



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к курсовой работе и практическим занятиям
по дисциплине «Нормирование точности
и технические измерения»**

**для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 621.753(075.8)
ББК 34.41я73
Р24

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 8 от 24.04.2006 г.)*

Авторы-составители: *Ю. Е. Кирпиченко, Н. В. Акулов*
Рецензент: канд. техн. наук, доц., зав. каф. «Технология машиностроения»
ГГТУ им. П. О. Сухого *М. П. Кульгейко*

Р24 **Расчет** размерных цепей : метод. указания к курсовой работе и практ. занятиям по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» для студентов машиностр. специальностей днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост.: Ю. Е. Кирпиченко, Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 51 с.– Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-640-0.

Рассмотрены общие сведения о размерных цепях, методы достижения точности замыкающего звена размерной цепи, методы расчета размерных цепей, методы расчета допусков. Приведены примеры расчета методами максимума-минимума, вероятностным, пригонки и регулирования линейных размерных цепей.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.753(075.8)
ББК 34.41я73

ISBN 978-985-420-640-0

© Кирпиченко Ю. Е., Акулов Н. В.,
составление, 2007
© Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Конструктивные и технологические особенности машины, ее производительность и экономичность во многом определяются методами координации поверхностей, т. е. правильной расстановкой размеров, а также правильным выбором значений и методов задания допусков. Благодаря рациональному заданию размеров и допусков, не изменяя конструкцию, можно не только значительно повысить точность и взаимозаменяемость изделия, но и уменьшить трудоемкость его изготовления.

Размерный анализ конструкций является одним из обязательных этапов конструкторской подготовки производства, так как качество и трудоемкость изделий в значительной степени определяются качеством размерной обработки конструкции.

Размерный анализ позволяет: выявить взаимосвязи деталей и сборочных единиц, составляющих машину; определить методы достижения требуемой точности машины; проанализировать правильность постановки размеров и допусков на чертежах машины и внести изменения в соответствии с выбранными методами и средствами обеспечения требуемой точности различных параметров; повысить технологичность конструкции; установить последовательность сборки машины и ее сборочных единиц.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ

1.1 Основные термины и определения

Расчет размерных цепей позволяет определить оптимальные допуски размеров, под которыми понимают наибольшие по величине допуски, обеспечивающие заданную точность изделия, наивысшую надежность и наименьшую стоимость изготовления изделия.

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно используемых при решении поставленной задачи. Замкнутость размерной цепи приводит к тому, что размеры, входящие в нее, не могут назначаться независимо.

Размеры, определяющие размерную цепь, называют **звеньями**. Их обозначают буквами любого алфавита, но единообразно для одной цепи, например, A_1, A_2, \dots , или B_1, B_2, \dots , или $\alpha_1, \alpha_2, \dots$. В индексе цифры обозначают порядковый номер звена. Для упрощения решения размерные цепи изображают графически в виде схем (рисунок 1.1).

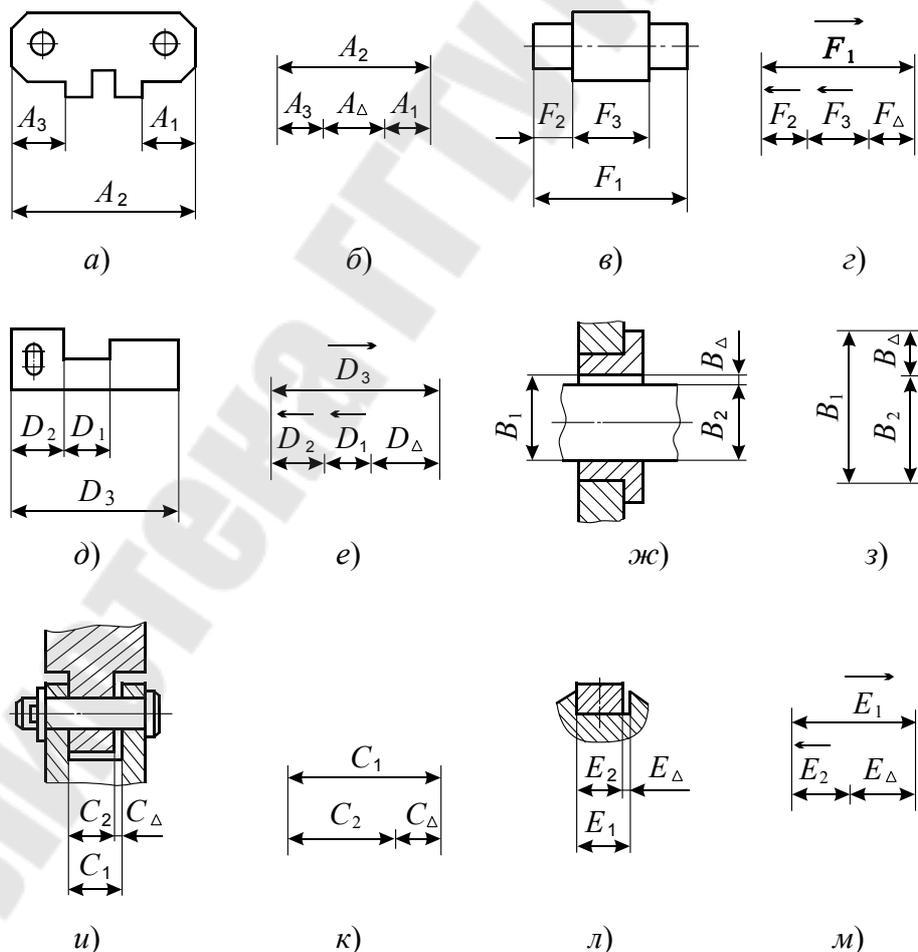


Рисунок 1.1 – Размерные цепи и их схемы

Звеньями размерной цепи могут быть диаметры, длины, зазоры, натяги, погрешности формы и расположения поверхностей, т. е. любые линейные и угловые размерные параметры деталей и их соединений. На схемах размерных цепей линейные звенья условно обозначают двухсторонней стрелкой (рисунок 1.2, а), параллельность и перпендикулярность – односторонней стрелкой, направленной острием к базе (рисунок 1.2, б, в).

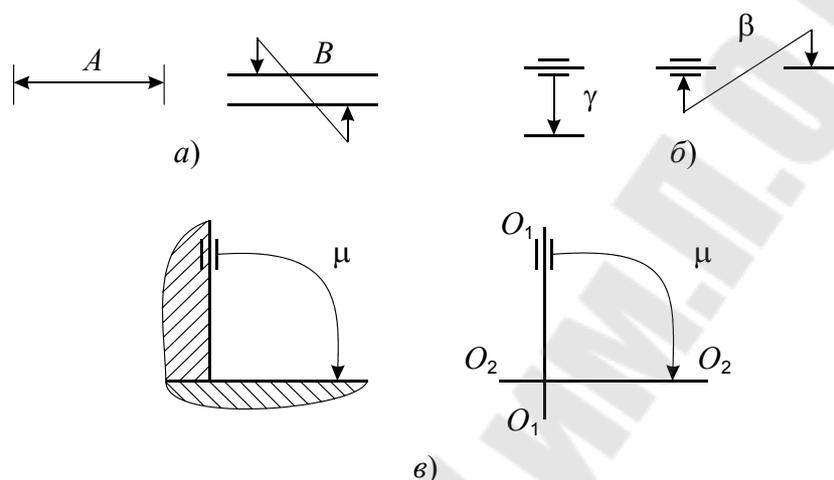


Рисунок 1.2 – Условные обозначения на схемах размерных цепей

Любая размерная цепь состоит из замыкающего звена и двух и более составляющих звеньев.

Замыкающим звеном называется звено, величина и точность которого зависят от величины и точности всех остальных звеньев цепи. Его обозначают буквой, принятой для данной цепи, с индексом Δ . Замыкающее звено может являться исходным при постановке задачи расчета размерных цепей или оказаться последним в результате расчета. Все остальные (составляющие) звенья влияют на величину и точность замыкающего звена.

Составляющим звеном размерной цепи называется звено, с изменением которого изменяется замыкающее звено.

Составляющие звенья подразделяют на увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающим звеном размерной цепи называется составляющее звено, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается. Например, для размерной цепи C (рисунок 1.1, з, и) увеличение ширины паза C_1 приводит к увеличению зазора C_{Δ} , поэтому звено C_1 является увеличивающим.

Уменьшающим звеном размерной цепи называется составляющее звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. Например, для размерной цепи A (рисунок 1.1, a , b) увеличение звеньев A_1 и A_3 приводит к уменьшению звена A_Δ , поэтому звенья A_1 и A_3 являются уменьшающими.

Увеличивающие звенья обозначаются стрелками над соответствующей размерной буквой, направленными вправо, а уменьшающие – стрелками, направленными влево. Так, на рисунке 1.1, z , e , m звенья F_1 , D_3 , E_1 – увеличивающие, а звенья F_2 , F_3 , D_1 , D_2 , E_2 – уменьшающие.

Компенсирующим звеном размерной цепи называется составляющее звено, при изменении которого достигается требуемая точность замыкающего звена. Оно обозначается как составляющее звено, но с добавлением индекса «к». На расчетных схемах может заключаться в прямоугольную рамку. В размерной цепи A (рисунок 1.3) требуемая точность звена A_Δ может быть достигнута при изменении звена A_2 . Поэтому оно является компенсирующим и обозначается $A_{2к}$. Компенсирующими звеньями могут быть размеры прокладок, шайб, дистанционных колец, т. е. звенья, изменяя которые, можно наиболее легко получить требуемую точность замыкающего звена.

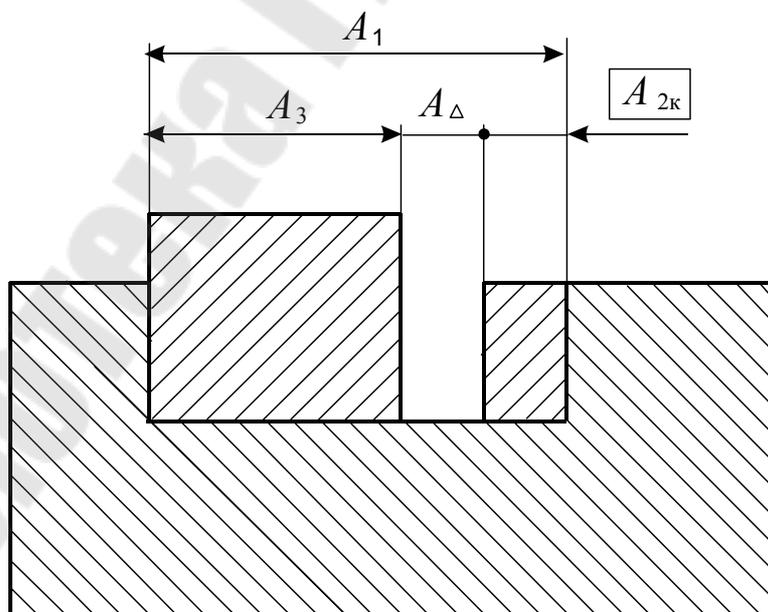


Рисунок 1.3 – Размерная цепь с компенсирующим звеном

Увязочным звеном размерной цепи называется звено, при изменении параметров которого согласуются (увязываются) номинальные значения, координаты середин полей допусков и допуски составляющих звеньев цепи с соответствующими параметрами замыкающего звена. Увязочным обычно назначают наименее ответственное из составляющих звеньев.

