МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра “Техническая физика и теоретическая механика”

А. В. ПУТЯТО, А. В. КОВАЛЕНКО

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Учебно-методическое пособие
для студентов технических специальностей

Гомель 2008

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра “Техническая физика и теоретическая механика”

А. В. ПУТЯТО, А. В. КОВАЛЕНКО

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Учебно-методическое пособие
для студентов технических специальностей

Одобрено методической комиссией факультета безотрывного обучения

Гомель 2008

УДК 658.516 (075.8)
ББК 34.4 ц
П90

Рецензент – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой «Техническая физика и теоретическая механика» **А. В. Заворотный** (УО «БелГУТ»).

Путято, А. В.

П90 Расчет размерных цепей : учеб.-метод. пособие для студентов технических специальностей / А. В. Путято, А. В. Коваленко / М-во образования Респ. Беларусь ; Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 32 с.

ISBN 978-985-468-384-3

Приведены общие сведения из теории расчета размерных цепей. Рассмотрены примеры решения размерных цепей различными методами. Материалы соответствуют программе курса дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация» для инженеров-механиков.

Предназначено для студентов факультета безотрывного обучения.

УДК 658.516 (075.8)
ББК 34.4 ц

ISBN 978-985-468-384-3

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» относится к циклу общепрофессиональных дисциплин технических специальностей. Она включает в себя ряд таких разделов, как метрология, стандартизация, взаимозаменяемость, технические измерения, сертификация. В пособии рассмотрены вопросы, связанные с расчетом размерных цепей в машиностроении.

Первое требование при разработке технологии изготовления деталей – обеспечение заданного качества деталей и узлов по всем параметрам. Какими бы достоинствами не обладал спроектированный технологический процесс, он будет неприемлем для производства, если не обеспечивает высокое качество обработки и сборки деталей. Для выполнения этих условий первостепенное значение имеют вопросы расчета припусков на обработку, операционных размеров и допусков деталей. Чем эти параметры ближе к оптимальным, тем меньше расход металла, затраты времени на обработку, расход электроэнергии и инструмента и т. п. Таким образом владение вопросами оптимального расчета сборочных и технологических размерных цепей крайне необходимо специалистам в области транспортного машиностроения.

Пособие включает в себя общие сведения по теории расчета размерных цепей разными методами с рассмотрением их на примере сборки различных узлов деталей машин. При ознакомлении с материалом целесообразно дополнительное использование литературных источников [1–4].

1 ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа, с помощью которого достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

По виду задач, в решении которых участвуют размерные цепи, они разделяются на: конструкторские, технологические и измерительные.

Конструкторские размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при конструировании, устанавливают связь размеров детали в изделии.

Технологические размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при изготовлении деталей машин, устанавливают связь размеров деталей на разных этапах технологического процесса.

Измерительные размерные цепи решают задачу обеспечения точности при измерении, устанавливают связь между звеньями, которые влияют на точность измерения.

З в е н о м называется каждый из размеров, образующих размерную цепь. Звеном размерной цепи может быть линейный или угловой размер машины, узла, детали, определяющий размер поверхности (например, диаметр) или относительное расстояние (например, координирующий размер), либо относительный поворот поверхностей или их осей. Каждая размерная цепь содержит одно (и только одно) исходное или замыкающее звено и несколько составляющих звеньев.

В зависимости от расположения звеньев, цепи делятся на плоские и пространственные. В зависимости от вида звеньев различают линейные размерные цепи (звеньями являются линейные размеры) и угловые. Звенья линейной размерной цепи обозначают прописной буквой русского алфавита с соответствующим числовым индексом, звенья угловых цепей – строчной буквой греческого алфавита.

Исходным называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи. В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено называют *замыкающим* (A_Δ , $Б_\Delta$ и т. д.). Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи. *Составляющим* называют звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена. Составляющие звенья делятся на увеличивающие и уменьшающие. *Увеличивающие* звенья ($\vec{A}_i$, $\vec{Б}_i$) – звенья, с увеличением которых замыкающее звено увеличивается, а *уменьшающие* ($\bar{A}_i$, $\bar{Б}_i$) – с увеличением которых замыкающее звено уменьшается. При правильном определении увеличивающих и уменьшающих звеньев стрелки над буквами должны указывать движение в одном направлении по замкнутому контуру размерной цепи.

Расчет размерных цепей и их анализ – обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления. *Сущность* расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. При этом различают две задачи: прямая и обратная.

Прямая задача заключается в определении номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев размерной цепи по заданным номинальному размеру и допуску (отклонениям) исходного звена. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

Обратная задача заключается в определении номинального размера, допуска и предельных отклонений замыкающего звена по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Такая задача относится к поверочному расчету размерной цепи.

При расчете размерных цепей применяют методы:

а) полной взаимозаменяемости (по ГОСТу метод расчета на максимум-минимум);

б) теоретико-вероятностный;

в) групповой взаимозаменяемости;

г) регулирования;

д) пригонки.

Методы б–д обеспечивают неполную или частичную взаимозаменяемость. В то же время метод теоретико-вероятностного расчета практически полностью обеспечивает взаимозаменяемость, т. к. вероятность выхода размера замыкающего звена за рассчитанные по этому методу пределы равна 0,0027, или 0,27 %. Однако в ряде производственных задач должна обеспечиваться 100%-ная взаимозаменяемость.

2 ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ И ПОРЯДОК РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

На основании свойства замкнутости размерной цепи существует зависимость, которая связывает номинальные размеры звеньев. Для плоских размерных цепей с номинальными звеньями она имеет следующий вид:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{A}_j \,, \qquad (2.1)$$

где n, m – число увеличивающих и уменьшающих звеньев размерной цепи.

Для определения зависимости, связывающей допуски звеньев в размерной цепи ($\vec{T}_j$ и $\overleftarrow{T}_j$), определим наибольшее и наименьшее значения замыкающего звена:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j^{\max} - \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{A}_j^{\min}; \quad (2.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j^{\min} - \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{A}_j^{\max}. \quad (2.3)$$

Вычтем уравнение (2.3) из уравнения (2.2):

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n} \vec{T}_j + \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{T}_j. \quad (2.4)$$

Окончательно можем записать

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{k-1} T_j, \quad (2.5)$$

где k – количество звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено.

Из формулы (2.5) следует, что допуск размера замыкающего звена равен сумме допусков размеров составляющих звеньев. Поэтому для обеспечения наибольшей точности замыкающего звена размерная цепь должна состоять по-возможности из меньшего числа звеньев.

Аналогичным образом определяются верхние и нижние отклонения замыкающего звена:

$$ES(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^{n} ES(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^{m} EI(\overleftarrow{A}_j); \quad (2.6)$$

$$EI(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^{n} EI(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^{m} ES(\overleftarrow{A}_j). \quad (2.7)$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена определяется выражением

$$C_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n} \vec{C}_j - \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{C}_j. \quad (2.8)$$

Таким образом, если известны размеры и поля допусков составляющих звеньев размерной цепи, то по формулам (2.1)–(2.8) можно определить все параметры замыкающего звена.

Расчет размерных цепей при решении прямой задачи состоит из следующих этапов:

1 Выявляется замыкающее звено и определяются его номинальный размер, допуск и координата середины поля допуска.

2 Выявляются составляющие звенья и определяются по рабочим чертежам деталей их номинальные размеры. Производится проверка правильности установления номинальных размеров по формуле (2.1).

3 Если в изделии несколько размерных цепей, связанных друг с другом, то составляется таблица с указанием для каждой цепи среднего значения номи-

нальных размеров и среднего значения допуска для составляющих звеньев.

