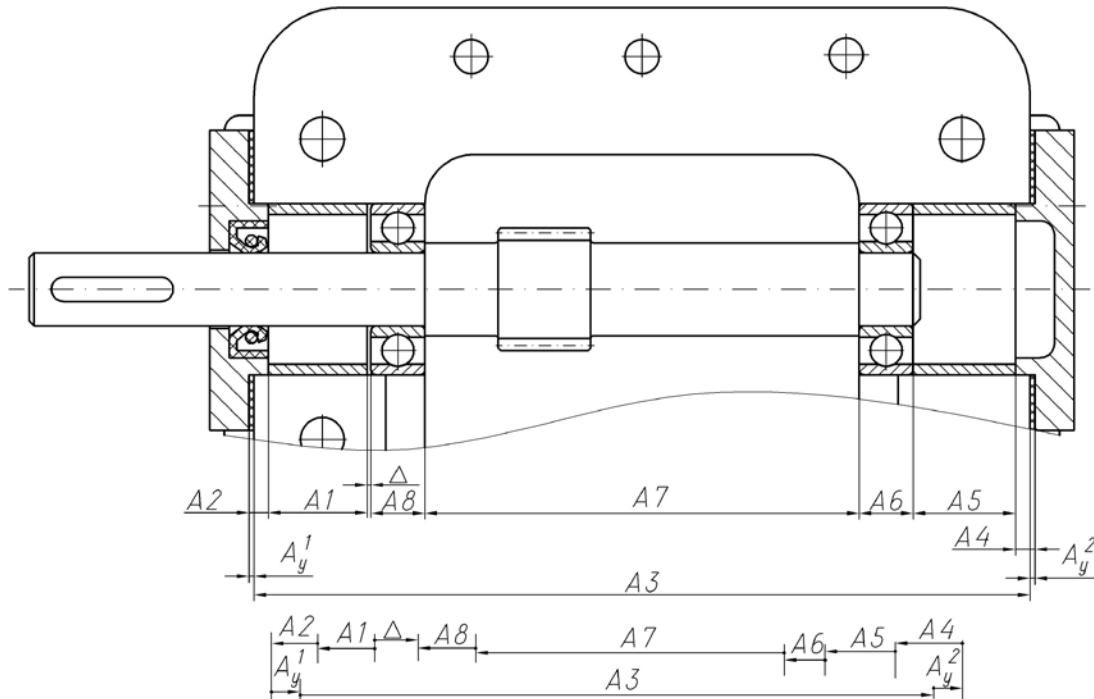
Contributor 8: 4% Prokladka1: Feature 1: DIM +0.0 -0.03

Contributor 9: 2% Vtylka tixoxod111: Feature 1: DIM -0.060 -0.080

Contributor 10: 2% Vtylka tixoxod111: Feature 1: DIM -0.060 -0.080

Заложенные в конструкцию нормы точности не обеспечивали сборку по методу полной взаимозаменяемости. После перенормирования размера втулки, участвующего в размерной цепи, с размера 21мм до размера 20.9мм, выполненного по 7 качеству, что вполне достижимо, собираемость обеспечилась по методу полной взаимозаменяемости.

Рассчитаем размерную цепь аналитическим способом.



A_y^1, A_y^2, A_3 - увеличивающие звенья;

$A_1, A_2, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8$ – уменьшающие звенья.

$$A_1 = A_5 = 20,9_{-0,08}^{-0,06} \text{ мм},$$

$$A_y^1 = A_y^2 = 1_{-0,03} \text{ мм},$$

$$A_2 = A_4 = 4 \pm 0,3 \text{ мм},$$

$$A_6 = A_8 = 11_{-0,2} \text{ мм},$$

$$A_3 = 159_{-0,1} \text{ мм},$$

$$A_7 = 89_{-0,087} \text{ мм}.$$

$$\Delta_{\max} = A_{3\max} + A_y^1_{\max} + A_y^2_{\max} - A_{1\min} - A_{2\min} - A_{4\min} - A_{5\min} - A_{6\min} - A_{7\min} - A_{8\min}$$

$$\Delta_{\min} = A_{3\min} + A_y^1_{\min} + A_y^2_{\min} - A_{1\max} - A_{2\max} - A_{4\max} - A_{5\max} - A_{6\max} - A_{7\max} - A_{8\max}$$

$$\Delta_{\max} = 159 + 2 - 20,82 - 20,82 - 3,97 - 3,97 - 88,913 - 10,8 - 10,8 = 0,907$$

$$\Delta_{\min} = 159,8 + 0,97 + 0,97 - 20,84 - 20,84 - 4,03 - 4,03 - 89 - 11 - 11 = 0,1$$

Результаты расчета аналитическим методом и в системе «Unigraphics NX3» приводят к аналогичному результату.