Размерные цепи классифицируют по области применения (конструкторские, технологические и измерительные); месту в изделии (подетальные и сборочные); расположению звеньев (линейные, угловые, плоские, пространственные); виду звеньев (скалярные или векторные); характеру взаимных связей (независимые, параллельно связанные, последовательно связанные, комбинированно связанные).

Конструкторская – размерная цепь, определяющая расстояние или относительный поворот между поверхностями или осями поверхностей деталей в изделии. Решается задача обеспечения точности при конструировании изделий.

Технологическая – размерная цепь, обеспечивающая требуемое расстояние или относительный поворот между поверхностями изготавливаемого изделия при выполнении операции или ряда операций сборки, обработки, при настройке станка или при расчете межпереходных размеров. Решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий.

Измерительная – размерная цепь, обеспечивающая решение задачи измерения величин, характеризующих точность изделий.

Подетальная (рисунок 1.1, б) – размерная цепь, определяющая точность относительного положения поверхностей или осей одной детали.

Сборочная (рисунок 1.1, е) – размерная цепь, определяющая точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную единицу (изделие).

Линейная – размерная цепь, звеньями которой являются линейные размеры. Звенья параллельны друг другу.

Угловая – размерная цепь, звеньями которой являются угловые размеры.

Плоская – размерная цепь, звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях.

Пространственная – размерная цепь, звенья которой расположены в непараллельных плоскостях.

1.2 Задачи, решаемые с помощью размерных цепей

С помощью размерных цепей могут быть решены следующие задачи [1]:

- 1) установление геометрических и кинематических связей между размерами деталей, расчет номинальных значений, отклонений и допусков размеров звеньев;
- 2) расчет норм точности и разработка технических условий на машины и их составные части;
- 3) анализ правильности простановки размеров и отклонений на рабочих чертежах деталей;
- 4) расчет межоперационных размеров, припусков и допусков, пересчет конструктивных размеров на технологические (при несовпадении конструктивных и технологических баз);
- 5) обоснование последовательности технологических операций при изготовлении и сборке изделий;
- 6) обоснование и расчет необходимой точности приспособлений;
- 7) выбор средств и методов измерений, расчет достижимой точности измерений.

Все задачи, решаемые с помощью размерных цепей, разделяют на два типа:

- 1) проектные (прямые);
- 2) проверочные (обратные).

При решении **прямой задачи**, исходя из установленных требований к замыкающему звену (должны быть известны его номинальный размер, допуск, верхнее и нижнее отклонения), определяют номинальные размеры, допуски (координаты середин полей допусков) и предельные отклонения всех составляющих размерную цепь звеньев.

При решении **обратной задачи**, исходя из известных значений номинальных размеров, допусков, предельных отклонений (или координат середин полей допусков) составляющих звеньев, определяют номинальный размер, допуск, предельные отклонения (или координату середины поля допуска) замыкающего звена. Решением обратной задачи проверяют правильность решения прямой задачи.

Основной задачей является проектная (прямая), так как она позволяет решить главную задачу при конструировании машины – определить параметры составляющих звеньев, обеспечивающие точность замыкающего звена машины и детали.

Порядок начальных этапов решения любой размерной цепи следующий:

- 1) формулируется задача, которую предполагается решить при помощи размерной цепи;
- 2) в зависимости от поставленной задачи выявляются замыкающее звено, его номинальное значение и допускаемые отклонения;
- 3) составляется конструктивная схема изделия (механизма);
- 4) выявляются составляющие звенья и составляется схема размерной цепи;
- 5) определяются передаточные отношения звеньев размерной цепи;
- 6) определяется метод достижения точности замыкающего звена;
- 7) составляется уравнение размерной цепи.

Для выявления замыкающего звена необходимо установить требования:

- 1) к взаимному расположению деталей и сборочных единиц, обеспечивающему надежную работу изделия при эксплуатации;
- 2) к правильности взаимодействия узлов и деталей, обеспечивающего их работоспособность и долговечность (например, к боковому зазору между сопряженными зубьями цилиндрических зубчатых колес или смещению вершин начальных конусов конической зубчатой передачи);
- 3) к взаимному расположению деталей и сборочных единиц, обеспечивающему собираемость изделия (например, к точности относительного положения валов, соединяемых муфтой).

По чертежам общих видов изделий и сборочных единиц выявляются и фиксируются все требования к точности, которые должны быть выполнены при изготовлении и сборке изделия, т. е. все замыкающие звенья.

Например, для обеспечения нормальной работы коническо-цилиндрического редуктора необходимо при его изготовлении и сборке обеспечить следующие требования к точности относительного положения деталей [2]:

- 1) вершины делительных конусов конических колес должны совпадать по трем взаимно перпендикулярным направлениям: смещения вершин делительных конусов шестерни и колеса относительно

осей вращения соответственно колеса и шестерни должны находиться в заданных пределах;

2) угол между осями вращения конических колес должен быть выдержан в допустимых пределах;

3) действительное расстояние между осями вращающихся зубчатых колес (конического и цилиндрического) не должно выходить за допустимые пределы;

4) оси вращения зубчатых колес должны быть параллельны в плоскости чертежа (допуск на параллельность осей) и в плоскости, перпендикулярной к ней (допуск на перекося осей);

5) для нормальной работы подшипников между крышками корпуса и торцами наружных колец при сборке необходимо обеспечить зазоры, достаточные для компенсации теплового расширения вала и не превышающие допустимого осевого перемещения валов.

Номинальные размеры и допустимые отклонения замыкающих звеньев устанавливают исходя из функционального назначения изделия или его механизмов по стандартам, на основании опыта эксплуатации изделия, результатов расчетов.

Совокупность требований к точности замыкающих звеньев, их значения и допускаемые отклонения представляют собой нормы точности и технические указания на изделие.

Конструктивная схема иллюстрирует взаимодействие деталей и не должна содержать излишних конструктивных особенностей. Она выполняется в произвольном масштабе, позволяющем получить достаточно ясное изображение. Зазоры при необходимости показывают на этой схеме в увеличенном масштабе, а детали, занимающие различное положение по отношению к другим деталям, – в положении, принятом для расчета.

При *составлении схемы размерной цепи* на сборочный чертеж или на конструктивную схему механизма наносят изображение замыкающего звена; начиная от одной из поверхностей (осей), ограничивающих замыкающее звено, находят составляющие звенья, непосредственно используемые при решении поставленной задачи, и доходят до второй поверхности (оси), ограничивающей замыкающее звено с другой стороны.

Размерную цепь следует строить по принципу кратчайшей цепи, т. е. она должна состоять из возможно меньшего числа звеньев. Этот

принцип соблюдается, когда в одной цепи используется только один размер каждой детали. В то же время один и тот же размер детали может входить в качестве звена в несколько размерных цепей. Поэтому следует найти и построить схемы всех размерных цепей, при помощи которых будут решаться поставленные задачи, и нанести их на один и тот же чертеж или конструктивную схему, проанализировать найденные размерные цепи для выявления существующих между ними связей и установить при этом общие звенья и базы. Допуск для общего звена следует устанавливать по той цепи, в которой к этому звену предъявляется требование наибольшей точности. В остальные сборочные цепи это звено с допуском вводится как заданное.

Комплектуемые изделия (подшипники качения, муфты, электродвигатели и т. д.) включаются в размерную цепь своим конечным размером, охватывающим несколько деталей изделия.

Определение передаточных отношений. Передаточное отношение составляющего звена ξ_i характеризует степень влияния его изменения на изменение замыкающего звена. В линейных размерных цепях и в угловых цепях со звеньями, выраженными в градусах, изменение одного из составляющих звеньев приводит к аналогичному изменению замыкающего звена. В плоских цепях изменение составляющего звена также приводит к изменению замыкающего звена, но на другую величину.

Если передаточное отношение положительно, это значит, что увеличение составляющего звена приводит к увеличению замыкающего звена размерной цепи. При отрицательном значении передаточного отношения ξ_i увеличение составляющего звена приводит к уменьшению замыкающего звена. Чем больше абсолютное значение величины ξ_i , тем сильнее влияние отклонения составляющего звена на отклонение замыкающего звена. Поэтому звенья, имеющие большие абсолютные значения передаточных отношений, следует выполнять с повышенной точностью.

В зависимости от вида размерной цепи и ее сложности передаточное отношение можно определять различными методами: изменения, проецирования, дифференцирования.

2 МЕТОДЫ РАЗМЕРНОГО АНАЛИЗА

2.1 Методы достижения точности замыкающего звена размерной цепи

При конструировании изделий требуемая точность замыкающего звена обычно устанавливается из условий эксплуатации изделия и его служебного назначения. Она может быть достигнута несколькими методами: полной, неполной (частичной) и групповой взаимозаменяемости, пригонки и регулирования (таблица 2.1).

Метод достижения заданной точности замыкающего звена выбирается в зависимости от допуска, установленного на него, и числа составляющих звеньев размерной цепи с учетом конструктивных и технологических особенностей изделия, его служебного назначения, себестоимости изготовления и других факторов.

Предварительно метод обеспечения заданной точности замыкающего звена выбирается по среднему допуску составляющих звеньев. Для этого:

1) по номинальным значениям составляющих звеньев размерной цепи A_i определяется их среднее значение $A_{\text{ср}}$:

$$A_{\text{ср}} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m |A_i|, \quad (2.1)$$

где m – число составляющих звеньев;

2) выбирается метод расчета размерной цепи;

3) в зависимости от принятого метода расчета, заданного допуска замыкающего звена T_{Δ} и числа составляющих звеньев цепи определяется среднее значение допуска $T_{\text{ср}}$ для каждого звена:

– при расчете на максимум-минимум

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{m-1}; \quad (2.2)$$

– при расчете вероятностным методом (таблица 2.2)

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{1,2\sqrt{m-1}}; \quad (2.3)$$

3) исходя из полученных значений величин A_{cp} и T_{cp} , определяют ближайший квалитет точности замыкающего звена.

Если допуск T_{cp} приемлем, а допуск T_{Δ} больше 8–11-го квалитетов точности, следует применять метод полной взаимозаменяемости; если допуск T_{Δ} точнее – метод неполной взаимозаменяемости. Для размерных цепей высокой точности ($T_{\Delta} < T_{IT6}$) при малом числе звеньев ($m - 1 \leq 5$) применяют метод групповой взаимозаменяемости; если ($m - 1 > 6$) – метод пригонки или регулирования.

Ориентировочно метод достижения точности замыкающего звена можно выбрать также по соотношению ожидаемого поля рассеяния ω_{Δ} этого звена и его допуска T_{Δ} , заданного на чертеже или в технических условиях (таблица 2.1) [4]. Величину T_{Δ} определяют, суммируя средние экономические точности получения составляющих звеньев.