4 По среднему значению допуска на составляющие звенья и по величине допуска на замыкающее звено выбирается метод достижения точности замыкающего звена и устанавливается очередность расчета размерных цепей.

Дальнейший порядок расчета размерных цепей зависит от выбранного достижения точности замыкающего звена.

При решении обратной задачи порядок расчета размерных цепей будет несколько иным. При этом следует различать теоретические и производственные расчеты. Теоретические расчеты используются технологами-сборщиками при внедрении в производство новых изделий с целью установления методов сборки. Производственные расчеты выполняются в условиях, когда изделие уже находится в производстве, и цель их заключается в проверке правильности назначения допусков на составляющие звенья, а при расчете по вероятностному методу и в уточнении принятых значений коэффициентов относительного рассеивания и относительной асимметрии.

Порядок теоретического расчета:

1 Выявляется замыкающее звено и составляющие звенья размерной цепи по сборочному чертежу изделия. По рабочим чертежам деталей устанавливаются номинальные размеры, допуски и предельные отклонения на все составляющие звенья размерной цепи. Составляется схема размерной цепи и определяются типы составляющих звеньев.

2 Выбирается метод расчета размерных цепей.

3 Производится вычисление номинального размера, допуска и координаты середины поля допуска замыкающего звена в зависимости от принятого метода расчета размерных цепей.

При производственном расчете также определяются предельные отклонения замыкающего звена, и выполняется сравнение полученных результатов с теоретическими расчетами. Вносятся соответствующие коррективы.

Основной целью расчета размерных цепей является критический анализ правильности простановки размеров, допусков и предельных отклонений на размеры составляющих звеньев, а также выбора метода достижения точности замыкающего звена и выбора метода сборки.

Практика показывает, что нередко в рабочих чертежах деталей допуски на ответственные размеры либо отсутствуют, либо установлены слишком жесткими, либо наоборот – очень широкими. В данном случае допуски должны быть изменены и согласованы с конструктором.

В последующих разделах рассмотрим методы расчета размерных цепей.

3 МЕТОД ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Прямая задача. Прямая задача размерной цепи встречается на практике чаще. После определения размеров составляющих звеньев в результате конструирования механизма необходимо рассчитать допуски на эти размеры

при заданной точности сборки, т. е. заданном допуске исходного звена. Точность составляющих размеров должна быть такой, чтобы гарантировалась заданная точность исходного звена. Эту задачу можно решать одним из рассмотренных далее способов.

Способ равных допусков применяют, когда все размеры цепи входят в один интервал диаметров и могут быть выполнены с примерно одинаковой точностью, т. е. можно принять

$$T_1 = T_2 = \cdots = T_{\text{ср}} .$$

Тогда, используя уравнение (2.5), запишем формулу для определения среднего допуска на звено:

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_\Delta}{k-1} .$$

Этот допуск корректируют для некоторых составляющих размеров в зависимости от их значений, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления, но с обязательным выполнением условий по уравнениям (2.5)–(2.7). При этом выбирают стандартные поля допусков предпочтительного применения.

Способ равных допусков прост, но поскольку корректировка допусков составляющих звеньев произвольна, он недостаточно точен.

Способ допусков одного квалитета применяют, если все составляющие цепь размеры могут быть выполнены с допуском одного квалитета и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения. При решении задач этим способом условно принимают, что возрастание допуска линейных размеров при возрастании номинального размера имеет ту же закономерность, что и возрастание допуска диаметра. Эта закономерность выражена формулой для единицы допуска i. Для размеров от 1 до 500 мм

$$i = 0{,}45\sqrt[3]{D} + 0{,}001D ,$$

где D – средний геометрический размер для интервала диаметров, к которому относится данный линейный размер.

Таким образом, в общем виде имеем

$$T_j = a_j\, i_j , \qquad (3.1)$$

где a_j – число единиц допуска, содержащееся в допуске данного размера.

Количество единиц допуска i в допусках 5–16 квалитетов (величина $a \cdot i$) приведена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 **– Значения допусков**

Обозначение допуска	*IT*5	*IT*6	*IT*7	*IT*8	*IT*9	*IT*10	*IT*11	*IT*12	*IT*13	*IT*14	*IT*15	*IT*16
Значение допуска	7*i*	10*i*	16*i*	25*i*	40*i*	64*i*	100*i*	160*i*	250*i*	400*i*	640*i*	1000*i*

Значения i для основных интервалов в диапазоне до 400 мм приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – **Значения единицы допуска** i

Интервалы номинальных размеров, мм	3	3 6	6 10	10 18	18 30	30 50	50 80	80 120	120 180	180 250	250 315	315 400
Значение i, мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54

Подставив выражение (3.1) в выражение (2.5) и решив его относительно a, получим

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_\Delta}{\sum\limits_{j=1}^{k-1} i_j}. \qquad (3.2)$$

Величины, стоящие в знаменателе, выбирают из таблицы 3.2, величина T_Δ задана по условиям задачи. Величина $a_{\text{ср}}$, полученная по формуле (3.2), путем сравнения с величинами таблицы 3.1 показывает, по какому примерно квалитету следует обрабатывать размеры, составляющие цепь. Допуски выбирают из таблицы допусков на диаметры. Полученное значение $a_{\text{ср}}$ может не совпадать ни с одним из стандартных значений, приведенных в таблице 3.1, поэтому можно использовать допуски различных квалитетов, учитывая технологические условия. Критерием правильности выбора служит уравнение (2.5), которое должно удовлетворяться. Допустимо, чтобы T_Δ превышало $\sum T_i$ на 5–6 %, если необходимо назначить допуски, взятые из стандарта, и не изменять их. Допуски для охватывающих размеров рекомендуется определять, как для основного отверстия, а для охватываемых – как для основного вала.

Определив допуски, находят значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (2.6), (2.7).

Решение прямой задачи способом назначения допусков одного квалитета более обосновано, чем решение способом равных допусков.

Пример расчета прямой задачи способом назначения допусков одного квалитета [1].

При сборке узла редуктора (рисунок 3.1) необходимо обеспечить осевой зазор $A_\Delta = 0{,}2^{+0{,}25}$ мм между торцом крышки и наружным кольцом подшипника для компенсации тепловых деформаций деталей, возникающих во

время работы узла. Требуется назначить допуски и отклонения на составляющие звенья для обеспечения полной взаимозаменяемости.

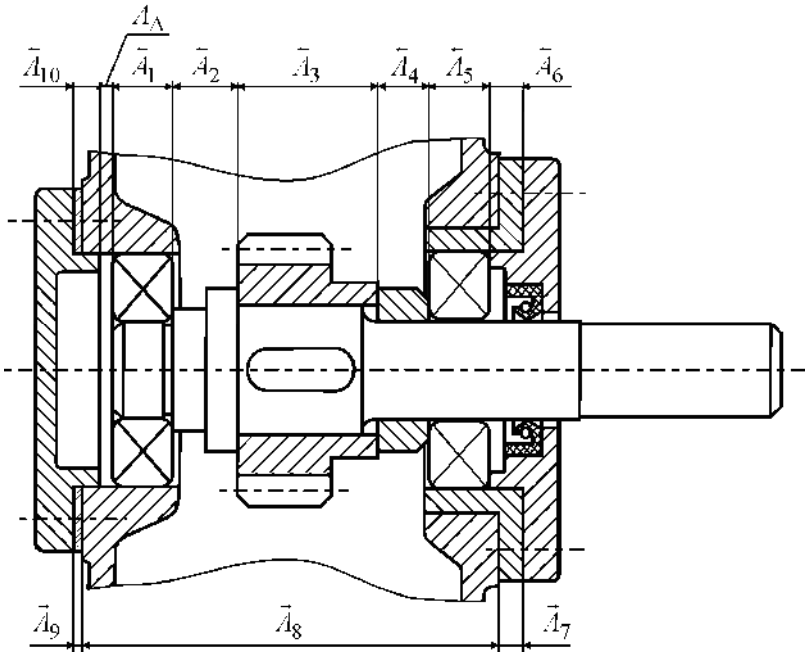

Рисунок 3.1 – Схема узла редуктора

Определим номинальные размеры составляющих звеньев. Номинальные размеры стандартных деталей (например, подшипников) находят по соответствующим стандартам. Остальные размеры составляющих звеньев определяются по рабочим чертежам за исключением размера прокладки, толщина которой обозначена звеном $\vec{A}_9$. Для определения номинального размера увеличивающего звена $\vec{A}_9$ воспользуемся зависимостью (2.1)