Расчет размерной цепи для промежуточного вала.

Искомый зазор между втулкой и подшипником в этом случае определяется по формуле:

$$\Delta_{\min} = \text{осевая игра} + \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 50 \cdot 10^{-3} + 12 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 89 = 0,093 \text{ мм}, \text{ где}$$

α –

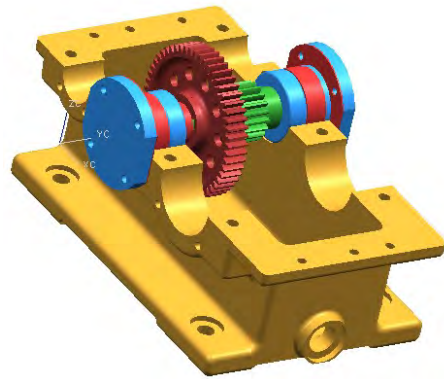
Δt – разность температур

L – расстояние между подшипниками.

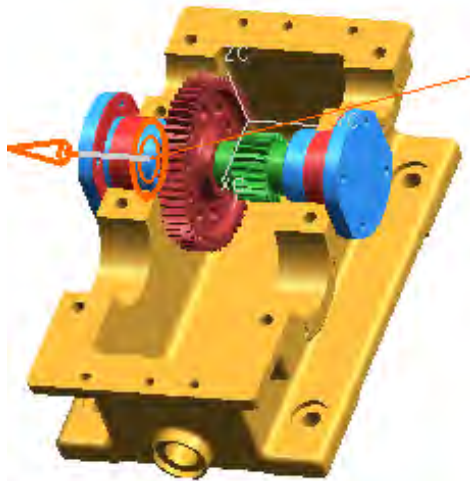
$$\Delta_{\max} = \frac{b_{ш} - b_{з.к.}}{2} = \frac{19 - 17}{2} = 1 \text{ мм, где}$$

$b_{ш}$ – ширина шестерни.

$b_{з.к.}$ – ширина зубчатого колеса.



Нормируем элементы, входящие в состав размерной цепи. Создаем сборку, и по вышеприведенной методике рассчитываем искомый зазор между втулкой и торцом подшипника.



Zazor
Nominal = 0.1000 mm
Minimum = 0.1000 mm
Maximum = 1.0000 mm
Variation = 0.9000 mm

Результаты расчета в системе «Unigraphics NX3».