Таблица 2.1 – К выбору метода достижения точности замыкающего звена

Соотношение между величинами T_{Δ} и ω_{Δ}	Метод достижения точности для производства		
	единичного и мелкосерийного	серийного	массового
При $m = 3$			
$T_{\Delta} / \omega_{\Delta} \geq 1$	Полной взаимозаменяемости		
$2/3 \leq T_{\Delta} / \omega_{\Delta} < 1$	Полной взаимозаменяемости	Неполной взаимозаменяемости	
$T_{\Delta} / \omega_{\Delta} < 2/3$	Пригонки	Групповой взаимозаменяемости	
При $m > 3$			
$T_{\Delta} / \omega_{\Delta} \geq 1$	Полной взаимозаменяемости		
$2/3 \leq T_{\Delta} / \omega_{\Delta} < 1$	Пригонки	Регулирования	Групповой взаимозаменяемости
$1/3 \leq T_{\Delta} / \omega_{\Delta} < 2/3$	Пригонки	Регулирования или групповой взаимозаменяемости	Групповой взаимозаменяемости
$T_{\Delta} / \omega_{\Delta} < 1/3$	Пригонки и регулирования	Регулирования	

Для определения метода достижения заданной точности замыкающего звена необходимо составить размерную цепь, в которую вхо-

дит данное замыкающее звено, и установить возможность применения метода полной взаимозаменяемости. Для этого в зависимости от принятого метода обработки назначают точность составляющих звеньев выявленной размерной цепи и определяют величины ω_{Δ} и $\Delta_{0\omega}$:

$$\omega_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i ; \quad \Delta_{0\omega} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0\omega_i} . \quad (2.4)$$

Если величины $\omega_{\Delta} \leq T_{\Delta}$ и $\Delta_{0\omega} = \Delta_{0\Delta}$, то сборка методом полной взаимозаменяемости осуществима при заданных допусках составляющих звеньев. Если $\Delta_{0\omega} \neq \Delta_{0\Delta}$, необходимо сдвинуть в ту или иную сторону координату середины поля допуска замыкающего звена. Сдвиг осуществляется изменением номинального значения одного из составляющих звеньев на необходимую величину.

Если $\omega_{\Delta} > T_{\Delta}$, то для возможности сборки методом полной взаимозаменяемости необходимо уменьшить допуски составляющих звеньев.

После этого проверяют возможность применения метода неполной взаимозаменяемости. Для этого поле рассеяния замыкающего звена ω'_{Δ} и координата середины этого поля $\Delta'_{0\omega}$ определяются на базе теории вероятности. Если $\omega'_{\Delta} \leq T_{\Delta}$, то сборка методом неполной взаимозаменяемости возможна. Остается при необходимости сдвинуть координату середины поля рассеяния замыкающего звена.

Если $\omega'_{\Delta} > T_{\Delta}$, то для сборки методом неполной взаимозаменяемости необходимо уменьшить допуски составляющих звеньев или принять большую степень риска. Надо иметь в виду, что при уменьшении допусков увеличиваются затраты на изготовление деталей, а при увеличении степени риска увеличивается количество разбираемых изделий.

Если размерная цепь малозвенная, а требуемую точность замыкающего звена нельзя обеспечить методом полной или неполной взаимозаменяемости даже при изготовлении собираемых деталей по 6-му качеству точности, применяют метод групповой взаимозаменяемости; если размерная цепь многозвенная – метод пригонки или регулирования.

2.2 Методы расчета размерных цепей

Размерные цепи можно рассчитывать следующими методами:

- 1) максимума-минимума, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев и самые неблагоприятные их сочетания;
- 2) вероятностным методом, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетания при сборке;
- 3) методом статистических испытаний, при котором моделируют случайные значения звеньев.

2.2.1 Метод максимума-минимума

Расчет по методу максимума-минимума применяется, когда точность замыкающего звена размерной цепи достигается методом полной взаимозаменяемости.

Метод максимума-минимума основан на предположении, что на сборку поступают детали с предельными размерами в таком сочетании, что в размерной цепи все увеличивающиеся звенья будут иметь наибольшие предельные размеры, а все уменьшающиеся – наименьшие, или наоборот. В результате этого размер замыкающего звена будет максимальным или минимальным. Вероятность такого случая очень мала, вследствие чего расчеты по этому методу приводят к большим запасам точности. Метод имеет большие преимущества – простота, наглядность, небольшая трудоемкость вычислительных работ, полная гарантия от брака из-за неточности замыкающего звена, отсутствие необходимости допускать при расчете хотя бы небольшой процент риска.

Основным недостатком метода является то, что полученные по этому методу результаты часто не соответствуют фактическим. Когда исходят из допуска замыкающего звена, то допуски составляющих звеньев получаются излишне жесткими. Если известны отклонения звеньев, то подсчитанные отклонения замыкающего звена оказываются больше фактических. Степень несоответствия тем больше, чем больше звеньев включает размерная цепь. Несовпадение расчетных и фактических данных объясняется маловероятностью принятых исходных положений, на которых базируется метод.

Метод максимума-минимума экономически целесообразен лишь для размерных цепей малой точности или для точных цепей с небольшим числом составляющих звеньев. В других случаях необходи-

мая точность изготовления деталей может выйти за пределы не только экономической, но и практически достижимой точности.

Метод следует применять для решения задач анализа и синтеза точности размерных цепей и расчета допусков в условиях единичного и мелкосерийного производства изделий, проектировании единичных устройств, для предварительных расчетов вспомогательного характера и в случаях, когда недопустима даже пренебрежимо малая вероятность выхода значений замыкающего звена за допустимые пределы.

2.2.2 Вероятностный метод

Расчет по этому методу применяется, когда точность замыкающего звена размерной цепи достигается методом неполной взаимозаменяемости.

Сущность метода: детали обрабатываются с широкими допусками, выгодными с точки зрения экономичности, но не гарантирующими 100%-ного получения предписанных отклонений замыкающего звена размерной цепи.

Допуски в этом случае устанавливаются с учетом рассеяния размеров, т. е. на основе законов теории вероятностей, когда в расчет принимаются сочетания только типовых отклонений размеров и отбрасываются маловероятные из них.

Достоинства вероятностного метода – более полный и объективный учет закономерностей распределения размеров деталей и суммирования погрешностей составляющих звеньев, возможность рассчитывать без излишних запасов допуски составляющих звеньев размерной цепи. Как правило, допуски на составляющие звенья при расчете с использованием вероятностного метода получаются значительно большими, чем при расчете по методу максимума-минимума, что снижает стоимость изготовления деталей.

Недостатки метода:

- 1) отсутствие полной гарантии от брака по точности замыкающего звена;
- 2) сравнительная сложность и большая трудоемкость вычислительных работ;
- 3) точность и достоверность расчетов зависят от точности и достоверности определения статистических характеристик распределения.

При расчете размерных цепей вероятностным методом необходимо знать законы рассеяния размеров деталей и их статистические характеристики.

В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеяния размеров деталей:

- 1) нормальный закон (закон Гаусса);
- 2) закон равной вероятности;
- 3) закон треугольника;
- 4) закон Максвелла;
- 5) закон модуля разности нормально распределенных величин.

Нормальный закон распределения. Характеризует рассеяние линейных и угловых размеров при достаточно большом количестве деталей в партии и обработке их на настроенных станках, если соблюдаются на производстве определенные условия (стабильность работы оборудования и приспособлений, незначительный износ инструмента).

Уравнение функции плотности рассеяния в этом случае имеет вид:

$$\Delta_{0\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0i}, \quad (2.5)$$

где σ_i – среднеквадратичное отклонение размера, характеризующее его рассеяние;

– при $N > 25$

$$T_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i; \quad (2.6)$$

– при $N < 25$

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (A_i - \bar{A})^2}{N - 1}}; \quad (2.7)$$

A_i – текущее значение размера;

\bar{A} – центр рассеяния, $\bar{A} = \sum_{i=1}^N \frac{A_i}{N}$.

За поле рассеяния принимают зону $\omega_i = 6\sigma_i$. В пределах этой зоны будет находиться около 99,73 % деталей из партии и 0,27 % всех деталей будут иметь размеры бóльшие, чем $A_{\max} = \bar{A} + 3\sigma$, и меньшие, чем $A_{\min} = \bar{A} - 3\sigma$. В общем случае поле рассеяния ω_i может совпадать или не совпадать с полем допуска T_Δ .

Закон равной вероятности. Рассеяние размеров детали может быть приблизительно описано этим законом, если среди причин, вызывающих его, есть одна, резко доминирующая по силе воздействия и равномерно изменяющаяся во времени (износ режущего инструмента). Распределение по этому закону имеет вид прямоугольника, так как в любом интервале размеров от A_{\min} до A_{\max} будет одинаковое количество деталей и описывается уравнением

$$P = \frac{1}{A_{\max} - A_{\min}} = \frac{1}{\omega_i}. \quad (2.8)$$

Характеристиками распределения являются величины:

$$\bar{A} = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2}; \quad \sigma_i = \frac{A_{\max} - A_{\min}}{2\sqrt{3}} = \frac{\omega_i}{2\sqrt{3}}; \quad \omega_i = 3,46\sigma_i. \quad (2.9)$$

По закону равной вероятности распределяются эксцентриситеты поверхностей, перекосы осей деталей за счет зазоров соединения.

Нормальный закон распределения и закон равной вероятности применяются при практических расчетах размерных цепей наиболее часто.

2.3 Методы расчета допусков

Задача точностного синтеза изделий сводится к определению допусков на составляющие звенья по заданному допуску замыкающего звена. При ее решении используют несколько методов: попыток, равного качества, пропорционального влияния, равных допусков, экономического обоснования допусков [3].

Рассмотрим два первых метода.

2.3.1 Метод попыток

Сущность метода заключается в том, что допуски определяются в результате многократных попыток.

Порядок расчета:

1 На все составляющие звенья размерной цепи назначают экономичные допуски, учитывая особенности конструкции изделия, опыт эксплуатации подобных изделий, характер их работы, принятый метод обработки, а также предельные отклонения.

2 Рассчитывают допуск и координату середины поля допуска замыкающего звена по формулам:

$$T_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i ; \quad (2.10)$$

$$\Delta_{0\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0i} . \quad (2.11)$$

3 Сравнивают рассчитанные значения с заданными. При этом должны выполняться равенства

$$T_{\Delta p} = T_{\Delta} ; \Delta_{0\Delta p} = \Delta_{0\Delta} . \quad (2.12)$$

4 Если равенства (2.12) не удовлетворяются, то проводят корректировку допусков и предельных отклонений всех или части составляющих звеньев. Если допуск $T_{\Delta p} > T_{\Delta}$, то для одного или нескольких звеньев уменьшают допуск до технологически приемлемого; если величина $T_{\Delta p} < T_{\Delta}$, для одного или нескольких звеньев, которые являются технологически трудными при изготовлении деталей, допуск увеличивают. После этого вновь определяют параметры $T_{\Delta p}$ и $\Delta_{0\Delta p}$ и сравнивают их с заданными. Попытки продолжают до выполнения равенства (2.12).

Метод используется для расчета допусков изделий единичного и мелкосерийного производств. К недостаткам метода следует отнести трудоемкость расчетов, особенно при большом числе составляющих звеньев, а также субъективность решения при выполнении попыток.

2.3.2 Метод равного качества

На все составляющие звенья назначают допуски одного качества. Необходимый качество определяют по допуску замыкающего звена, числу составляющих звеньев и их номинальным значениям.

В основу метода равного качества положена функциональная зависимость допуска от номинального значения звена. Метод применяется для расчета многозвенных линейных цепей.

Порядок расчета:

1 По интервалу значений, в который попадает составляющее звено, определяют единицу допуска i_i для каждого такого звена:

$$i_i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D_i} + 0,001 \cdot D_i, \quad (2.13)$$

где D_i – среднегеометрическое значение крайних размеров интервала; $D_i = \sqrt{D_{\max} D_{\min}}$.

В таблице 2.2 представлены значения параметра i для различных интервалов.