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_i - \sum_{j=1}^{m} \vec{A}_i ;$$

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

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

$$\vec{A}_9 = 2{,}2 \text{ мм}.$$

Рассчитаем среднюю точность размерной цепи, для чего по таблице 3.2 необходимо определить значения единиц допуска для каждого звена

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_\Delta}{\sum_{j=1}^{k-1} i_j} = \frac{250}{1{,}31+1{,}31+1{,}56+1{,}31+1{,}31+0{,}9+0{,}9+2{,}52+0{,}55+0{,}9} = 19{,}9 .$$

Полученное значение $a_{\text{ср}}$ лежит в пределах стандартных значений $a = 16$ (для 7-го квалитета) и $a = 25$ (для 8-го квалитета). 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 $\vec{A}_9$ лежал в пределах между 7-м и 8-м квалитетами либо соответствовал одному из этих квалитетов. Допуски для размеров до 500 мм приведены в приложении А.

Предельные отклонения на составляющие звенья, за исключением $\vec{A}_9$, рекомендуется назначать на размеры, относящиеся к валам, по h, относящиеся к отверстиям, – по H; на остальные – $\pm\frac{IT}{2}$.

Результаты расчетов по каждому звену удобно свести в таблицу 3.3.

Определим допуск звена $\vec{A}_9$.

Используя формулу (2.5), получаем

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{k-1} T_j ;$$

$$250 = 21+21+39+21+21+15+15+63+T_9+22; \Rightarrow T_9 = 12 \text{ мкм}.$$

Определим верхнее и нижнее предельные отклонения звена $\vec{A}_9$:

– верхнее по формуле (2.6)

$$ES(A_\Delta) = \sum_{j=1}^{n} ES(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^{m} EI(\vec{A}_j) ;$$

$$+250 = 0+0+ES(\vec{A}_9)-(-21)-(-21)-(-39)-(-21)-(-21)-(-7{,}5)-(-11) ;$$

$$ES(\vec{A}_9) = +108{,}5 \text{ мкм};$$

– нижнее по формуле (2.7)

$$EI(A_\Delta) = \sum_{j=1}^{n} EI(\vec{A}_j) - \sum_{j=1}^{m} ES(\vec{A}_j) ;$$

$$0 = (-21)+(-63)+EI(\vec{A}_9)-(+7{,}5)-(+11); \Rightarrow EI(\vec{A}_9) = +96{,}5 \text{ мкм}.$$

Таблица 3.3 **– Результаты расчета**

Обозначение звена	Номинальный размер	i, мкм	IT	T, мкм	$ES(A_j)$, мкм	$EI(A_j)$, мкм	C_j, мкм
A_Δ	0,2	–	–	250	+250	0	+ 125
$\overleftarrow{A}_1$	19	1,31	7	21	0	-21	-10,5
$\overleftarrow{A}_2$	20	1,31	7	21	0	-21	-10,5
$\overleftarrow{A}_3$	42	1,56	8	39	0	-39	-19,5
$\overleftarrow{A}_4$	20	1,31	7	21	0	-21	-10,5
$\overleftarrow{A}_5$	19	1,31	7	21	0	-21	-10,5
$\overleftarrow{A}_6$	10	0,9	7	15	+7,5	-7,5	0
$\vec{A}_7$	8	0,9	7	15	0	-15	-7,5
$\vec{A}_8$	130	2,52	8	63	0	-63	-31,5
$\vec{A}_9$	2,2	0,55	7…8	12	+108,5	+96,5	+102,5
$\overleftarrow{A}_{10}$	10	0,9	8	22	+11	-11	0

Выполним проверку, воспользовавшись зависимостью (2.8) для определения координат середины полей допусков

$$C_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{C}_j - \sum_{j=1}^{m} \overleftarrow{C}_j ;$$

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

$$+125 = +125 .$$

Расчет выполнен верно.

Обратная задача. При необходимости определения номинального размера, допуска и предельных отклонений замыкающего звена по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев решается обратная задача.

Пример расчета обратной задачи [3].

На рисунке 3.2 изображена деталь в двух проекциях. Номинальные размеры с предельными отклонениями проставлены на эскизе.

Для проектирования сопряженной детали и для сборки необходимо определить: 1) расстояние от правой стенки паза до правой грани детали; 2) расстояние между центрами отверстий; 3) расстояние от левой стенки паза до отверстий.

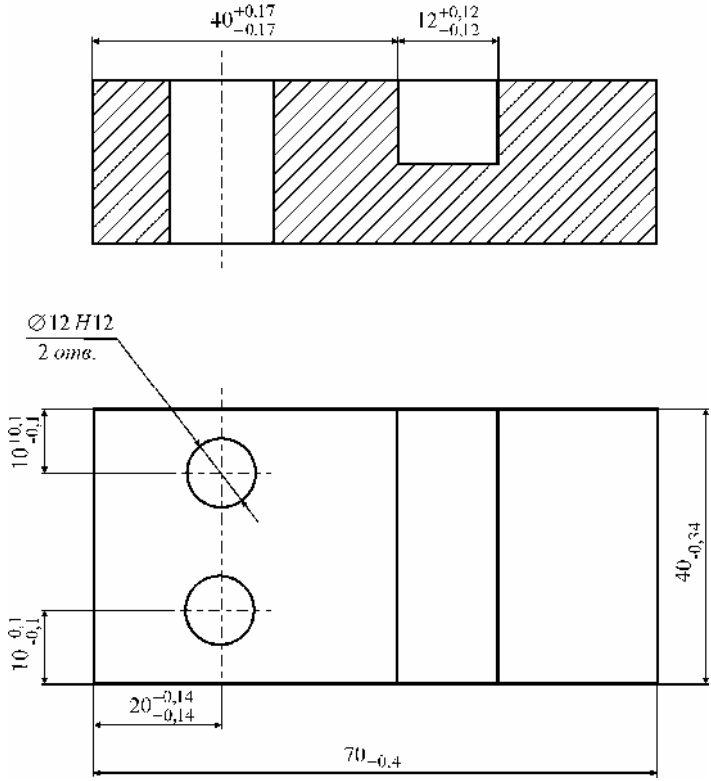

Рисунок 3.2 – Эскиз детали

Все определяемые размеры входят в различные размерные цепи (рисунок 3.3) и являются замыкающими, поскольку точность обрабатываемых размеров задана.

Первая цепь. Искомый размер A_4 входит в цепь, которая изображена на рисунке 3.3, *а*. Здесь звенья цепи обозначены буквами A_j, где $\vec{A}_1 = 70_{-0,4}$ мм; $\bar{A}_2 = 40^{+0,17}_{-0,17}$ мм; $\bar{A}_3 = 12^{+0,12}_{-0,12}$ мм.