Measurement: Zazor

Units: mm

Direction: XC 0.0000, YC -1.0000, ZC 0.0000

Nominal: 0.1000

Minimum: 0.1000

Maximum: 1.0000

Variation: 0.9000

Contributor 1: 22% Pod.205:Feature 1:DIM +0.0 -0.200

Contributor 2: 22% Pod.205:Feature 1:DIM +0.0 -0.200

Contributor 3: 11% Krishka koprysa nij.:Feature 1:DIM +0.0 -0.100

Contributor 4: 7% Krishka promejyt.:Feature 1:DIM 0.03 -0.03

Contributor 5: 7% Val tixoxod1.:Feature 1:DIM +0.0 -0.060

Contributor 6: 7% Krishka promejyt.:Feature 1:DIM 0.03 -0.03

Contributor 7: 6% Vtylka tixoxod:Feature 1:DIM -0.110 -0.160

Contributor 8: 6% Vtylka tixoxod:Feature 1:DIM -0.110 -0.160

Contributor 9: 3% Prokladka2:Feature 1:DIM +0.0 -0.03

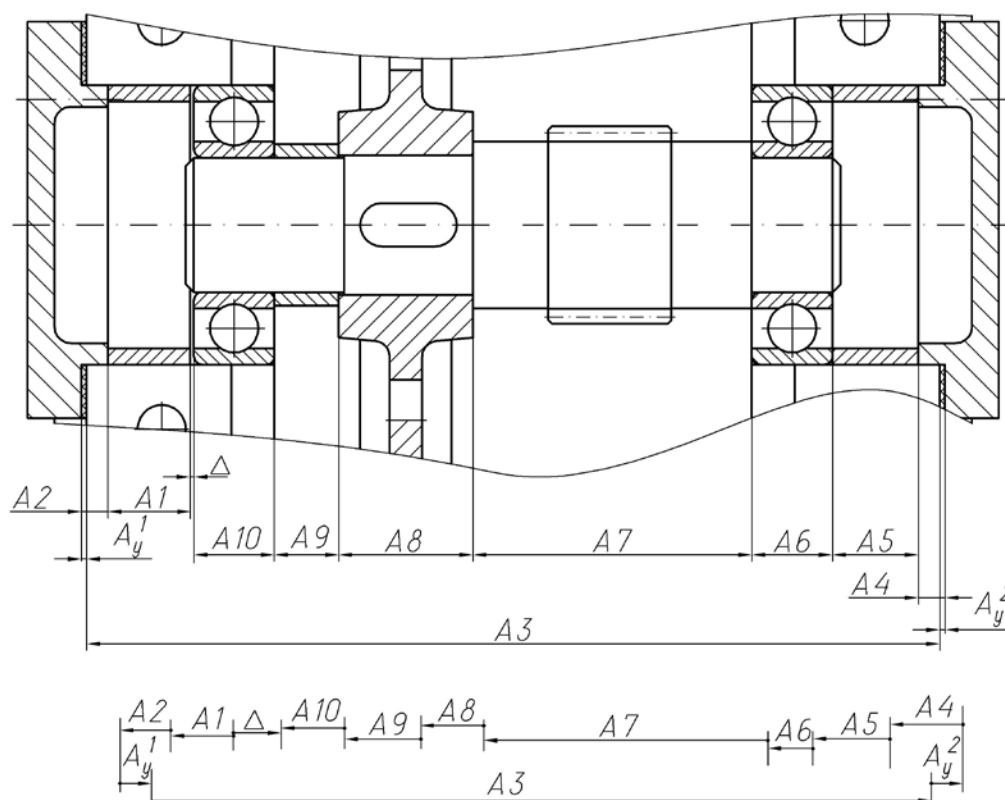
Contributor 10: 3% Vtylka1:Feature 1:DIM +0.0 -0.030

Contributor 11: 3% Koleso 1:Feature 1:DIM +0.0 -0.03

Contributor 12: 3% Prokladka2:Feature 1:DIM +0.0 -0.03

Заложенные в конструкцию нормы точности не обеспечивали сборку по методу полной взаимозаменяемости. После перенормирования размера втулки, участвующего в размерной цепи, с размера 16 мм до размера 15.95 мм, выполненного по 7 квалитету, что вполне достижимо, собираемость обеспечилась по методу полной взаимозаменяемости.

Рассчитаем размерную цепь аналитическим способом.



A_y^1, A_y^2, A_3 - увеличивающие звенья;

$A_1, A_2, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$ - уменьшающие звенья.

$$A_1 = A_5 = 15,95_{-0,16}^{-0,11} \text{ мм},$$

$$A_6 = A_{10} = 15_{-0,2} \text{ мм},$$

$$A_y^1 = A_y^2 = 1_{-0,03} \text{ мм},$$

$$A_7 = 52_{-0,06} \text{ мм},$$

$$A_2 = A_4 = 5 \pm 0,3 \text{ мм},$$

$$A_8 = 25_{-0,03} \text{ мм},$$

$$A_3 = 159_{-0,1} \text{ мм},$$

$$A_9 = 11_{-0,03} \text{ мм}.$$

$$\Delta_{\max} = A_{3\max} + A_{y1\max} + A_{y2\max} - A_{1\min} - A_{2\min} - A_{4\min} - A_{5\min} - A_{6\min} - A_{7\min} - A_{8\min} - A_{9\min} - A_{10\min}$$

$$\Delta_{\min} = A_{3\min} + A_{y1\min} + A_{y2\min} - A_{1\max} - A_{2\max} - A_{4\max} - A_{5\max} - A_{6\max} - A_{7\max} - A_{8\max} - A_{9\max} -$$

$$A_{10\max}$$

$$\Delta_{\max} = 159 + 2 - 15,79 - 15,79 - 4,97 - 4,97 - 14,8 - 14,8 - 51,94 - 24,97 - 11,97 = 1$$

$$\Delta_{\min} = 159,8 + 0,97 + 0,97 - 15,84 - 15,84 - 5,03 - 5,03 - 15 - 15 - 52 - 25 - 12 = 0,1$$

Результаты расчета аналитическим методом и в системе «Unigraphics NX3» приводят к аналогичному результату.