2 Определяют число единиц допуска a :

– при расчете методом максимума-минимума

$$a = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_i}; \quad (2.14)$$

Таблица 2.2 – Значения параметра i

Интервал, мм	До 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80
i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86

Продолжение таблицы 2.2

Интервал, мм	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500
i , мкм	2,17	2,52	2,89	3,23	3,54	3,89

– при расчете цепи вероятностным методом

$$a = \frac{T_{\Delta}}{t \cdot \sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 i_i^2}. \quad (2.15)$$

Если $t = 3$, то удобнее пользоваться формулой

$$a = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} k_i^2 i_i^2}. \quad (2.16)$$

Допуски на некоторые составляющие звенья известны заранее. Так, в расчетную схему могут входить размеры стандартизованных или нормализованных изделий (например, подшипников качения, муфт, электродвигателей), допуски на которые для данной схемы являются заданными. Зазоры определяются характером сопряжения поверхностей, обусловливаемым служебным назначением изделия. Следовательно, допуски на диаметры отверстия (размер паза) и вала (размер выступа) для данной схемы также будут заданными.

В этих случаях число a определяется по следующим формулам:
 – при расчете цепи методом максимума-минимума

$$a = \frac{\left(T_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n_c} T_{ic} \right)}{\sum_{i=1}^n i_i}; \quad (2.17)$$

– при расчете цепи вероятностным методом

$$a = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - t \cdot \sum_{i=1}^{n_c} \lambda_i^2 T_{ic}^2}}{t \cdot \sum_{i=1}^n \lambda_i^2 i_i^2}, \quad (2.18)$$

где t – коэффициент риска; λ – статистический коэффициент, зависящий от формы кривой распределения.

$$a = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^n k_i^2 T_i^2}}{\sum_{i=1}^n k_i^2 i_i^2}, \quad (2.19)$$

где n_c , $n = m - n_c - 1$ – числа составляющих звеньев с заданными и неизвестными допусками.

В таблице 2.3 представлены значения параметра a для различных квалитетов точности [4].

Таблица 2.3 – Значения числа a

Квалитет точности	5	6	7	8	9	10	11
a	7	10	16	25	40	64	100

Продолжение таблицы 2.3

Квалитет точности	12	13	14	15	16	17
a	160	250	400	640	1000	1600

3 По числу a определяют квалитет точности, по которому следует назначать допуски на все составляющие звенья, кроме увязочного. В качестве последнего следует выбирать звено с наибольшим номинальным значением. Если полученное по расчету число a не совпадает с табличным, то принимают ближайшее к нему значение.

Если числу a соответствуют квалитеты точности 11–12 и выше, то может быть использован метод неполной взаимозаменяемости. Если полученное при расчете число a будет соответствовать 7–9-му квалитетам точности, следует использовать метод пригонки или регулирования. Значения допусков определяют по данным в [4, таблица 2.7].

Допуски для линейных размеров можно взять из таблиц стандартов на допуски цилиндрических сопряжений, принимая интервалы диаметров за интервалы линейных размеров. При этом предельные отклонения для охватывающих размеров целесообразно, если это возможно, назначать, как для основного отверстия, а для охватываемых размеров, – как для основного вала.

4 Определяют допуск увязочного звена T_y по следующим формулам:

– при расчете размерной цепи методом максимума-минимума

$$T_y = T_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} T_i; \quad (2.20)$$

– при расчете размерной цепи вероятностным методом

$$T_y = \frac{1}{t\sqrt{\lambda_y^2}} \cdot \sqrt{T_{\Delta}^2 - t \cdot \sum_{i=1}^{m-2} \lambda_i^2 T_i^2}; \quad (2.21)$$

– при $t = 3$

$$T_y = \frac{1}{k_y} \cdot \sqrt{T_\Delta^2 - t \cdot \sum_{i=1}^{m-2} k_i^2 T_i^2}. \quad (2.22)$$

Найденные допуски составляющих звеньев корректируют, учитывая конструктивно-эксплуатационные требования и возможность экономичного изготовления деталей.

3 РАСЧЕТ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

При решении проектной задачи исходными данными являются предельные значения замыкающего звена $A_{\Delta \max}$, $A_{\Delta \min}$ или эквивалентные им величины – номинальное значение A_Δ , допуск T_Δ , координата середины поля допуска $\Delta_{0\Delta}$.

В первом случае вычисляют номинальное значение A_Δ , допуска T_Δ и предельные отклонения $\Delta_{в A_\Delta}$, $\Delta_{н A_\Delta}$ замыкающего звена; во втором – предельные значения замыкающего звена $A_{\Delta \max p}$, $A_{\Delta \min p}$, которые затем сравнивают с заданными значениями $A_{\Delta \max}$, $A_{\Delta \min}$. При этом должны выполняться условия:

$$A_{\Delta \max p} \leq A_{\Delta \max}; \quad A_{\Delta \min p} \geq A_{\Delta \min}. \quad (3.1)$$

При невыполнении этих условий необходимо скорректировать исходные значения составляющих звеньев.

Если максимальное значение замыкающего звена значительно меньше, а его минимальное значение значительно больше заданного, то возможно изменение исходных данных и увеличение допусков составляющих звеньев.

3.1 Расчет методом максимума-минимума

Алгоритм решения по этому методу состоит из шести этапов:

- 1) выявление и фиксация размерной цепи;
- 2) предварительные расчеты;
- 3) согласование (увязка) номинальных значений;
- 4) согласование (увязка) допусков;
- 5) согласование предельных отклонений;
- 6) анализ результатов расчета.

Первый этап

Формулируется задача, выявляются замыкающие и составляющие звенья, строится схема размерной цепи, определяются передаточные отношения звеньев.

Второй этап

На основании технических требований определяют номинальное значение, предельные отклонения, допуск замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \Delta_{в\Delta} - \Delta_{н\Delta} \quad (3.2)$$

и координату середины его поля допуска

$$\Delta_{0\Delta} = 0,5(\Delta_{в\Delta} - \Delta_{н\Delta}). \quad (3.3)$$

Если в изделии рассчитывается несколько размерных цепей, связанных друг с другом, то для каждой из них определяется метод достижения требуемой точности замыкающего звена и очередность расчета.

Третий этап

Назначаются номинальные значения составляющих звеньев.

Для звеньев, принадлежащих стандартным деталям (узлам), их принимают по соответствующим стандартам; для остальных звеньев – по рабочим чертежам деталей изделия.

Номинальное значение замыкающего звена определяется по формуле

$$A_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \quad (3.4)$$

или

$$A_{\Delta p} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^{m-1} \vec{A}_i. \quad (3.5)$$

Проверяется правильность назначения номинальных значений:

$$A_{\Delta p} \leq A_{\Delta}. \quad (3.6)$$

Если условие (3.6) выполняется, то переходят к следующему этапу. При не выполнении этого условия определяют рассогласование значений A_{Δ} :

$$r_A = A_{\Delta} - A_{\Delta p}. \quad (3.7)$$

Выбирается согласующее (увязочное) звено. В качестве увязочного звена не допускается принимать звенья, принадлежащие стандартным деталям (узлам). Увязочных звеньев может быть несколько.

Определяют номинальное значение увязочного звена

$$A_{iy} = A_i + \xi_i r_A \quad (3.8)$$

и анализируют его конструктивную приемлемость. Если оно приемлемо, то переходят к следующему этапу, в противном случае принимают конструктивно приемлемое значение и проверяют номинальные значения на согласованность.

Четвертый этап

Определяются предельные отклонения и допуски звеньев, принадлежащих стандартным деталям (узлам):

$$T_{ic} = \Delta_{в.с} - \Delta_{н.с} \quad (3.9)$$

При решении проектной задачи допуски составляющих звеньев определяют по принятому проектному методу расчета допусков, при решении проверочной задачи – по формуле

$$T_i = \Delta_{vi} - \Delta_{ni} \quad (3.10)$$

находят расчетное значение допуска замыкающего звена

$$T_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i \quad (3.11)$$

и проверяют согласованность допусков составляющих звеньев, принадлежащих оригинальным деталям:

$$T_{\Delta p} \leq T_{\Delta} \quad (3.12)$$

При выполнении условия (3.12) переходят к следующему этапу. Если это условие не выполняется, определяют рассогласование допусков:

$$r_T = T_{\Delta} - T_{\Delta p} \quad (3.13)$$

выбирают увязочное звено и определяют рассогласование допусков:

$$T_{iy} = T_i + r_T \quad (3.14)$$

Далее проверяется допуск увязочного звена на приемлемость. Если допуск приемлем, переходят к пятому этапу. В противном случае задается приемлемое значение допуска и проверяется согласованность его значений.

Перебором всех звеньев размерной цепи, принадлежащих оригинальным деталям, обычно находят приемлемые значения их допусков. Иногда может возникнуть необходимость выбора другого метода достижения точности замыкающего звена и выполнения расчета размерной цепи по алгоритму, соответствующему этому методу.

Пятый этап

При решении проектной задачи, исходя из допусков составляющих звеньев и предполагаемой технологии изготовления деталей по возможной финишной операции, назначают предельные отклонения составляющих звеньев, принадлежащих оригинальным деталям: для охватываемых звеньев – аналогично предельным отклонениям звена с полем допуска H ; для охватывающих – аналогично предельным отклонениям звена с полем допуска h ; для остальных звеньев – аналогично предельным отклонениям звена с полем допуска j_s .

При решении проверочной задачи предельные отклонения принимают по рабочим чертежам деталей, определяют координаты середин полей допусков составляющих звеньев

$$\Delta_{0i} = 0,5(\Delta_{vi} + \Delta_{ni}) \quad (3.15)$$

и замыкающего звена

$$\Delta_{0\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \Delta_{0i}, \quad (3.16)$$

и проверяют согласованность назначенных предельных отклонений составляющих звеньев по условию

$$\Delta_{0\Delta p} \leq \Delta_{0\Delta}. \quad (3.17)$$

Если условие (3.17) выполняется, переходят к следующему этапу, в противном случае определяют рассогласование по координатам середин полей допусков

$$r_{\Delta 0} = \Delta_{0\Delta} - \Delta_{0\Delta p} \quad (3.18)$$

и выбирают увязочное звено.

В качестве увязочных рекомендуется выбирать такие звенья размерной цепи, которые наиболее просто образуются и измеряются универсальными средствами (например, глубины, толщины, высоты).

Определяют координату середины поля допуска увязочного звена в общем случае по формуле

$$\Delta_{0iy} = \Delta_i + \xi_i r_{\Delta 0}, \quad (3.19)$$

для увеличивающего звена

$$\Delta_{0iy} = \Delta_{0\Delta} - \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{0i} + \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{0i}, \quad (3.20)$$

для уменьшающего

$$\Delta_{0iy} = \sum_{i=1}^n \Delta_{0i} - \sum_{n+1}^{m-2} \Delta_{0i} - \Delta_{0\Delta} \quad (3.21)$$

и находят его предельные отклонения

$$\Delta_{\text{в}iy} = \Delta_{0iy} + 0,5T_{iy}; \quad \Delta_{\text{н}iy} = \Delta_{0iy} - 0,5T_{iy}. \quad (3.22)$$

Полученные отклонения увязочного звена могут быть проверены по формуле

$$T_{iy} = \Delta_{\text{в}iy} - \Delta_{\text{н}iy} \quad (3.23)$$

или по уравнениям:

$$\Delta_{\text{в}\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{в}i} - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{\text{н}i}; \quad \Delta_{\text{н}\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{н}i} - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{\text{в}i}. \quad (3.24)$$

Предельные отклонения звеньев в общем случае можно определить по формулам:

$$\Delta_{\text{в}i} = \Delta_{0i} + 0,5T_i; \quad \Delta_{\text{н}i} = \Delta_{0i} - 0,5T_i. \quad (3.25)$$

Шестой этап

Анализируют соответствие рассчитанных предельных отклонений составляющих звеньев их стандартным значениям и технологическим возможностям производства. Номинальные размеры и предельные отклонения составляющих звеньев указывают на рабочих чертежах соответствующих деталей.