Используя уравнение (2.1), получаем

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_i - \sum_{j=1}^{m} \bar{A}_i ;$$

$$A_4 = 70 - 40 - 12 = 18 \text{ мм}.$$

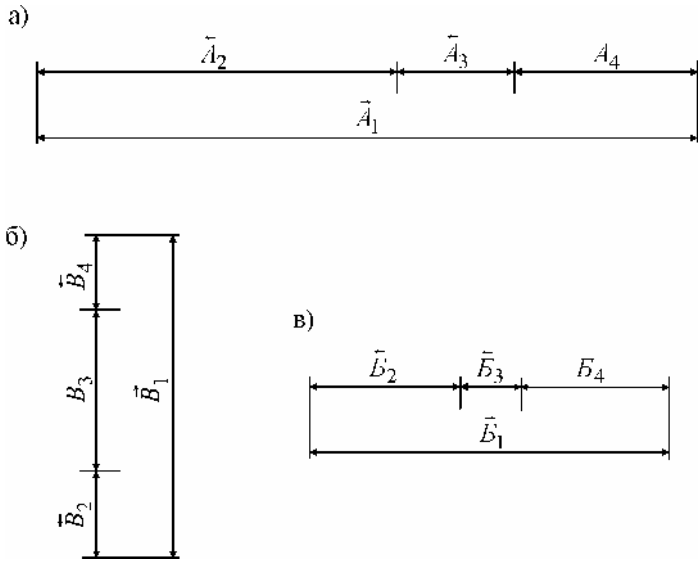

Рисунок 3.3 – Размерные цепи

Поскольку размеры A_1, A_2, A_3 обрабатываются, то $A_4 = A_\Delta$.

По уравнениям (2.6) и (2.7) получаем:

$$ES(A_\Delta) = 0 - (-170) - (-120) = +290 \text{ мкм};$$
$$EI(A_\Delta) = -400 - 170 - 120 = -690 \text{ мкм}.$$

Таким образом, получаем искомый размер с предельными отклонениями

$$A_4 = A_\Delta = 18^{+0,29}_{-0,69} \text{ мм}.$$

Произведем проверку по уравнению (2.5):

$$T_\Delta = +290 - (-690) = 400 + 340 + 240; \Rightarrow 980 = 980.$$

Расчет выполнен верно.

Вторая цепь. Размеры цепи обозначены буквами B_j (см. рисунок 3.3, *б*).

Обрабатываемый размер $\vec{B}_1 = 40_{-0,34}$ мм, центры отверстий размечены на расстояниях $\overleftarrow{B}_2 = \overleftarrow{B}_4 = 10^{+0,1}_{-0,1}$ мм.

Рассуждая аналогично с расчетом первой размерной цепи, получаем:

$$B_3 = B_\Delta = 40 - 10 - 10 = 20 \text{ мм};$$
$$ES(A_\Delta) = 0 - (-100) - (-100) = +200 \text{ мкм};$$
$$EI(A_\Delta) = -340 - 100 - 100 = -540 \text{ мкм}.$$

Следовательно, $B_3 = B_\Delta = 20^{+0,20}_{-0,54}$ мм.

Выполняем проверку:

$$T_\Delta = +200 - (-540) = 340 + 200 + 200; \Rightarrow 740 = 740 .$$

Расчет выполнен верно.

Третья цепь. Размеры цепи обозначены буквами $Б_j$ (см. рисунок 3.3, *в*). Здесь $\vec{Б}_1 = 40^{+0,17}_{-0,17}$ мм, $\overleftarrow{Б}_2 = 20^{+0,14}_{-0,14}$ мм. Поскольку диаметр отверстия $12H12$ равен $12^{+0,18}$ мм, следовательно, $\overleftarrow{Б}_3 = 6^{+0,09}$ мм. Получаем:

$$Б_4 = Б_\Delta = 40 - 20 - 6 = 14 \text{ мм};$$
$$ES(A_\Delta) = +170 - (-140) - 0 = +310 \text{ мкм};$$
$$EI(A_\Delta) = -170 - 140 - 90 = -400 \text{ мкм}.$$

Следовательно, $Б_4 = Б_\Delta = 14^{+0,31}_{-0,40}$ мм.

Выполняем проверку:

$$T_\Delta = +310 - (-400) = 340 + 280 + 90; \Rightarrow 710 = 710 .$$

Расчет выполнен верно.

4 ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД

При расчете размерных цепей методом максимума-минимума предполагается, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Оба случая – наихудшие в смысле получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, т. к. отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. На этом положении и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей. Применение теории вероятностей позволяет расширить допуски составляющих размеров и тем самым облегчить изготовление деталей при практически отсутствующем риске несоблюдения предельных значений замыкающего размера.

Обратная задача. В результате совместного влияния систематических и случайных погрешностей центр группирования может не совпадать с серединой поля допуска, а зона рассеяния – с величиной допуска. Величина такого несовпадения, выраженная в долях половины допуска на размер, называется коэффициентом асимметрии

$$\alpha_j = \frac{M(A_j) - C_j}{T_j / 2},$$

где $M(A_j)$ – математическое ожидание, т. е. средний арифметический размер *j*-го звена;

C_j – размер, соответствующий середине поля допуска.

В этом случае уравнение размерной цепи по средним размерам будет иметь вид

$$C_\Delta + \alpha_\Delta \frac{T_\Delta}{2} = \sum_{j=1}^{n} \left(\vec{C}_j + \vec{\alpha}_j \frac{\vec{T}_j}{2} \right) - \sum_{j=1}^{m} \left(\overleftarrow{C}_j + \overleftarrow{\alpha}_j \frac{\overleftarrow{T}_j}{2} \right).$$

Учитывая случайный характер сочетаний действительных размеров деталей в изделии, можно воспользоваться уравнением для определения дисперсии суммы независимых случайных величин

$$\sigma_\Delta^2 = \sum_{j=1}^{k-1} \sigma_j^2 . \qquad (4.1)$$

Для перехода от средних квадратичных отклонений σ к допускам или полям рассеяния используют коэффициент относительного рассеяния λ_j. Он является относительным средним квадратичным отклонением (при поле рассеяния $\omega_j = T_j$)

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{T_j}; \qquad (4.2)$$

для закона:

– нормального распределения (при $T_j = 6\sigma_j$)

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{6\sigma_j} = \frac{1}{3};$$

– равной вероятности (при $T_j = 2\sqrt{3}\,\sigma_j$)

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{3}\,\sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{3}};$$

– треугольника (Симпсона) (при $T_j = 2\sqrt{6}\,\sigma_j$)

$$\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{6}\,\sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{6}}.$$

Подставив выражение (4.2) в выражение (4.1), получим

$$T_\Delta = t\sqrt{\sum_{j=1}^{k-1} \lambda_j^2 T_j^2}\,, \tag{4.3}$$

где t – коэффициент, зависящий от процента риска, $t = \frac{1}{\lambda_\Delta}$.

Определив T_Δ по формуле (4.3), вычисляют по формуле (2.8) среднее отклонение замыкающего звена и его предельные отклонения:

$$ES(A_\Delta) = C_\Delta + \frac{T_\Delta}{2}; \tag{4.4}$$

$$EI(A_\Delta) = C_\Delta - \frac{T_\Delta}{2}. \tag{4.5}$$

Эти же формулы можно использовать для определения T_j.

Прямая задача. Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитать четырьмя способами.

При *способе равных допусков* принимают, что величины T_j, C_j и λ_j для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску T_Δ, используя уравнение (4.3), определяют средние допуски звеньев

$$T_{cj} = \frac{T_\Delta}{t\lambda_j\sqrt{k-1}}.$$

Найденные значения T_{cj} и C_j корректируют, учитывая требования конструкции и возможность применения процессов изготовления деталей, экономическая точность которых близка к требуемой точности размеров. Правильность решения задачи проверяют по формуле (4.3).