Расчет размерной цепи для тихоходного вала.

Искомый зазор между втулкой и подшипником в этом случае определяется по формуле:

$$\Delta_{\min} = \text{осевая игра} + \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 50 \cdot 10^{-3} + 12 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 89 = 0,093 \text{ мм}, \text{ где}$$

α –

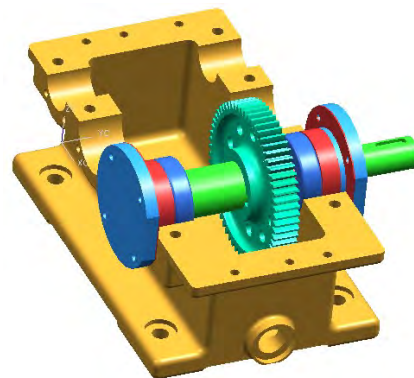
Δt – разность температур

L – расстояние между подшипниками.

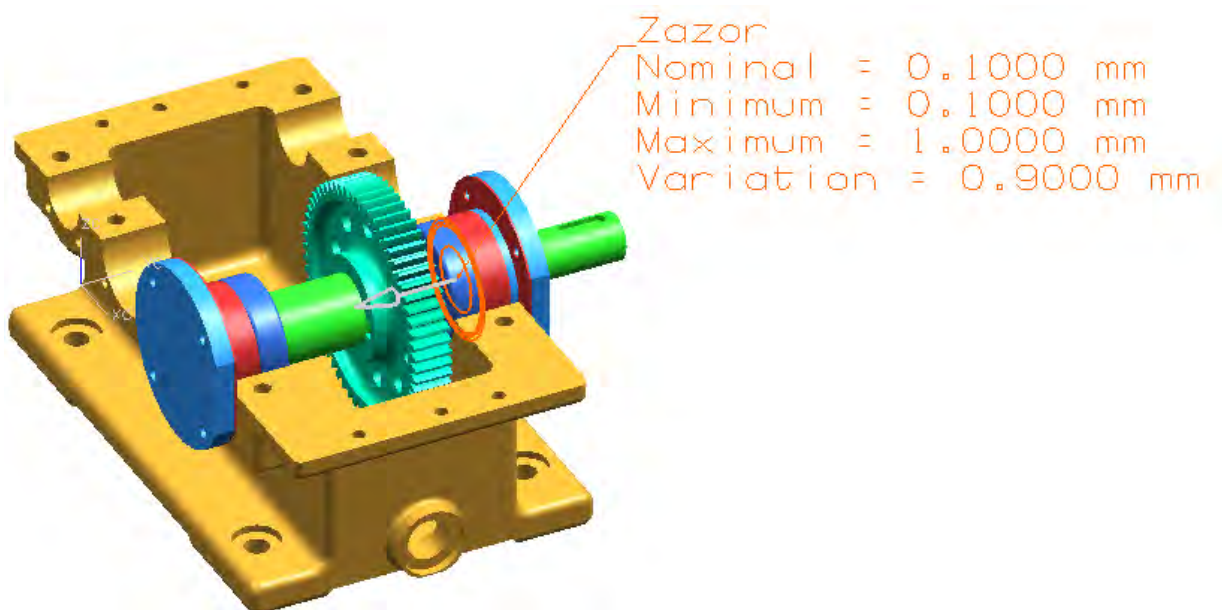
$$\Delta_{\max} = \frac{b_{ш} - b_{з.к.}}{2} = \frac{19 - 17}{2} = 1 \text{ мм}, \text{ где}$$

$b_{ш}$ – ширина шестерни.

$b_{з.к.}$ – ширина зубчатого колеса.



Нормируем элементы, входящие в состав размерной цепи. Создаем сборку, и по вышеприведенной методике рассчитываем искомый зазор между втулкой и торцом подшипника.



Результаты расчета в системе «Unigraphics NX3».