3.2 Пример расчета по методу максимума-минимума

На рисунке 3.1 изображен фрагмент конструкции цилиндрического редуктора, у которой необходимо обеспечить при сборке осевой зазор $A_{\Delta} = 0,2^{+0,25}$ между торцом крышки и наружным кольцом подшипника. Осевой зазор необходим для компенсации тепловых деформаций деталей, возникающих во время работы узла. Требуется назначить допуски и отклонения на составляющие звенья для обеспечения 100 % годности собираемых механизмов при любом сочетании размеров составляющих звеньев.

Решение

1 Определение номинальных размеров составляющих звеньев.

Номинальные размеры стандартных деталей, например, подшипников качения, находят по соответствующим стандартам. Остальные размеры составляющих звеньев, кроме увязочного звена A_9 , определяют непосредственно по чертежу узла.

Для нахождения номинального размера A_9 воспользуемся зависимостью (3.5):

$$A_{\Delta p} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{A}_i,$$

$$A_{\Delta} = A^{\rightarrow}_7 + A^{\rightarrow}_8 + A^{\rightarrow}_9 - A^{\leftarrow}_1 - A^{\leftarrow}_2 - A^{\leftarrow}_3 - A^{\leftarrow}_4 - A^{\leftarrow}_5 - A^{\leftarrow}_6 - A^{\leftarrow}_{10};$$

$$0,2 = 8 + 130 + A^{\rightarrow}_9 - 19 - 20 - 42 - 20 - 19 - 10 - 10;$$

$$A^{\rightarrow}_9 = 2,2 \text{ мм.}$$

2 Определение средней точности размерной цепи или числа единиц допуска.

По таблице 2.2 устанавливаем значение i для составляющих звеньев кроме стандартных A_1 и A_5 .

По формуле 2.17 найдем значение a :

$$a = \frac{T_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n_c} T_{ic}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_i};$$

$$a = \frac{250 - (21 + 21)}{1,31 + 1,56 + 1,31 + 1,31 + 0,9 + 0,9 + 2,52 + 0,55 + 0,9} \approx 20,9.$$

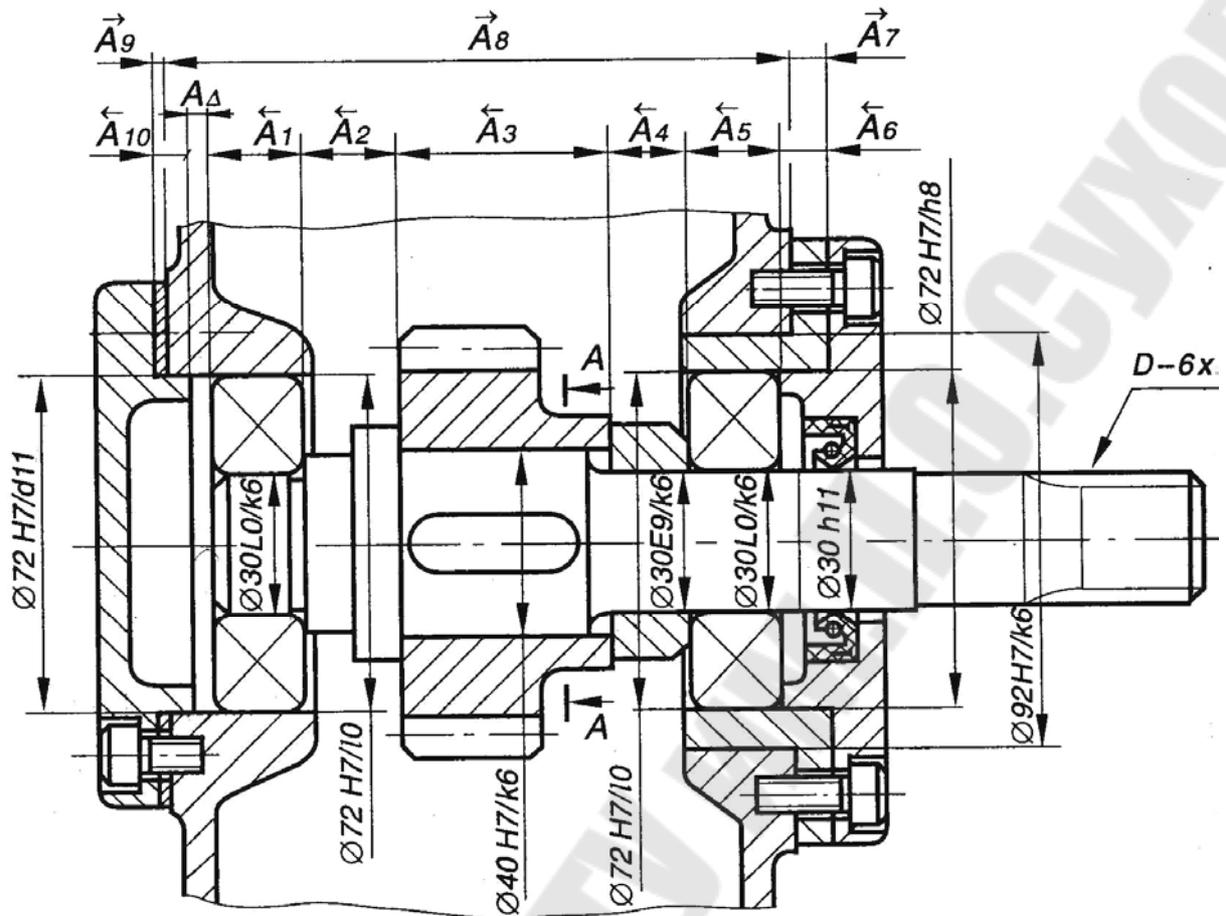


Рисунок 3.1 – Фрагмент конструкции цилиндрического редуктора

Найденное число единиц допуска в соответствии с таблицей 2.3 лежит в пределах стандартных значений $a = 16$ (7-й квалитет) и $a = 25$ (8-й квалитет). Отсюда следует, что часть звеньев должна изготавливаться по 7-му квалитету, а часть – по 8-му. При этом следует назначать допуски таким образом, чтобы допуск звена A_9 лежал в пределах между 7-м и 8-м квалитетами либо соответствовал одному из этих квалитетов. Величина допуска определяется из таблицы А.1 (см. Приложение А).

Предельные отклонения на составляющие звенья, кроме A_9 , рекомендуется назначать на размеры, относящиеся к валам – по h , относящиеся к отверстиям – по H ; на остальные – $\pm \frac{IT}{2}$, т. е. симметричные предельные отклонения.

Таблица 3.1 – Результаты поэтапных расчетов отклонений размеров составляющих звеньев размерной цепи методом максимума-минимума

Обозначение	Номинальный размер, мм	i_j , мкм	Обозначение основного отклонения	Квалитет	Допуск T	Верхнее отклонение В	Нижнее отклонение Н	Середина поля допусков С
A_{Δ}	0,2	–	–	–	250	+250	0	+125
A_1^{\leftarrow} (стандартное)	19	–	–	–	21	0	–21	–10,5
A_2^{\leftarrow}	20	1,31	h	7	21	0	–21	–10,5
A_3^{\leftarrow}	42	1,56	h	7	39	0	–39	–19,5
A_4^{\leftarrow}	20	1,31	h	7	21	0	–21	–10,5
A_5^{\leftarrow} (стандартное)	19	–	–	–	21	0	–21	–10,52
A_6^{\leftarrow}	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	7	15	+7,5	–7,5	0
A_7^{\rightarrow}	8	0,9	h	7	15	0	–15	–7,5
A_8^{\rightarrow}	130	2,52	h	8	63	0	–63	–31,5
A_9^{\rightarrow} (увязочное)	2,2	0,55	–	–	12	+108,5	+96,5	+102,5
A_{10}^{\leftarrow}	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	8	22	+11	–11	0

3 Определение допусков T_9 увязочного звена A_9 .
Вспользуемся формулой (3.11):

$$T_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i.$$

$$250 = 21 + 21 + 39 + 21 + 21 + 15 + 15 + 63 + T_9 + 22;$$

$$T_9 = 12 \text{ мкм.}$$

4 Координата середины поля допусков увязочного звена T_9 согласно формуле 3,20 будет равна

$$\begin{aligned} \Delta_{09}^- &= +125 - (-7,5) - (-31,5) + (-10,5) + (-10,5) + \\ &+ (-19,5) + (-10,5) + (-10,5) = 102,5. \end{aligned}$$

5 Определение предельных отклонений увязочного звена A^{\rightarrow}_9 .
Из формулы (3.24):

$$\Delta_{B\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{B_i}^- - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{H_i}^-; \quad \Delta_{H\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{H_i}^- - \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{B_i}^-$$

$$+250 = 0 + 0 + \Delta_{B_9} - (-21) - (-21) - (-39) - (-21) - (-21) - (-7,5) - (-11);$$

$$\Delta_{B_9} = +108,5 \text{ мкм.}$$

$$0 = (-15) + (-63) + \Delta_{H_9} - (+7,5) - (+11);$$

$$\Delta_{H_9} = +96,5 \text{ мкм.}$$

6 Проверка.

Чтобы убедиться в правильности проведенных расчетов, воспользуемся зависимостью (3.20) для координат середины полей допусков:

$$\Delta_{0\Delta} = \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{0i}^- + \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{0i}^-;$$

$$+125 = (-7,5) + (-31,5) + 102,5 - (-10,5) - (-10,5) - (-19,5) -$$

$$- (-10,5) - (-10,5);$$

$$+125 = +125.$$

Это говорит о правильности проведенных вычислений.

3.3 Расчет вероятностным методом

Алгоритм расчета с помощью этого метода состоит из тех же этапов, что и алгоритм расчета по методу максимума-минимума.

Первый-третий этапы

Выполняются аналогично соответствующим этапам расчета по методу максимума-минимума.

Четвертый этап

По формуле (3.9) определяют допуски звеньев, принадлежащих стандартным деталям. В зависимости от назначения изделия и условий его изготовления задаются допустимой степенью риска P и находят коэффициент риска t [1] (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Значения коэффициента t

t	$P, \%$	t	$P, \%$	t	$P, \%$
3,9	0,010	2,9	0,373	1,9	5,743
3,8	0,014	2,8	0,511	1,8	7,186
3,7	0,022	2,7	0,693	1,7	8,913
3,6	0,032	2,6	0,932	1,6	10,916
3,5	0,047	2,5	1,242	1,5	13,361
3,4	0,067	2,4	1,640	1,4	16,151
3,3	0,097	2,3	2,145	1,3	19,360
3,2	0,137	2,2	2,781	1,2	23,014
3,1	0,194	2,1	3,573	1,1	27,133
3,0	0,270	2,0	4,550	1,0	31,731

Согласно формуле 3.22

$$\Delta_{в9} = 102,5 + 0,5 \cdot 12 = 108,5;$$

$$\Delta_{н9} = 102,5 - 0,5 \cdot 12 = 96,5.$$

Степень риска справедлива, если математические ожидания значений замыкающего звена и середины поля допуска (рассеяния) совпадают, т. е. $\alpha_{\Delta} = 0$.

Исходя из предполагаемых законов рассеяния каждого звена, методов формирования звеньев при изготовлении изделия, условий и масштаба производства определяют коэффициенты k_i и α_i составляющих звеньев (таблица 3.2) [5].

По зависимости (2.18) находим коэффициент точности составляющих звеньев.