При *способе назначения допусков одного квалитета* расчет аналогичен решению прямой задачи методом полной взаимозаменяемости. При этом среднее количество единиц допуска определяется по формуле

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_\Delta}{t\sqrt{\sum_{j=1}^{k-1} \lambda_j^2 i_j^2}}. \tag{4.6}$$

Способ прямых расчетов заключается в том, что допуски на составляю-

щие размеры назначают экономически целесообразными для условий предстоящего вида производства с учетом конструктивных требований, опыта эксплуатации имеющихся подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов λ. Правильность расчета проверяют по формуле (4.3).

Способ равного влияния применяют при решении плоских и пространственных размерных цепей. Он основан на том, что допускаемое отклонение каждого составляющего размера должно вызывать одинаковое изменение исходного размера.

Пример расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом.

Рассчитать допуски и предельные отклонения размерной цепи узла редуктора, изображенного на рисунке 4.1. Величина зазора S должна быть в пределах от 1 до 1,4 мм.

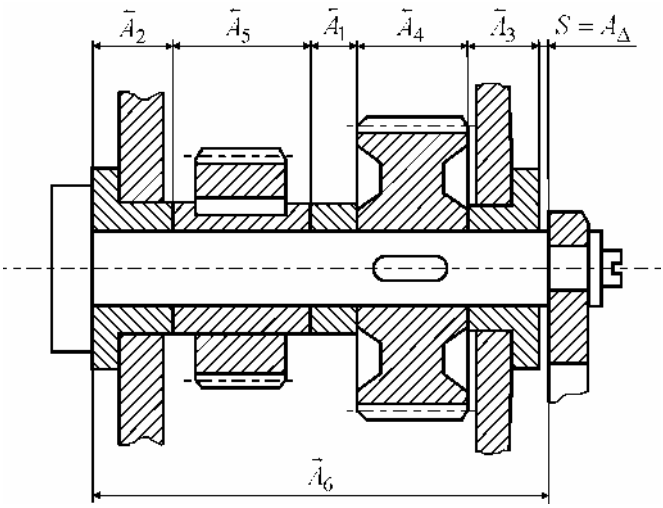

Рисунок 4.1 – Схема узла редуктора

Номинальные размеры элементов цепи следующие: $\vec{A}_1 = 20$, $\vec{A}_2 = 35$, $\vec{A}_3 = 35$, $\vec{A}_4 = 50$, $\vec{A}_5 = 60$, $\vec{A}_6 = 200$ мм.

Воспользуемся способом одного квалитета. Расчет следует вести в той же последовательности, что и в примере предыдущего метода (метод полной взаимозаменяемости).

Значения единиц допуска выбираем по таблице 3.2. Коэффициент риска t выбирают в зависимости от принятого процента риска P (таблица 4.1). Результаты расчетов сводим в таблицу 4.2.

Таблица 4.1 – **Значения коэффициента риска** t

P, %	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
t	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Принимаем нормальный закон распределения рассеяния размеров составляющих звеньев и процент брака 0,27 %.

Таблица 4.2 – **Результаты расчета**

Обозначение звена	Номинальный размер	i, мкм	i^2, мкм	T, мкм	T^2, мкм	T, мкм (оконч.)	$ES(A_j)$, мкм	$EI(A_j)$, мкм	C_j, мкм
$\overleftarrow{A}_1$	20	1,31	1,716	130	16900	130	0	-130	65
$\overleftarrow{A}_2$	35	1,56	2,433	160	25600	100	0	-100	50
$\overleftarrow{A}_3$	35	1,56	2,433	160	25600	100	0	-100	50
$\overleftarrow{A}_4$	50	1,56	2,433	160	25600	100	0	-100	50
$\overleftarrow{A}_5$	60	1,86	3,460	190	36100	170	0	-170	85
$\vec{A}_6$	200	2,90	8,410	290	84100	290	1045	755	900
$\sum$	—	—	—	—	213900	—	—	—	—

Определяем среднюю точность размерной цепи по формуле (4.6)

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_\Delta}{t\sqrt{\sum_{j=1}^{k-1}\lambda_j^2 i_j^2}} = \frac{400}{3\sqrt{\frac{1}{3^2}(1{,}31^2 + 1{,}56^2 + 1{,}56^2 + 1{,}56^2 + 1{,}86^2 + 2{,}90^2)}} = 87{,}52 .$$

По таблице 3.1 допуски 10-го квалитета содержат 64 единицы, а допуски 11-го квалитета – 100 единиц. Допуски 11-го квалитета, взятые из приложения А, сведены в таблице 4.2. Поскольку они должны удовлетворять уравнению (4.3), то в следующем столбце посчитана сумма квадратов допусков составляющих размеров. Таким образом, получаем

$$T_\Delta = t\sqrt{\sum_{j=1}^{k-1}\lambda_j^2 T_j^2} = 3\sqrt{\frac{1}{3^2}213900} = 462{,}5 \text{ мкм},$$

что превышает допуск замыкающего звена, поэтому размеры звеньев $\overleftarrow{A}_2$, $\overleftarrow{A}_3$, $\overleftarrow{A}_4$ выполним по 10-му квалитету, а допуск звена $\overleftarrow{A}_5$ определяем из выражения

$$T_5 = \sqrt{T_\Delta^2 - \sum_{j=2}^{k-1} T_j^2} = \sqrt{400^2 - (130^2 + 100^2 + 100^2 + 100^2 + 290^2)} = 170 \text{ мкм.}$$

По уравнению размерной цепи получаем номинальный размер зазора S

$$A_\Delta = 200 - (20 + 35 + 35 + 35 + 60 + 50) = 0,$$

тогда $ES(A_\Delta) = +1{,}4$ мм, $EI(A_\Delta) = 1{,}0$ мм. Теперь можно назначить отклонения почти всех составляющих узла. Поскольку размеры втулок являются охватываемыми, то отклонения будут отрицательными. Отклонения одного из размеров, например размера звена $\vec{A}_6$, определим, используя уравнения (2.8), (4.4) и (4.5):

$$1200 = C_6 - (-65 - 50 - 50 - 50 - 85); \Rightarrow C_6 = +900 \text{ мкм.}$$

Следовательно

$$ES(\vec{A}_6) = C_6 + \frac{T_6}{2} = +900 + \frac{290}{2} = +1045 \text{ мкм;}$$

$$EI(\vec{A}_6) = C_6 - \frac{T_6}{2} = +900 - \frac{290}{2} = +755 \text{ мкм.}$$

5 МЕТОД ГРУППОВОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Методом групповой взаимозаменяемости называют метод решения размерной цепи, при котором точность замыкающего звена достигается путем включения в нее составляющих звеньев, принадлежащих одной группе, на которые они были предварительно рассортированы.

Сущность метода заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими технологически выполнимыми допусками, выбираемыми из соответствующих стандартов, сортировке деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборке их (после комплектования) по одноименным группам. Такую сборку называют *селективной*.

Метод групповой взаимозаменяемости применяют, когда средняя точность размеров цепи очень высокая и экономически неприемлемая.

При селективной сборке (в посадках с зазором и натягом) наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к среднему значению зазора или натяга для данной посадки, что делает соединения более стабильными и долговечными. В переходных посадках наибольшие натяги и зазоры уменьшаются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к значению натяга или зазора, которое соответствует серединам полей допусков деталей.