Measurement: Zazor

Units: mm

Direction: XC 0.0000, YC -1.0000, ZC 0.0000

Nominal: 0.1000

Minimum: 0.1000

Maximum: 1.0000

Variation: 0.9000

Contributor 1: 33% Pod206:Feature 1:DIM +0.0 -0.200

Contributor 2: 33% Pod206:Feature 1:DIM +0.0 -0.200

Contributor 3: 11% Krishka koprysa nij.:Feature 1:DIM +0.0 -0.100

Contributor 4: 7% Prokladka3:Feature 1:DIM +0.0 -0.03

Contributor 5: 7% Vtylka vixod:Feature 1:DIM -0.110 -0.160

Contributor 6: 7% Vtylka vixod:Feature 1:DIM -0.110 -0.160

Contributor 7: 2% Flanec vixodnogo:Feature 1:DIM 0.030 -0.030

Contributor 8: 2% Vtylka vixod1:Feature 1:DIM +0.0 -0.030

Contributor 9: 2% Vtylka vixod1:Feature 1:DIM +0.0 -0.030

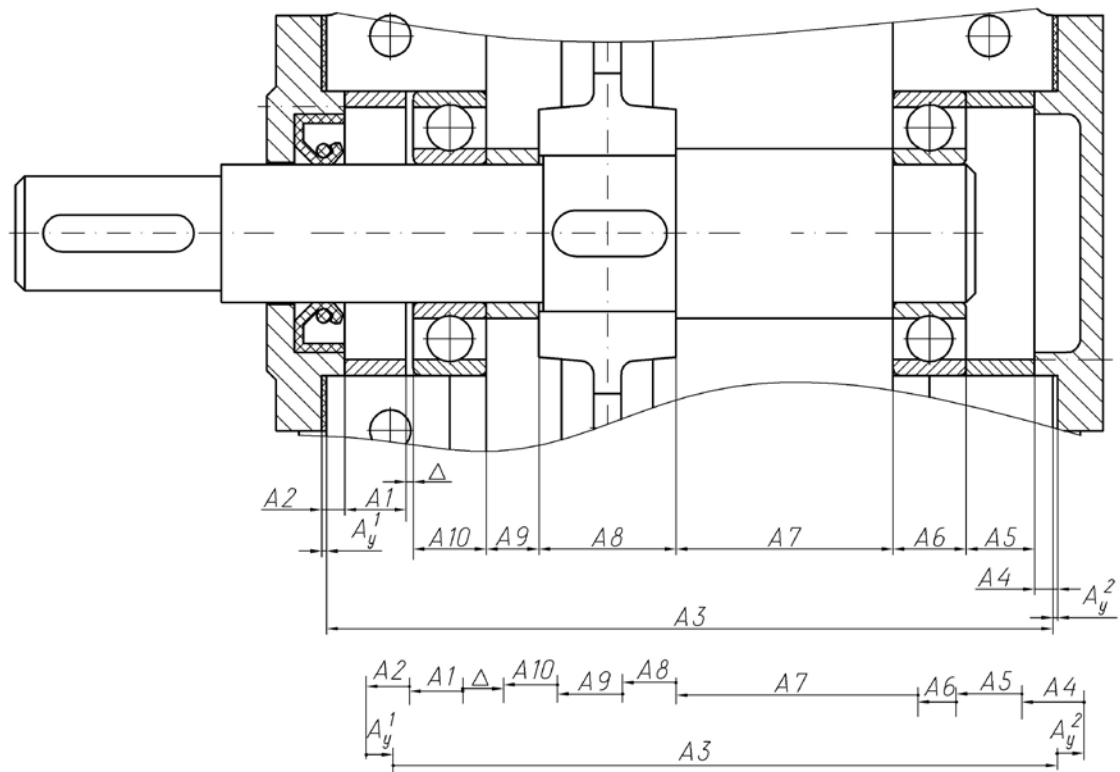
Contributor 10: 2% Krishka vixoxdnogo:Feature 1:DIM 0.030 -0.030

Contributor 11: 2% Prokladka3:Feature 1:DIM +0.0 -0.03

Contributor 12: 2% Val vixodnoi.:Feature 1:DIM +0.0 -0.06

Заложенные в конструкцию нормы точности не обеспечивали сборку по методу полной взаимозаменяемости. После перенормирования размера втулки, участвующего в размерной цепи, с размера 15 мм до размера 14.95

мм, выполненного по 7 качеству, что вполне достижимо, собираемость обеспечилась по методу полной взаимозаменяемости. *Рассчитаем размерную цепь аналитическим способом.*



A_y^1, A_y^2, A_3 - увеличивающие звенья;

$A_1, A_2, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$,– уменьшающие звенья.