При решении проектной задачи назначают допуски составляющих звеньев в зависимости от принятого проектного метода расчета допусков, определяют коэффициент относительного рассеяния λ_{Δ} замыкающего звена и рассчитывают допуск на него.

Для малозвенных цепей, в которых число составляющих звеньев меньше шести и погрешности которых распределены по закону, отличному от нормального ($\lambda_i = 1/3$), допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$T_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}. \quad (3.26)$$

Для многозвенных цепей ($m - 1 > 6$) рассеяние замыкающего звена часто можно считать подчиняющимся нормальному закону, для которого коэффициент $\lambda_{\Delta} = 1/3$, и допуск T_{Δ} вычисляется по формуле

$$T_{\Delta} = 3 \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2} . \quad (3.27)$$

В этом случае выход значений погрешностей за пределы поля допуска составляет 0,27 %. Если для конкретных условий производства допустима иная степень риска, допуск замыкающего звена определяется по формуле

$$T_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2} . \quad (3.28)$$

В проектных расчетах величина t всегда принимается равной 3, поэтому при определении допуска T_{Δ} пользуются формулой (3.25).

Иногда для расширения допусков вероятностный метод используют и для расчета размерных цепей с числом составляющих звеньев $m < 5$. В этом случае распределение погрешности замыкающего звена не подчиняется нормальному закону, поэтому необходимо вводить коэффициент k_{Δ} или λ_{Δ} , а также погрешность на допуск замыкающего звена T_{Δ} . Последний рассчитывают по формуле

$$T_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} k_i^2 T_i^2} \quad (3.29)$$

или

$$T_{\Delta} = \frac{1}{t_{\Delta} \lambda_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2} . \quad (3.30)$$

Коэффициент k_{Δ} может быть определен по следующей эмпирической формуле:

$$k_{\Delta} = 1 + \frac{0,55}{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i T_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} k_i^2 \xi_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 T_i^2} \right) . \quad (3.31)$$

По полученному значению k_{Δ} можно определить коэффициент λ_{Δ} :

$$\lambda_{\Delta} = \frac{k_{\Delta}}{t_{\Delta}}. \quad (3.32)$$

В проектных условиях, когда для всех составляющих звеньев принимаются одинаковые значения коэффициентов $k_i (k_i = 1,2)$, формула (3.29) преобразуется к виду:

$$k_{\Delta} = 1 + \frac{0,11 \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 T_i^2}}{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i T_i}. \quad (3.33)$$

При рассеянии замыкающего звена по закону Гаусса (или близкому к нему) коэффициент $k_{\Delta} = 1$ соответствует 0,27 % выхода этого звена за пределы поля допуска. В этом случае, если для каких-либо конкретных условий возможен выход, отличный от 0,27 %, то принимают одно из следующих значений коэффициента k_{Δ} (таблица 3.3) [3].

Таблица 3.3 – Значения коэффициента k_{Δ} при различных степенях риска P

$P, \%$	0,02	0,05	0,10	0,20	0,27	0,50	1,00	1,50
k_{Δ}	0,81	0,86	0,91	0,97	1,00	1,06	1,16	1,23

Продолжение таблицы 3.3

$P, \%$	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	10,00
k_{Δ}	1,29	1,38	1,46	1,52	1,60	1,71	1,82

После определения расчетного значения допуска $T_{\Delta p}$ замыкающего звена находят согласованность допусков по формуле (3.13) и проверяют правильность назначения допусков составляющих звеньев, принадлежащих оригинальным деталям. При этом должно выполняться условие

$$|r_T| \leq \varepsilon. \quad (3.34)$$

Если условие (3.32) выполняется, то переходят к следующему этапу. В противном случае корректируют допуски, для чего выбирают увязочное звено и определяют его допуск:

$$T_{iy} = \sqrt{\frac{\lambda_{\Delta}^2}{\xi_{iy}^2 \lambda_{iy}^2} \left(T_{\Delta}^2 - \frac{1}{\lambda_{\Delta}^2} \sum_{i=1}^{m-2} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2 \right)}. \quad (3.35)$$

Вычисляют уточненные значения параметров λ'_{Δ} и T'_{iy} :

$$\lambda'_{\Delta} = \frac{1}{3} + \frac{0,183}{\sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i} \left(3 \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 T_i^2} \right); \quad (3.36)$$

$$T'_{iy} = \sqrt{\frac{(\lambda'_{\Delta})^2}{\xi_{iy}^2 \lambda_{iy}^2} \left(T_{\Delta}^2 - \frac{1}{(\lambda'_{\Delta})^2} \sum_{i=1}^{m-2} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2 \right)}. \quad (3.37)$$

Итерации по λ'_{Δ} и T'_{iy} продолжают до выполнения условия

$$|T_{iy} - T'_{iy}| \leq \varepsilon. \quad (3.38)$$

Если после перебора всех звеньев размерной цепи, принадлежащих оригинальным деталям, не достигается согласование допусков, то необходимо выбрать другой метод достижения точности замыкающего звена и выполнить расчет размерной цепи по алгоритму этого метода.

Если расчетный допуск замыкающего звена $T_{\Delta p} \neq T_{\Delta}$ или фактические отклонения некоторых составляющих звеньев не соответствуют расчетным ($\omega_i \neq T_i$), то рекомендуется [1] определить возможную степень риска P и оценить ее приемлемость. Для этого рассчитывают коэффициент t по формуле

$$t = \frac{T_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}} \quad (3.39)$$

и находят величину P .

Пятый этап

При решении проектной задачи, исходя из допусков составляющих звеньев и предполагаемой технологии изготовления деталей, назначают предельные отклонения составляющих звеньев. При решении проверочной задачи предельные отклонения принимают по рабочим чертежам деталей. По формуле (3.15) определяют координаты середин полей допусков составляющих звеньев и расчетное значение координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_{0\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i \left(\Delta_{0i} + \frac{\alpha_i T_i}{2} \right) - \frac{\alpha_{\Delta} T_{\Delta}}{2}. \quad (3.40)$$

При правильном назначении предельных отклонений составляющих звеньев при решении проектной задачи должно выполняться условие (3.17). При невыполнении этого условия, если поиск отклонений Δ_{vi} и Δ_{ni} не приводит к решению, назначают стандартные отклонения на все составляющие звенья, кроме увязочного.

Далее определяют координату середины поля допуска Δ_{0iy} увязочного звена:

$$\Delta_{0iy} = \frac{1}{\xi_{iy}} \left[\Delta_{0\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} \xi_i (\Delta_{0i} + 0,5\alpha_i T_i) + 0,5\alpha_{\Delta} T_{\Delta} \right]. \quad (3.41)$$

Если это звено выбрано из числа увеличивающих или уменьшающих звеньев, то координата середины его поля допуска вычисляется соответственно по формулам:

$$\Delta_{0iy}^- = \sum_{i=1}^{m-1} (\Delta_{0i}^- + 0,5\alpha_i^- T_i^-) - \sum_{i=1}^{n-1} (\Delta_{0i}^- + 0,5\alpha_i^- T_i^-) + \Delta_{0\Delta} + 0,5\alpha_{\Delta} T_{\Delta} - 0,5\alpha_{iy}^- T_{iy}^-; \quad (3.42)$$

$$\Delta_{0iy}^+ = \sum_{i=1}^n (\Delta_{0i}^+ + 0,5\alpha_i^+ T_i^+) - \sum_{i=1}^{m-2} (\Delta_{0i}^+ + 0,5\alpha_i^+ T_i^+) - \Delta_{0\Delta} - 0,5\alpha_{\Delta} T_{\Delta} - 0,5\alpha_{iy}^+ T_{iy}^+. \quad (3.43)$$

После этого по формулам (3.22) определяют верхнее и нижнее предельные отклонения увязочного звена. Если полученные значения приемлемы, их указывают на рабочем чертеже детали. В противном случае назначают приемлемые отклонения, находят допуск T_{iy} и проверяют выполнение условия (3.38).

Шестой этап

Анализируют соответствие полученных параметров звеньев их стандартным значениям и технологическим возможностям производства. Уточняют и корректируют чертежи.

3.4 Пример расчета вероятностным методом

Вероятностный метод расчета рассмотрим на том же узле (рисунок 3.1). По техническим требованиям необходимо обеспечить осевой зазор $A_{\Delta} = 0,2^{+0,25}$. Требуется назначить допуски и отклонения на составляющие звенья при $P = 0,27\%$ и нормальном законе распределения рассеяния размеров составляющих звеньев (процент брака и закон распределения студент выбирает сам).

Решение

1 Определение номинальных размеров составляющих звеньев. Этот пункт решения задачи полностью соответствует первому пункту при расчете на максимум-минимум.

2 Определение средней точности размерной цепи или числа единиц допуска.

По формуле 2.18 определим значение a :

$$a = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - t \cdot \sum_{i=1}^{nc} \lambda_i^2 T_i^2}}{t \cdot \sum_{i=1}^n \lambda_i^2 i_i^2};$$
$$a = \frac{\sqrt{250^2 - 3[1/9(21^2 + 21^2)]}}{3\sqrt{\frac{1}{9}(1,31^2 + 1,56^2 + 1,31^2 + 0,9^2 + 2,52^2 + 0,55^2 + 0,9^2)}} = 3,76.$$

Найденное число единиц допуска лежит ближе к стандартному значению $a = 64$, что соответствует 10-му качеству. Допуски на все звенья назначаются по 10-му качеству.

3 Определение истинного процента брака. Из формулы (3.28):

$$t = \frac{T_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 T_i^2}};$$

$$t = \frac{250}{\sqrt{\frac{1}{9}(84^2 + 84^2 + 100^2 + 84^2 + 84^2 + 58^2 + 160^2 + 40^2 + 58^2)}} = 2,7,$$

что соответствует 0,693 % брака (значения процента брака определяются по таблице 3.1).

Полагаем, что такой процент брака нас устраивает. Если же количество брака мы сочли бы чрезмерным, тогда необходимо было допуски на ряд звеньев назначить по 9-му качеству, либо определять допуск увязочного звена по формуле (3.35).

Результаты поэтапных расчетов внесены в таблицу 3.4.

4 Определение предельных отклонений увязочного звена A^{\rightarrow}_9 .

Вначале определим координату середины поля допуска звена A^{\rightarrow}_9 по формуле (3.19):

$$\Delta_{0iy}^- = \Delta_{0\Delta} - \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{0i}^- + \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{0i}^-.$$

Таблица 3.4 – Результаты поэтапных расчетов отклонений размеров составляющих звеньев вероятностным методом

Обозначение	Номинальный размер, мм	i_j , мкм	Обозначение основного отклонения	Квалитет	Допуск T	Верхнее отклонение B	Нижнее отклонение H	Середина поля допуска C
A_{Δ}	0,2	–	–	–	250	+250	0	+125
A^{\leftarrow}_1 (стандартное)	19	–	–	–	84	0	–84	–42
A^{\leftarrow}_2	20	1,31	h	10	84	0	–84	–42
A^{\leftarrow}_3	42	1,56	h	10	100	0	–100	–50
A^{\leftarrow}_4	20	1,31	h	10	84	0	–84	–42
A^{\leftarrow}_5 (стандартное)	19	–	–	–	84	0	–84	–42
A^{\leftarrow}_6	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	10	58	+29	–29	0
A^{\rightarrow}_7	8	0,9	h	10	58	0	–58	–29
A^{\rightarrow}_8	130	2,52	h	10	160	0	–160	–80
A^{\rightarrow}_9 (увязочное)	2,2	0,55	–	10	40	+108,5	–4	+16
A^{\leftarrow}_{10}	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	10	58	+11	–29	0

$$+125 = (-29) + (-80) + \Delta_{09} - (-42) - (-42) - (-50) - (-42) - (-42);$$

$$\Delta_{09} = +16.$$

А затем верхнее и нижнее отклонения:

$$\Delta_{B9} = \Delta_{09} + \frac{T_9}{2};$$

$$\Delta_{B9} = 16 + \frac{40}{2}, \quad \Delta_{B9} = +36 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{H9} = \Delta_{09} - \frac{T_9}{2};$$

$$\Delta_{H9} = 16 - \frac{40}{2}; \quad \Delta_{H9} = -4 \text{ мкм}.$$

Проверка правильности решения производится аналогично методу максимума-минимума.