Для установления числа групп n сортировки деталей необходимо знать

требуемые предельные значения групповых зазоров или натягов, которые находят из условия обеспечения наибольшей долговечности соединения, либо допускаемое значение группового допуска $TD_{\text{гр}}$ или $Td_{\text{гр}}$, определяемое экономической точностью сборки и сортировки деталей, а также возможной погрешностью их формы. Отклонения формы не должны превышать группового допуска, иначе одна и та же деталь может попасть в разные (ближайшие) группы в зависимости от того, в каком сечении она измерена при сортировке.

При селективной сборке изделий с посадкой, в которой $TD = Td$, групповой зазор или натяг остаются постоянными при переходе от одной группы к другой (рисунок 5.1, *а*). При $TD > Td$ групповой зазор (или натяг) при переходе от одной группы к другой не остается постоянным (рисунок 5.1, *б*), следовательно, однородность соединений не обеспечивается, поэтому селективную сборку целесообразно применять только при $TD = Td$.

Селективную сборку применяют не только в сопряжениях гладких цилиндрических деталей, но и более сложных по форме деталях (например, резьбовых). Селективная сборка позволяет в n раз повысить точность сборки (точность соединения) без уменьшения допусков на изготовление деталей или обеспечить заданную точность сборки при расширении допусков до экономически целесообразных величин.

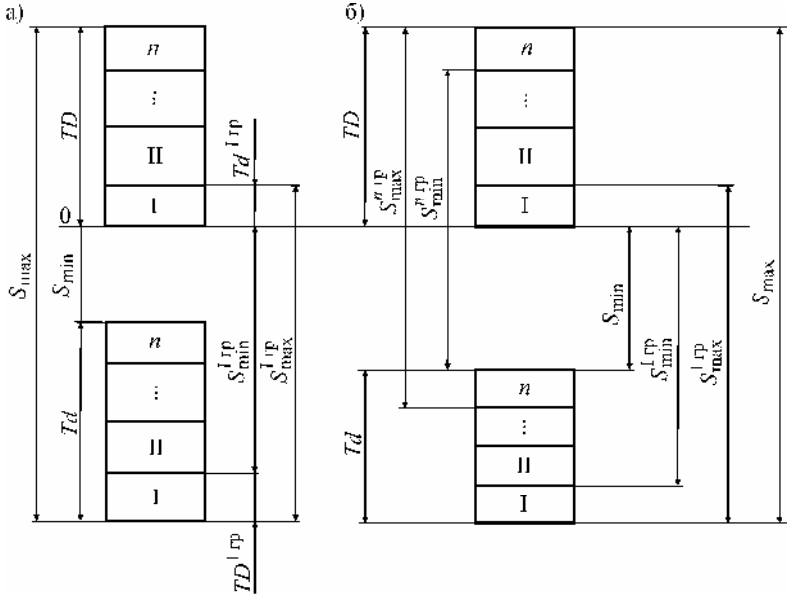

Рисунок 5.1 – Схемы сортировки деталей на группы

Преимуществом этого метода расчета размерной цепи является то, что можно увеличить точность замыкающего звена, не увеличивая точности обработки составляющих звеньев.

Вместе с тем селективная сборка имеет следующие недостатки: усложняется контроль, что приводит к увеличению числа контролеров и обеспечение более точными измерительными средствами; повышается трудоемкость процесса сборки в результате создания сортировочных групп; возможно увеличение незавершенного производства вследствие разного числа деталей в парных группах.

Пример расчета методом групповой взаимозаменяемости [3].

Для демонстрации применения метода групповой взаимозаменяемости рассмотрим решение простейшей сборочной цепи, состоящей из размеров отверстия, вала и зазора. Зазор в этой цепи является замыкающим звеном, которое обозначим *S*.

Для решения простейшего примера примем условно, что сортировка производится на три группы.

Детали изготовлены под посадку $\text{Ø}\ 18\frac{H12}{d12}$, т. е. отверстия имеют размеры $\text{Ø}\ 18^{+0,18}$, валы – размеры $\text{Ø}\ 18^{-0,05}_{-0,23}$. Схема расположения полей допусков изображена на рисунке 5.2. Предельные и средний зазоры составляют:

$$S_{\max} = 180 - (-230) = 410 \text{ мкм}; \quad S_{\min} = 0 - (-50) = 50 \text{ мкм};$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = 230 \text{ мкм}.$$

Допуск соединения $T_S = 410 - 50 = 360$ мкм.

В этом случае, если S_m удовлетворяет эксплуатационным требованиям, но $S_{\min}$ слишком мало или $S_{\max}$ слишком велико, можно, не увеличивая точности изготовления отверстий и валов, произвести перед сборкой рассортировку деталей на группы.

На рисунке 5.2 показаны границы трех групп сортировки. Собирая отверстия и валы, взятые из групп, имеющих одинаковый номер, получаем данные, приведенные в таблице 5.1.

В результате сборки наибольший зазор уменьшается, наименьший зазор увеличивается. Групповой допуск посадки $T_S^{\text{гр}}$, т. е. допуск замыкающего звена, уменьшается в три раза с 360 до 120 мкм. Следует заметить, что в рассматриваемом примере допуски отверстия и вала равны.

При расчете соединения, в котором допуски отверстия и вала не равны, селективная сборка дает меньший эффект.

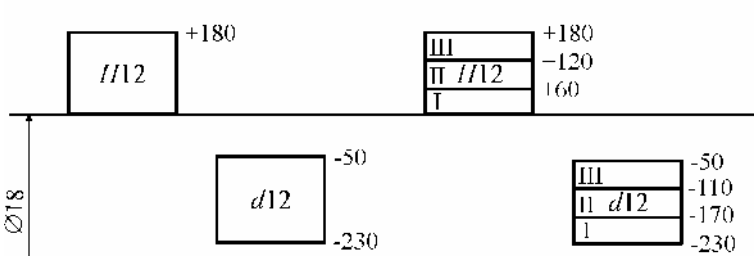

Рисунок 5.2 – Схема расположения полей допусков и границы групп сортировки

Таблица 5.1 **– Результаты расчетов**

Зазор	Группы			Зазор	Группы		
	I	II	III		I	II	III
S_{max}	290	290	290	S_m	230	230	230
S_{min}	170	170	170	$T_S^{гр}$	120	120	120

С примерами расчета размерной цепи методом групповой взаимозаменяемости можно ознакомиться в [2, 4].

6 МЕТОД РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРИГОНКИ

Метод регулирования. Под методом регулирования понимают расчет размерных цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным изменением без удаления материала (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого *компенсирующим*. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т. п. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий. С учетом номинального размера компенсирующего звена уравнение (2.1) можно записать

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{m} \bar{A}_j \pm A_K \, .$$

Значение A_K берут с положительным знаком, если размер является увеличивающим, и с отрицательным – для уменьшающих размеров.

Допуск замыкающего звена

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{k-1} T_j - V_K ,$$

где V_K – наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена и подлежащее компенсации.

Замыкающий размер изменяют (регулируют) с помощью компенсаторов, которые могут быть неподвижными и подвижными. Неподвижные компенсаторы чаще всего выполняют в виде промежуточных колец, набора прокладок и других сменных деталей. Толщина t каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска исходного размера T_Δ и определяется по формуле $t = (V_K / N) < T_\Delta$, N – количество прокладок. Необходимо, чтобы $N > (V_K / T_\Delta)$.

Для условий, когда допуском на изготовление компенсатора T_K можно пренебречь, принимают

$$N > \frac{V_K}{T_\Delta} + 1 . \qquad (6.1)$$

Если этого сделать нельзя, то используют зависимость вида

$$N = \frac{V_K}{(T_\Delta - T_K)} + 1 . \qquad (6.2)$$

Округляя значение t до ближайшего меньшего нормального размера, получают окончательное число сменных прокладок $N = V_K / t$.