A_y^1, A_y^2, A_3 - увеличивающие звенья;

$A_1, A_2, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9, A_{10}$,– уменьшающие звенья.

$$A_1 = A_5 = 14,95_{-0,16}^{-0,11} \text{ мм},$$

$$A_y^1 = A_y^2 = 1_{-0,03} \text{ мм},$$

$$A_2 = A_4 = 5 \pm 0,3 \text{ мм},$$

$$A_3 = 159_{-0,1} \text{ мм},$$

$$A_6 = A_{10} = 16_{-0,2} \text{ мм},$$

$$A_7 = 47,5_{-0,06} \text{ мм}.$$

$$A_8 = 30_{-0,03} \text{ мм}.$$

$$A_9 = 11,5_{-0,03} \text{ мм}.$$

1. Радиусы закруглений – 3 мм.

2. h14; H14: $\pm IT14/2$

3. Точность зубчатого колеса – ГОСТ 1643-81

Нормы точности зубчатого колеса 8-В.

Кинематическая точность 8.

Плавность хода 8.

Пятно контакта 8.

Боковой зазор b (уменьшенный боковой зазор).

Кинематическая точность:

$F_r = 67 \text{ мкм}$ - допуск на радиальное биение,

$F_p = 95 \text{ мкм}$ - допуск на накопленную погрешность шага по зубчатому колесу.

Нормы плавности работы:

$f_i' = 48 \text{ мкм}$ - допуск на местную кинематическую точность,

$f_{pt} = \pm 26 \text{ мкм}$ - предельные отклонения шага,

$f_f = 22 \text{ мкм}$ - допуски на погрешность профиля.

Нормы контакта (Суммарное пятно контакта):

$f_{\alpha} = 25 \text{ мкм}$ - допуск на погрешность,

$f_y = 13 \text{ мкм}$ - допуск переноса осей.

2.4. Нормирование точности шлицевых соединений.

2.4.1. Выполнить эскизы прямобочного шлицевого соединения, пронормировать по точности для всех трёх методов центрирования. Расшифровать обозначения.

По ГОСТ 1139-80 выбираем прямобочное шлицевое соединение для диаметра 45 мм. Выбираем прямобочное шлицевое соединение для тяжелой серии.

Обозначение прямобочного шлицевого соединения при центрировании по:

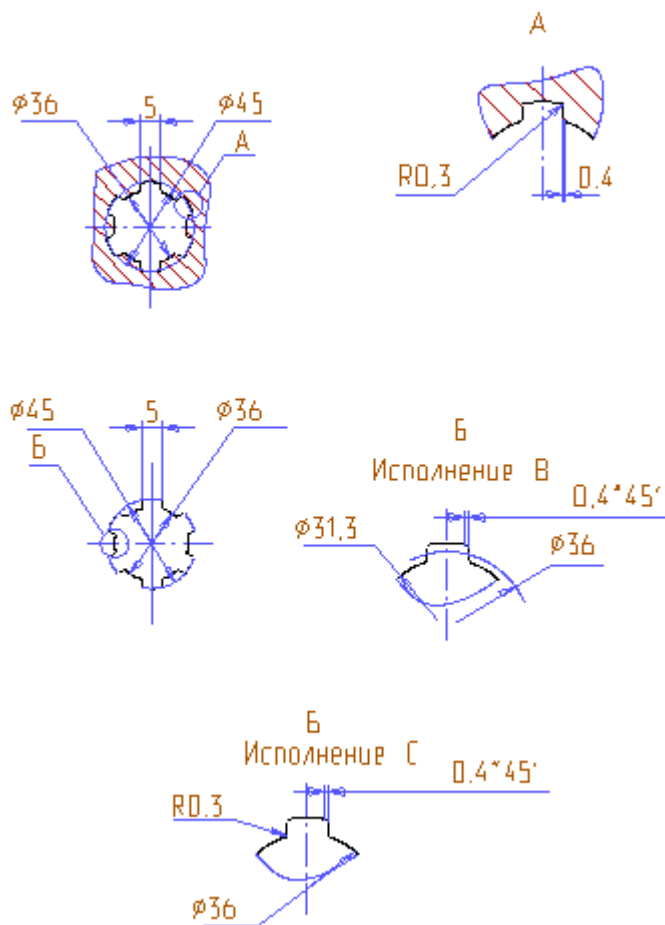
1) внутреннему диаметру: $d-10 \times 36 \text{ H7/e8} \times 45 \text{ H12/a11} \times 5 \text{ D9/f8}$ (исполнение С)