3.5 Расчет размерных цепей с компенсаторами погрешностей

При применении рассмотренных методов расчета размерных цепей исходили из условия обеспечения основного требования взаимозаменяемости, что величина рассеяния замыкающего звена цепи в отдельно изготовленных и собранных деталях не должна превышать заданного допуска замыкающего звена: $\omega_{\Delta} \leq T_{\Delta}$. Не всегда это требование согласуется с технико-экономическими возможностями производства. В определенных условиях возникает необходимость обеспечения заданных значений замыкающего звена путем компенсации погрешностей размерной цепи. Причем под компенсацией понимают конструктивные, технологические и организационные способы обеспечения заданных значений замыкающего звена цепи при величинах допусков на составляющие звенья, превосходящих требования неограниченной взаимозаменяемости.

Конструктивные способы компенсации основаны на использовании избыточных степеней свободы звеньев (или звена) размерной цепи. Они обеспечивают взаимозаменяемость всех деталей, образу-

щих размерную цепь в условиях заводской регулировки и в процессе эксплуатации.

Технологические способы компенсации, базирующиеся на механической или ручной обработке сопрягаемых поверхностей деталей, образующих размерную цепь, обеспечивают только собираемость деталей, но не сохраняют их взаимозаменяемость, что весьма существенно для эксплуатации и ремонта.

Организационные способы компенсации предусматривают сортировку деталей на группы по размерам, обеспечивающим взаимозаменяемость деталей в пределах каждой группы (групповая взаимозаменяемость или селективная сборка); подбор деталей в комплекты, при котором достигается внешняя взаимозаменяемость комплектов; индивидуальный подбор деталей, не обеспечивающий их взаимозаменяемости.

Конструктивные способы компенсации наиболее универсальны, распространены в современных условиях и перспективны для машино- и приборостроения.

Особенность расчета размерных компенсируемых цепей заключается в том, что при использовании конструктивных компенсаторов рассчитывают также их элементы; применение технологических компенсаторов требует расчета предварительных размеров пригоняемых деталей; при организационных средствах компенсации определяют точностные параметры группируемых деталей.

По конструктивно-технологическому исполнению компенсаторы подразделяются на неподвижные, подвижные, упругие и самоустанавливающиеся.

Расчет размерных цепей с неподвижными компенсаторами. Определение наибольшей расчетной компенсации. При использовании метода пригонки размер компенсатора может изменяться путем механической обработки (шлифования, подрезки, опиловки, шабрения, притирки). При выборе способа пригонки следует учитывать, что допуск на пригонку компенсатора $T_{пр}$ не должен превышать заданный допуск замыкающего звена T_{Δ} [1]:

$$T_{пр} \leq T_{\Delta}. \quad (3.44)$$

В качестве пригоняемых могут быть выбраны детали, размеры которых являются составляющими звеньями рассматриваемой раз-

мерной цепи, или дополнительно вводимые в размерную цепь детали. В последнем случае номинальное значение одного или нескольких составляющих звеньев размерной цепи корректируется для выполнения равенства (3.6).

Наибольшее возможное изменение компенсирующего звена, называемое наибольшей расчетной компенсацией δ_k , может быть определено по уравнению

$$\delta_k = T_{\Delta p} - T_{\Delta}, \quad (3.45)$$

где $T_{\Delta p}$ – допуск замыкающего звена, вычисленный по формуле (3.11) или (3.26)–(3.28) с учетом допуска компенсирующего звена.

При использовании метода регулирования в качестве неподвижных компенсаторов обычно применяют комплекты (наборы) деталей (сменных колец, втулок, шайб), подбираемых при сборке, или наборы прокладок одинаковой (или разной) толщины. Набор сменных деталей состоит из нескольких групп (ступеней), количество которых определяется требуемой компенсацией и допуском замыкающего звена.

Разность размеров соседних ступеней компенсирующих деталей не должна превышать допуска T_{Δ} , и толщина прокладки Δ в наборе должна удовлетворять условию

$$\Delta \leq T_{\Delta}. \quad (3.46)$$

При малом допуске замыкающего звена и невозможности обеспечить соотношение (3.46) применяют прокладки близких толщин Δ' и Δ'' ($\Delta' > T_{\Delta}$, $\Delta'' > T_{\Delta}$), используя при сборке их разность:

$$\Delta' - \Delta'' \leq T_{\Delta}.$$

В зависимости от фактически необходимой компенсации подбирают сменную деталь соответствующей ступени или изменяют (добавляют, убирают) количество прокладок.

При наличии в размерной цепи звеньев, которые изменяются в результате износа, температурных и других деформаций деталей, определяют допустимую величину этих изменений $\delta_{и}$ для последующей компенсации. В этих случаях наибольшая расчетная компенсация

$$\delta'_k = \delta_k + \delta_{и}. \quad (3.47)$$

Определение размеров заготовки компенсатора. Для обеспечения пригонки необходимо расположить поле допуска T_k заготовки компенсатора относительно его номинального размера A_k таким образом, чтобы обеспечить на компенсирующем звене достаточный слой материала (припуск на пригонку). Расположение поля допуска T_k будет зависеть от характера компенсирующего звена (увеличивающее или уменьшающее) и направленности изменения размера компенсатора при пригонке (увеличивается размер или уменьшается) [1].

Если компенсирующее звено является уменьшающим, то средний размер заготовки компенсатора определяется по следующим формулам:

– для компенсатора, размер которого уменьшается при пригонке

$$\bar{A}_{0в} = A_k + \Delta_{0к} + \Delta_{0\Delta p} - \Delta_{0\Delta} + 0,5\delta_k, \quad (3.48)$$

где $\Delta_{0к}$ – координата середины поля допуска компенсатора; $\Delta_{0\Delta p}$, $\Delta_{0\Delta}$ – расчетное и требуемое значения координаты середины поля допуска замыкающего звена;

– для компенсатора, размер которого увеличивается при пригонке

$$\bar{A}_{0н} = A_k + \Delta_{0к} + \Delta_{0\Delta p} - \Delta_{0\Delta} - 0,5\delta_k. \quad (3.49)$$

Если компенсирующее звено является увеличивающим, то средний размер заготовки компенсатора определяется соответственно по формулам:

$$\bar{A}_{0в} = A_k + \Delta_{0к} - \Delta_{0\Delta p} + \Delta_{0\Delta} + 0,5\delta_k; \quad (3.50)$$

$$\bar{A}_{0н} = A_k + \Delta_{0к} - \Delta_{0\Delta p} + \Delta_{0\Delta} - 0,5\delta_k. \quad (3.51)$$

Предельные размеры заготовки компенсатора:

$$A_{к\max} = A_0 + 0,5\delta_k; \quad A_{к\min} = A_0 - 0,5\delta_k, \quad (3.52)$$

где A_0 – средний размер заготовки, определяемый в зависимости от различных условий по формулам (3.48)–(3.51).

3.6 Пример расчета методом пригонки

Определить размеры заготовки компенсатора A^{\rightarrow}_9 для размерной цепи (рисунок 3.1). Замыкающее звено должно быть $A_{\Delta} = 0,2^{+0,25}$.

Решение

1 Определение номинальных размеров составляющих звеньев.

Этот пункт решения задачи полностью соответствует первому пункту при расчете на максимум-минимум.

2 Выбор и назначение допусков на составляющие звенья.

Считаем, что для размеров звеньев экономически приемлемым является 12-й квалитет. Назначаем по этому квалитету допуски на все размеры, кроме допусков на монтажную высоту шариковых радиальных подшипников, которые принимаются в соответствии с ГОСТ и на звено A^{\rightarrow}_9 , которое выбрали в качестве компенсатора.

3 Определение наибольшей величины компенсации. По формуле (3.11):

$$T_{\Delta p} = \sum_{i=1}^{m-1} |\xi_i| T_i ;$$

$$T_{\Delta} = 120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + T_9 + 150.$$

Нетрудно заметить, что сумма допусков составляющих звеньев значительно превосходит допуск T_{Δ} , т. е. колебание размера замыкающего звена от изделия к изделию значительно увеличится.

Наибольшая расчетная компенсация избыточного колебания размера замыкающего звена:

$$T_9 = T_{\Delta} - 120 - 210 - 250 - 210 - 120 - 150 - 150 - 400 - 150;$$

$$T_9 = 250 - 1760; \quad T_9 = -1510 \text{ мкм.}$$

Следовательно, при самом неблагоприятном сочетании размеров надо с компенсатора снять слой материала толщиной 1,51 мм, чтобы замыкающее звено попало в предписанные пределы.

Таблица 3.5 – Результаты расчетов размерной цепи методом пригонки

Обозначение	Номинальный размер, мм	i_j , МКМ	Обозначение основного отклонения	Квалитет	Допуск T	Верхнее отклонение В	Нижнее отклонение Н	Середина поля допуска С
A_{Δ}	0,2	–	–	–	250	+250	0	+125
A_1^{\leftarrow} (стандартное)	19	–	–	–	120	0	–120	–60
A_2^{\leftarrow}	20	1,31	h	12	210	0	–210	–105
A_3^{\leftarrow}	42	1,56	h	12	250	0	–250	–125
A_4^{\leftarrow}	20	1,31	h	12	210	0	–210	–105
A_5^{\leftarrow} (стандартное)	19	–	–	–	120	0	–120	–60
A_6^{\leftarrow}	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	12	150	+75	–75	0
A_7^{\rightarrow}	8	0,9	h	12	150	0	–150	–75
A_8^{\rightarrow}	130	2,52	h	12	400	0	–400	–200
A_9^{\rightarrow} (компенсирующее)	2,2	0,55	–	–	1510	–	–	–55
A_{10}^{\leftarrow}	10	0,9	$\pm \frac{IT}{2}$	12	150	+75	–75	0

4 Определение предельных размеров компенсатора – звена A_9^{\rightarrow} . Вначале определим координату середины поля допуска звена A_9^{\rightarrow} по формуле (3.19):

$$\Delta_{0iy}^- = \Delta_{0\Delta} - \sum_{i=1}^{n-1} \Delta_{0i}^- + \sum_{n+1}^{m-1} \Delta_{0i}^-;$$

$$+125 = (-75) + (-200) + \Delta_{09}^- - (-60) - (-105) - (-125) - (-105) - (-60);$$

$$\Delta_{09}^- = -55 \text{ МКМ};$$

$$A_9^{\rightarrow \min} = A_9 + \Delta_{09}^- - \frac{|T_9^1|}{2}; \quad A_9^{\rightarrow \min} = 2,2 + (-0,055) - \frac{1,51}{2}; \quad A_9^{\rightarrow \min} = 1,39;$$

$$A_9^{\rightarrow \max} = A_9 + \Delta_{09}^- + \frac{|T_9^1|}{2}; \quad A_9^{\rightarrow \max} = 2,2 + (-0,055) + \frac{1,51}{2}; \quad A_9^{\rightarrow \max} = 2,9 \text{ мм};$$

5 Определение размера заготовки компенсатора.