Метод пригонки. При этом методе требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера компенсирующего звена путем снятия с компенсатора слоя металла. Допуски на составляющие звенья назначаются по экономически приемлемым квалитетам, например по 12–14-му квалитетам. Получающийся после этого у замыкающего звена избыток поля рассеяния при сборке устраняют за счет компенсатора.

Смысл расчета заключается в определении припуска на пригонку, достаточного для компенсации величины превышения предельных значений замыкающего звена и вместе с тем наименьшего для сокращения объема пригоночных работ.

Пример расчета методом пригонки [1].

Определить размеры заготовки компенсатора $\vec{A}_9$ для размерной цепи, рассмотренной в разделе 3 (рисунок 3.1). Замыкающее звено должно быть $A_\Delta = 0{,}2^{+0{,}25}$ мм.

На первом этапе решения необходимо определить номинальные размеры составляющих звеньев, что уже выполнено при расчете на минимум-максимум.

Считаем, что для размеров звеньев экономически приемлемым является 12-й квалитет. Назначаем по этому квалитету допуски на все размеры, кроме допусков на ширину радиальных подшипниковых колец, которые условно примем исходя из значений предельных отклонений [1], и на звено $\vec{A}_9$, которое выбрали в качестве компенсатора. Данные сводим в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 **– Результаты расчета**

Обозначение звена	Номинальный размер	i, мкм	IT	T, мкм	$ES(A_j)$, мкм	$EI(A_j)$, мкм	C_j, мкм
A_Δ	0,2	–	–	250	+250	0	+125
$\overleftarrow{A}_1$	19	1,31	–	120	0	-120	-60
$\overleftarrow{A}_2$	20	1,31	12	210	0	-210	-105
$\overleftarrow{A}_3$	42	1,56	12	250	0	-250	-125
$\overleftarrow{A}_4$	20	1,31	12	210	0	-210	-105
$\overleftarrow{A}_5$	19	1,31	–	120	0	-120	-60
$\overleftarrow{A}_6$	10	0,9	12	150	+75	-75	0
$\vec{A}_7$	8	0,9	12	150	0	-150	-75
$\vec{A}_8$	130	2,52	12	400	0	-160	-200
$\vec{A}_9 = A_K$	2,2	0,55	–	1510	–	–	-55
$\overleftarrow{A}_{10}$	10	0,9	12	150	+75	-75	0

По формуле (2.5)

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{k-1} T_j = 120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + T_9 + 150 .$$

Очевидно, что сумма допусков составляющих звеньев значительно превосходит допуск T_Δ, т. е. колебание размера замыкающего звена от изделия к изделию значительно увеличивается.

Наибольшая расчетная компенсация избыточного колебания замыкающего звена

$$T_9^I = T_\Delta - 120 - 210 - 250 - 210 - 120 - 150 - 150 - 400 - 150 ;$$

$$T_9^I = 250 - 1760 = -1510 \text{ мкм.}$$

Таким образом, при самом неблагоприятном сочетании размеров необхо-

димо с компенсатора снять слой материала толщиной 1,51 мм, чтобы замыкающее звено попало в назначенные пределы.

Определим предельные размеры компенсатора, для чего сначала определим координату середины поля допуска звена $\vec{A}_9$ по формуле (2.8)

$$+125 = (75) + (-200) + \vec{C}_9 - (-60) - (-105) - (-125) - (-105) - (-60);$$

$$\vec{C}_9 = -55 \text{ мкм};$$

$$\vec{A}_9^{\min} = \vec{A}_9 + \vec{C}_9 - \frac{\left|T_9^I\right|}{2} = 2{,}2 + (-0{,}055) - \frac{1{,}51}{2} = 1{,}39 \text{ мм};$$

$$\vec{A}_9^{\max} = \vec{A}_9 + \vec{C}_9 + \frac{\left|T_9^I\right|}{2} = 2{,}2 + (-0{,}055) + \frac{1{,}51}{2} = 2{,}9 \text{ мм}.$$

Исполнительный размер заготовки компенсатора определяется его наибольшей величиной.

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

$$A_9^{\text{заг}} = \vec{A}_9^{\min} + IT12 = 2{,}9 + 0{,}1 = 3 \text{ мм}; \Rightarrow A_9^{\text{заг}} = 3_{-0{,}1} \text{ мм}.$$

Пример расчета методом регулирования.

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

Аналогично предыдущему примеру устанавливаем номинальные размеры и назначаем допуски на составляющие звенья размерной цепи. Рассчитываем величину компенсации $T_9^I = -1{,}51$ мм и наименьший размер компенсатора в комплекте $\vec{A}_9^{\min} = 1{,}39$ мм.

Далее по формуле (6.2) определяем число ступеней компенсации

$$N = \frac{V_K}{(T_\Delta - T_K)} + 1 = \frac{\sum_{j=1}^{k-1} T_j - T_\Delta}{(T_\Delta - T_K)} + 1.$$

Допуск на отдельный компенсатор выбирается в пределах $T_K = (0{,}1 \ldots 0{,}3)T_\Delta$. Принимаем $T_K = 0{,}15 \cdot 250 = 37{,}5 \approx 40$ мкм (10-й квалитет). Таким образом,

$$N = \frac{120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + 150}{250 - 40} + 1 = 9{,}38.$$

Округляем до целого числа и принимаем $N = 10$.

Величина ступени компенсации

$$t = \frac{V_K}{N} = \frac{\sum_{j=1}^{k-1} T_j - T_\Delta}{N} = \frac{120 + 210 + 250 + 210 + 120 + 150 + 150 + 400 + 150}{10} = 176 \text{ мкм}.$$

Количество компенсаторов в комплекте соответствует числу ступеней компенсации:

$$A_{K1} = \vec{A}_9^{\min} = 1{,}39_{-0{,}04}; \qquad A_{K2} = \vec{A}_9^{\min} + t = 1{,}566_{-0{,}04};$$

$$A_{K3} = \vec{A}_9^{\min} + 2t = 1{,}742_{-0{,}04}; \qquad A_{K4} = \vec{A}_9^{\min} + 3t = 1{,}918_{-0{,}04};$$

$$A_{K5} = \vec{A}_9^{\min} + 4t = 2{,}094_{-0{,}04}; \qquad A_{K6} = \vec{A}_9^{\min} + 5t = 2{,}27_{-0{,}04};$$

$$A_{K7} = \vec{A}_9^{\min} + 6t = 2{,}446_{-0{,}04}; \qquad A_{K8} = \vec{A}_9^{\min} + 7t = 2{,}622_{-0{,}04};$$

$$A_{K9} = \vec{A}_9^{\min} + 8t = 2{,}798_{-0{,}04}; \qquad A_{K10} = \vec{A}_9^{\min} + 9t = 2{,}974_{-0{,}04}.$$

7 РАСЧЕТ ПЛОСКИХ И ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЦЕПЕЙ

Плоские и пространственные размерные цепи рассчитывают теми же методами, что и линейные. Необходимо лишь привести их к виду линейных размерных цепей. Это достигается путем проектирования размеров плоской цепи на одно направление, обычно совпадающее с направлением исходного (или замыкающего) размера, а пространственной цепи – на две или три взаимно перпендикулярные оси [2].