2) наружному диаметру: $D-10 \times 36 \times 45 \text{ H8/h7} \times 5 \text{ F10/h9}$ (исполнение В)

3) по ширине: $b-10 \times 36 \times 45 \text{ H12/a11} \times 5 \text{ D9/h8}$ (исполнение В)

Эскизы прямобочного шлицевого соединения

Прямоугольное шлицевое соединение



2.4.2. Выполнить эскизы эвольвентного шлицевого вала, пронормировать по точности для всех трёх методов центрирования. Расшифровать обозначения.

По ГОСТ 6033-80 выбираем эвольвентный шлицевый вал для диаметра 45мм.

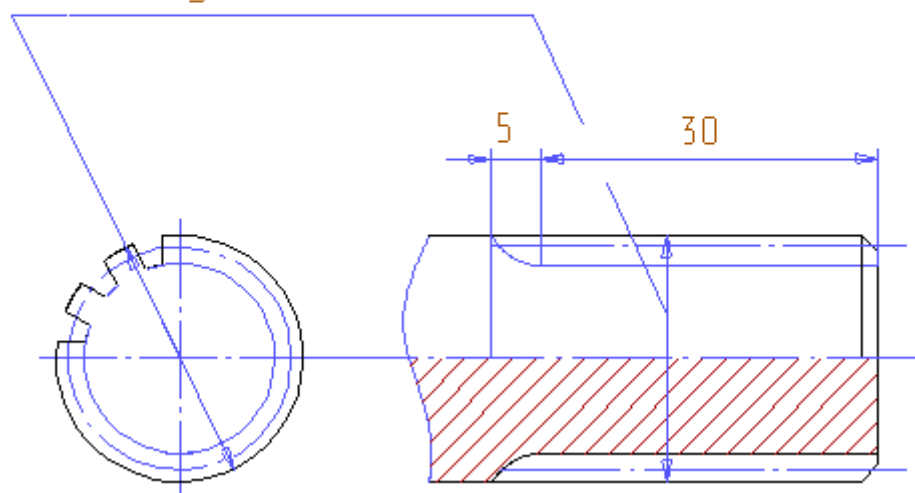
Обозначение эвольвентного шлицевого вала при центрировании по:

- 1) внутреннему диаметру: $i\ 45 \times 2,0 \times 7H/6g*9H/9h$
- 2) наружному диаметру и посадкой $7H/6g$, с посадкой по нецентрирующим поверхностям зубьев $9H/9h$: $45 \times g6 \times 2,0 \times 9h$
- 3) по боковой поверхности зубьев и посадкой $9H/9g$: $45 \times 2,0 \times 9g$

Эскизы эвольвентного шлицевого вала.

Эвольвентное шлицевое соединение.

45x2x9g ГОСТ 6033-80



ОГЛАВЛЕНИЕ

Часть первая. Нормирование точности гладких цилиндрических и плоских соединений.

1. Расчет посадок.
2. Подбор посадок.
3. Подбор посадок соединений, работающих при температурах отличных от нормальных.

Часть вторая. Нормирование точности узлов машиностроительных конструкций.

1. Нормирование точности болтовых и шпилечных соединений.
2. Нормирование точности подшипниковых узлов.
3. Нормирование точности зубчатых передач.
4. Нормирование точности шлицевых соединений.

Список литературы

1. Иванова В.Н., Абзалов А.Р. Нормирование точности в машиностроении с применением систем CAD/CAM/CAE [Электронный ресурс]: Учебное пособие. – Электрон. дан. – Казань: изд-во Казан. гос. тех. ун-та, 2011. - 152 с. – Режим доступа: http://e-library.kai.ru/reader/hu/flipping/Resource-1382/811775_0000.pdf/index.html
2. Клименков С.С. Нормирование точности и технические измерения в машиностроении. [Электронный ресурс]. – Электрон. дан. - Минск: Новое знание, 2013. - 248 с. – Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/43874/#1>
3. Зубарев Ю.М., Косаревский С.В. Автоматизация координатных измерений в машиностроении. [Электронный ресурс]: учебное пособие. - СПб: Лань, 2017. - 160 с. – Режим доступа: <https://e.lanbook.com/reader/book/93000/#2>
4. Назарычев А.П. Расчет допусков и посадок соединений с подшипниками скольжения и качения [Электронный ресурс]: учебное пособие. – Электрон. дан. - Казань: Издательство КГТУ, 2007. - 86 с. – Режим доступа: http://e-library.kai.ru/reader/hu/flipping/Resource-1421/793474_0000.pdf/index.html
5. Каримов А.Х., Макаева Р.Х., Царева А.М. Нормирование геометрической точности деталей. [Электронный ресурс]: учебное пособие / под. ред. А.Х. Каримова. – Электрон. дан. -Казань: Издательство КНИТУ-КАИ, 2015 – 74 с. – Режим допуска: <http://e-library.kai.ru/reader/hu/flipping/Resource-2457/528.pdf/index.html>