Исполнительный размер заготовки компенсатора определяется его наибольшей величиной, так как в прочих случаях он будет подгоняться.

Для изготовления компенсатора на него надо назначить приемлемый допуск, например, по тому же 12-му качеству ($IT12 = 0,1$ мм), но так, чтобы его наименьший размер был не менее 2,9 мм:

$$A_9^{\text{зар}} = A_9 \overset{\rightarrow \text{max}}{+} (IT12); \quad A_9^{\text{зар}} = 2,9 + 0,1 = 3 \text{ мм}; \quad A_9^{\text{зар}} = 3_{-0,1}.$$

Расчет размеров компенсирующих деталей, подбираемых при сборке. Максимальный размер компенсирующей детали в наборе определяется [1] по формуле (3.48), если компенсирующее звено уменьшающее, или по формуле (3.50), – если оно увеличивающее; минимальный размер – соответственно по формулам (3.49) и (3.51).

Разность между средними размерами компенсаторов соседних ступеней (шаг ступеней $T_{\text{ст}}$) можно принять равной допуску замыкающего звена ($T_{\text{ст}} = T_{\Delta}$, рисунок 3.2, а) или разности допусков замыкающего и компенсирующего звеньев ($T_{\text{ст}} = T_{\Delta} - T_{\text{к}}$).

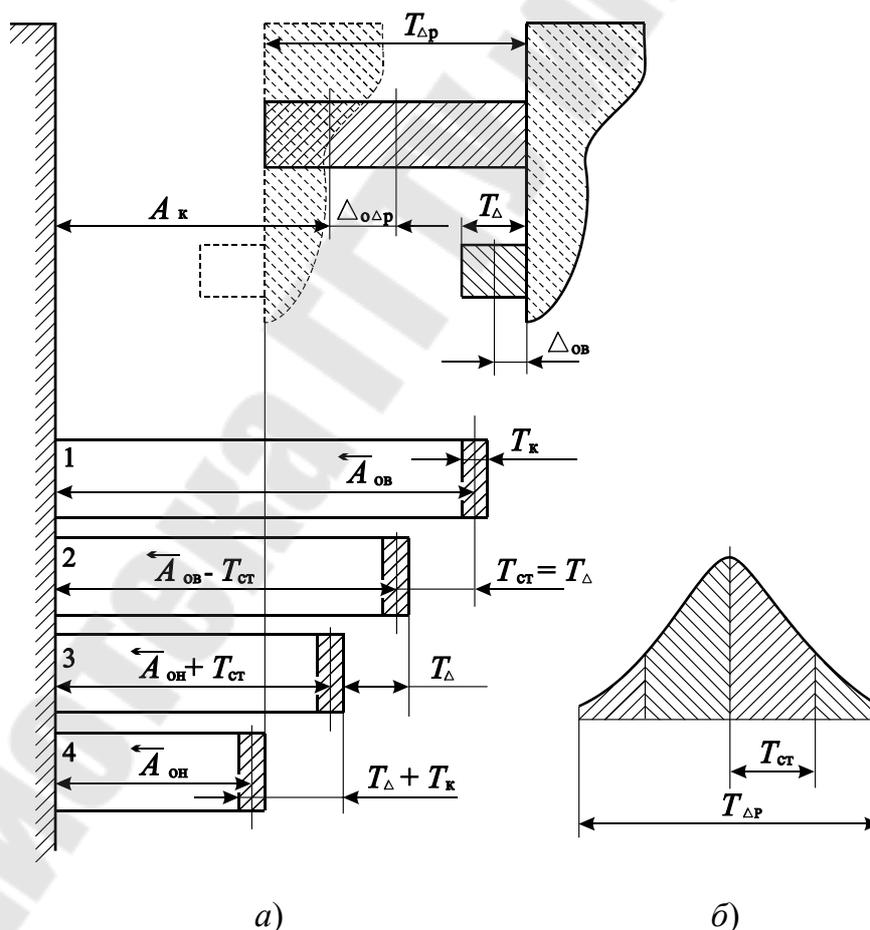


Рисунок 3.2 – Схема к расчету размеров компенсирующих деталей:
а – ступени компенсатора; б – кривая рассеяния замыкающего звена

При $T_{\text{ст}} = T_{\Delta}$ необходимое число ступеней N размеров компенсирующей детали определяется из выражения

$$N = \frac{\delta_{\text{к}}}{T_{\text{ст}}} + 1 = \frac{\delta_{\text{к}}}{T_{\Delta}} + 1. \quad (3.53)$$

В этом случае разность произвольно взятых при сборке компенсаторов соседних ступеней может достигнуть максимального значения $(T_{\Delta} + T_{\text{к}})$ и замыкающее звено выйдет за допустимые пределы. Для устранения этого в некоторых случаях необходимо повторить подбор или подгонку компенсатора.

При $T_{\text{ст}} = T_{\Delta} - T_{\text{к}}$ необходимое (максимальное) число ступеней компенсатора N' определяется по формуле

$$N' = \frac{\delta_{\text{к}}}{T_{\text{ст}}} + 1 = \frac{\delta_{\text{к}}}{T_{\Delta} - T_{\text{к}}} + 1. \quad (3.54)$$

Размеры компенсаторов последовательных ступеней $(A_{\text{к}_1}, A_{\text{к}_2}, \dots, A_{\text{к}_{n-1}}, A_{\text{к}_n})$ определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} A_{\text{к}_1} &= A_{0\text{в}} \pm 0,5 T_{\text{к}}; \quad A_{\text{к}_2} = (A_{0\text{в}} - T_{\text{ст}}) \pm 0,5 T_{\text{к}}; \\ A_{\text{к}_3} &= (A_{0\text{в}} - 2T_{\text{ст}}) \pm 0,5 T_{\text{к}}; \quad \dots; \quad A_{\text{к}_n} = (A_{0\text{в}} - (n-1)T_{\text{ст}}) \pm 0,5 T_{\text{к}}. \end{aligned} \quad (3.55)$$

3.7 Пример расчета методом регулирования с применением неподвижного компенсатора

Определить размеры заготовки компенсатора A_9^{\rightarrow} , для размерной цепи (рисунок 3.1). Замыкающее звено должно быть $A_{\Delta} = 0,2^{+0,25}$.

Определить размеры компенсационных прокладок в комплекте для размерной цепи (рисунок 3.1). Замыкающее звено должно быть $A_{\Delta} = 0,2^{+0,25}$.

Решение

Прежним порядком (см. метод пригонки) устанавливаем номинальные размеры и назначаем допуски на составляющие звенья размерной цепи. Рассчитываем величину компенсации $T_9^1 = -1,51$ мм и наименьший размер компенсатора в комплекте $A_9^{\rightarrow \text{min}} = 1,39$ мм.

1 Определение числа ступеней компенсации:

$$N_{\min} = \frac{\sum_{j=1}^{m-2} T_j}{T_{\Delta} - T_{\kappa}}, \quad (3.56)$$

где $\sum_{j=1}^{m-2} T_j$ – сумма допусков составляющих звеньев без допуска на компенсатор; T_{κ} – допуск на отдельный компенсатор в комплекте.

Допуск на отдельный компенсатор выбирается в пределах:

$$T_{\kappa} = (0,1 \dots 0,3) T_{\Delta}, \text{ мкм};$$

$$T_{\kappa} = 0,15 \cdot 250; \quad T_{\kappa} = 37,5 \text{ мкм.}$$

Принимаем $T_{\kappa} = 40$ мкм (10-й квалитет);

$$N_{\min} = \frac{120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + 150}{250 - 40};$$

$$N_{\min} = 8,38.$$

Число ступеней компенсации следует всегда округлять в большую сторону, так как по формуле (3.55) определяется наименьшее число ступеней.

Принимаем: $N = 9$.

2 Величина ступени компенсации:

$$\Delta = \frac{\sum_{j=1}^{m-2} T_j}{N}; \quad (3.57)$$

$$\Delta = \frac{120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + 150}{250 - 40} \approx 195,5 \text{ мкм.}$$

3 Размеры компенсаторов в комплекте:

Количество компенсаторов в комплекте соответствует числу ступеней компенсации:

$$K_1 = A_9^{\rightarrow \min} = 1,39_{-0,04};$$

$$K_2 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} \Delta = 1,59_{-0,04};$$

$$K_3 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 2\Delta = 1,78_{-0,04};$$

$$K_4 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 3\Delta = 1,98_{-0,04};$$

$$K_5 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 4\Delta = 2,17_{-0,04};$$

$$K_6 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 5\Delta = 2,37_{-0,04};$$

$$K_7 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 6\Delta = 2,56_{-0,04};$$

$$K_8 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 7\Delta = 2,76_{-0,04};$$

$$K_9 = A_9 \overset{\rightarrow \min}{+} 8\Delta = 2,95_{-0,04}.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Допуски и посадки : справочник : в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – Ленинград : Машиностроение, 1982.
2. Дунаев, П. Ф. Размерные цепи / П. Ф. Дунаев. – Москва : Машгиз, 1963. – 308 с.
3. Дунаев, П. Ф. Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 189 с.
4. Размерный анализ конструкций : справочник / С. Г. Бондаренко [и др.]. – Киев : Тэхника, 1989. – 150 с.
5. Расчет точности машин и приборов / В. П. Булатов [и др.]. – Санкт-Петербург : Политехника, 1993. – 495 с.
6. Солонин, И. С. Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И. С. Солонин, С. И. Солонин. – Москва : Машиностроение, 1980. – 110 с.
7. Анухин, В. И. Допуски и посадки : учеб. пособие / В. И. Анухин. – 3-е изд. – Санкт-Петербург : Питер, 2005. – 207 с.

Таблица А.1 – Значение допусков при различных качествах точности

Интервал размеров, мм	Допуск, мкм, при качестве точности												
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Свыше 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Свыше 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Свыше 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Свыше 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Свыше 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Свыше 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Свыше 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Свыше 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Свыше 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Свыше 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Свыше 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Свыше 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

50

ПРИЛОЖЕНИЕ А

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Общие сведения о размерных цепях	4
1.1 Основные термины и определения	4
1.2 Задачи, решаемые с помощью размерных цепей	8
2 Методы размерного анализа	12
2.1 Методы достижения точности замыкающего звена размерной цепи	12
2.2 Методы расчета размерных цепей	15
2.2.1 Метод максимума-минимума	15
2.2.2 Вероятностный метод	16
2.3 Методы расчета допусков	18
2.3.1 Метод попыток	19
2.3.2 Метод равного качества	20
3 Расчет линейных размерных цепей	23
3.1 Расчет методом максимума-минимума	23
3.2 Пример расчета по методу максимума-минимума	28
3.3 Расчет вероятностным методом	31
3.4 Пример расчета вероятностным методом	37
3.5 Расчет размерных цепей с компенсаторами погрешностей	39
3.6 Пример расчета методом пригонки	43
3.7 Пример расчета методом регулирования с применением неподвижного компенсатора	46
Литература	49

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

**Методические указания
к курсовой работе и практическим занятиям
по дисциплине «Нормирование точности
и технические измерения»
для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Авторы-составители: **Кирпиченко** Юрий Ефремович
Акулов Николай Владимирович

Редактор *Н. Г. Мансурова*
Компьютерная верстка *Н. В. Широглазова*

Подписано в печать 20.12.07.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Ризография. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 2,95.
Изд. № 101.
E-mail: ic@gstu.gomel.by
<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».
ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