По формулам, аналогичным (2.5) и (4.3), определяется допуск замыкающего размера:

– для метода на максимум-минимум

$$T_\Delta = \sum_{j=1}^{k-1} \frac{\partial A_\Delta}{\partial A_j} T_j; \tag{7.1}$$

– для теоретико-вероятностного метода

$$T_\Delta = t \sqrt{\sum_{j=1}^{k-1} \left(\frac{\partial A_\Delta}{\partial A_j} \right)^2 \lambda_j^2 T_j^2}. \tag{7.2}$$

В соответствии с выражением (2.1) получим уравнение замыкающего звена

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \frac{\partial A_\Delta}{\partial \vec{A}_j} \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{m} \frac{\partial A_\Delta}{\partial \overleftarrow{A}_j} \overleftarrow{A}_j. \tag{7.3}$$

По аналогии определится координата середины поля допуска замыкаю-

щего звена. Так, при смещении ее относительно середины поля рассеяния при теоретико-вероятностном методе расчета

$$C_\Delta + \alpha_\Delta \frac{T_\Delta}{2} = \sum_{j=1}^{n} \frac{\partial A_\Delta}{\partial \vec{A}_j} \left(\vec{C}_j + \vec{\alpha}_j \frac{\vec{T}_j}{2} \right) - \sum_{j=1}^{m} \frac{\partial A_\Delta}{\partial \overleftarrow{A}_j} \left(\overleftarrow{C}_j + \overleftarrow{\alpha}_j \frac{\overleftarrow{T}_j}{2} \right). \quad (7.4)$$

В уравнениях (7.1)–(7.4) $\partial A_\Delta / \partial A_j$ – частная производная функция замыкающего размера по *j*-му составляющему размеру, которую также называют передаточным отношением.

Передаточные отношения характеризуют степень и характер влияния погрешностей размеров составляющих звеньев на замыкающее. Для цепей с параллельными звеньями при расчете допусков все передаточные отношения равны единице для увеличивающих размеров или минус единице для уменьшающих.

Для пояснения определим размер A_Δ и допуск T_Δ замыкающего размера плоской размерной цепи, приведенной на рисунке 7.1.

Номинальные размеры и отклонения составляющих размеров, а также углы их наклона заданы. Углы β и γ допусками не ограничены. Передаточные отношения можно записать

$$\frac{\partial A_\Delta}{\partial A_1} = \cos\beta\,; \ \frac{\partial A_\Delta}{\partial A_2} = 1\,; \ \frac{\partial A_\Delta}{\partial A_3} = \cos\gamma\,.$$

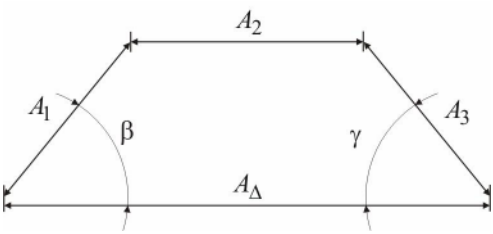

Рисунок 7.1 – Плоская размерная цепь

Номинальный размер определим по формуле (7.3)

$$A_\Delta = A_1 \cos\beta + A_2 + A_3 \cos\gamma\,.$$

Допуск замыкающего размера по формуле (7.1)

$$T_\Delta = T_1 \cos\beta + T_2 + T_3 \cos\gamma\,.$$

При расчете размерной цепи теоретико-вероятностным методом следует использовать зависимости (7.2)–(7.4).

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(*справочное*)

Значения допусков (мкм) для размеров до 500 мм (по ГОСТ 25346-89)

Обозначение допуска	Номинальные размеры, мм												
	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
*IT*01	0,3	0,4	0,4	0,5	0,6	0,6	0,8	1,1	1,2	2	2,5	3	4
*IT*0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	3	4	5	6
*IT*1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
*IT*2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
*IT*3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
*IT*4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
*IT*5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
*IT*6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
*IT*7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
*IT*8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97
*IT*9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155
*IT*10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250
*IT*11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400
*IT*12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630
*IT*13	140	180	220	270	320	390	460	540	630	720	810	890	970
*IT*14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550
*IT*15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500
*IT*16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000
*IT*17	1000	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4600	5200	5700	6300
*IT*18	1400	1800	2200	2700	3300	3900	4600	5400	6300	7200	8100	8900	9700

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(*обязательное*)

Основное содержание дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация»

Основы метрологии

Задачи изучения дисциплины. Основные метрологические понятия.

Средства и методы измерений. Метрологические характеристики средств измерений (СИ). Единицы СИ.

Основные метрологические показатели измерительных инструментов и приборов. Единство измерений. Точность измерений. Погрешности измерений. Погрешности средств измерений. Статистические методы оценки погрешностей измерений.

Плоскопараллельные концевые меры длины. Классы точности концевых мер длины. Нормирование точности концевых мер длины. Методы контроля концевых мер длины.

Нормальные и предельные калибры. Их поля допусков. Классификация гладких калибров. Методы контроля предельных гладких калибров.

Основы взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость в машиностроении. Виды взаимозаменяемости. Принципы взаимозаменяемости.

Размеры в машиностроении. Методы нормирования параметров. Ряды предпочтительных чисел. Основы построения и назначение стандарта “Нормальные линейные размеры”.

Нормальный, действительный и предельный размеры. Допуски размеров. Поля допусков.

Размерные цепи. Основные понятия. Расчет размерных цепей методом максимума-минимума. Решение прямой и обратной задачи при расчете размерных цепей.

Соединение деталей. Виды сопряжений. Системы образования посадок. Принципы построения систем допусков и посадок. Допуски посадки гладких соединений. Выбор неподвижных посадок гладких соединений. Назначение и применение посадок с зазором, с натягом и переходных.

Отклонения формы и расположения поверхностей деталей. Нормирование точности формы и расположения поверхностей. Методы контроля отклонений формы и расположения поверхностей. Шероховатость поверхностей. Волнистость поверхностей.

Резьбовые соединения. Назначение, параметры, допуски размеров в соединениях. Их метрологический контроль.

Требования ЕСКД при выполнении рабочих чертежей деталей.

Определение исполнительных размеров.

Основные понятия стандартизации, управления качеством и сертификация

Основные принципы стандартизации. Государственная и межгосударственная стандартизация. Виды и системы стандартов. Категории стандартов. Системы стандартов ЕСКД. Влияние стандартизации на качество продукции. Обязательный характер стандартов. Аттестация качества промышленной продукции. Статистические методы управления качеством.

Значение, роль и характер сертификации в РБ. Основные критерии сертификации. Сертификаты качества. Сертификация продукции и систем качества.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Анухин, В. И.** Допуски и посадки : учеб. пособие / В. И. Анухин. – СПб. : Питер, 2004. – 207 с.

2 **Димов, Ю. В.** Метрология, стандартизация и сертификация : учеб. для вузов / Ю. В. Димов. – СПб. : Питер, 2005. – 432 с.

3 **Зябрева, Н. Н.** Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н. Н. Зябрева, Е. И. Перельман, М. Я. Шегал. – М. : Высшая школа, 1977. – 204 с.

4 **Солонин, И. С.** Расчет сборочных и технологических размерных цепей / И. С. Солонин, С. И. Солонин. – М. : Машиностроение, 1980. – 110 с.

Учебное издание

ПУТЯТО Артур Владимирович
КОВАЛЕНКО Александр Владимирович

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Учебно-методическое пособие для студентов технических специальностей

Редактор М. П. Дежко
Технический редактор В. Н. Кучерова

Подписано в печать 14.02.2008 г. Формат 60×84 $^{1}/_{16}$.
Бумага офсетная. Гарнитура “Таймс”. Печать на ризографе.
Усл. печ. л. 1,86. Уч.-изд. л. 1,72. Тираж 150 экз.
Зак. . Изд. № 23.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный университет транспорта:
ЛИ № 02330/0133394 от 19.07.2004 г.
ЛП № 02330/0148780 от 30.04.2004 г.
246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.