Задание

на курсовую работу по нормированию точности в машиностроении

Студенту _____ группы _____

- 1 Рассчитать параметры и графически изобразить посадки : _____ для посадок, где имеется вероятность натяга, рассчитать усилие запрессовки и разность температур втулки и вала, позволяющей иметь сборочный зазор. Для переходной и любой другой посадки рассчитать вероятностные характеристики и результаты изобразить графически.
- 2 Для заданных характеристик посадок подобрать рекомендуемые стандартом. _____ .Изобразить графически заданные и подобранные посадки.
- 3 Пронормировать по точности отверстия под болтовые и шпилечные соединения для следующих данных $L_1=$ _____ , $L_2=$ _____ , $d=$ _____ , $D=$ _____ $\alpha_1=$ _____ , $\alpha_2=$ _____ $\alpha_3=$ _____ . Смоделировать соединения. Произвести анализ собираемости. Оформить эскизы на детали в двух вариантах: используя позиционные допуски и допуски на позиционные размеры.
- 4 Для гладкого цилиндрического соединения $D_H=$ _____ , работающего при температуре $t=$ _____ °С, пронормировать по точности диаметральные размеры втулки и вала при нормальной температуре, если при эксплуатационной температуре посадка характеризуется _____ .
- 5 Для заданной конструкции, характеризуемой параметрами:
 - 1) Подобрать посадки подшипников по наружному и внутреннему кольцу.
 - 2) Подобрать посадки зубчатого колеса на вал, муфты на вал, посадки шпонок.
 - 3) Выявить размерную цепь, обеспечивающую наличие осевого зазора в подшипниковом узле , гарантирующем отсутствие заклинивания подшипников, если в эксплуатации вал и подшипники нагреваются в среднем не выше $t_b=$ _____ °С, а корпус не выше $t_b=$ _____ °С. Пронормировать по точности размеры деталей, образующих данную размерную цепь (рациональным, по усмотрению исполнителя методом). Выполнить проверку. Смоделировать конструкцию (корпус, крышки, зубчатые колеса - упрощенно), рассчитать размерную цепь, используя инструментальные средства. Выполнить анализ влияния данного зазора на показатели точности передачи.

- 4) Выполнить эскиз вала. Обоснованно назначить шероховатости поверхностей. Для всех размеров и допусков формы и расположения, не проноормированных на поле эскиза, выявить числовые значения допусков. Результат представить на втором эскизе.
- 5) Выполнить эскиз зубчатого колеса. Привести численные значения основных точностных характеристик.
- 6) Выполнить эскизы прямобоного шлицевого соединения ,
проноормированного по точности для трех методов центрирования. Расшифровать обозначения.
- 7) Выполнить эскизы эвольвентного шлицевого вала ,
проноормированного по точности для трех методов центрирования. Расшифровать обозначения.

Примечание.

1. Пояснительная записка должна включать: Утвержденный бланк задания. Содержание. Исходные данные, расчет, результаты по каждому пункту задания. (Результаты моделирования экспортировать в виде рисунков и протоколов. При использовании данных из стандартов, литературы - давать со ссылкой на источник, с указанием номер страницы, таблицы). Список литературы.
2. Пояснительная записка оформляется на компьютере, расчеты также осуществляются в пакетах MathCAD или Excel. Моделирование и выполнение графической части, осуществляется в программах, позволяющих решать данные задачи.
3. К защите представляется и распечатанная пояснительная записка, и результаты выполнения работы в электронном виде. На защите проверяется владение студентом применяемыми при выполнении работы программами.
4. Пункты 6 7 – по указанию могут быть совмещены с конструкцией п. 5.

Студент _____

Руководитель _____