Лекция 1. Введение. Понятия и определения теории размерных цепей. Основные уравнения теории размерных цепей

Разработка конструкции изделия (машины) всегда предполагает установление требований к его точности в целом, а также к точности всех составных частей. Последнюю задачу грамотно можно решить только на основе размерного анализа конструкции изделия. В связи с этим студенты, обучающиеся по направлению магистерской подготовки «Машиностроение», должны знать основы этого анализа и уметь его использовать на практике.

Под размерным анализом конструкции изделий обычно понимается выявление замыкающих звеньев и построение схем размерных цепей, выбор методов достижения точности замыкающих звеньев и собственно расчет размерных цепей.

Основные понятия и определения

Размерной цепью называется совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур.

Например, совокупность размеров A_1, A_2 и A_Δ (рис. 1.1, *а*) образуют размерную цепь, которая определяет величину зазора A_Δ.

Размерные цепи принято изображать в виде отдельных схем (рис. 1.1, *б, г*).

Размеры, образующие размерную цепь, называются *звеньями* размерной цепи.

Звеньями размерных цепей могут быть как линейные (рис. 1.1, *а*), так и угловые размеры (рис. 1.1, *в*).

Звенья – линейные размеры – принято обозначать прописными буквами русского алфавита (А, Б, …), а звенья – угловые размеры – строчными буквами греческого алфавита (β, γ, …) за исключением букв α, δ, ξ, λ, ω. В отдельных случаях могут быть использованы и другие обозначения.

В любой размерной цепи одно из звеньев является замыкающим, а остальные – составляющими звеньями.

Замыкающим называют звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения.

Например, очевидно, что именно исходя из требуемого значения зазора A_Δ (рис. 1.1, *а*), следует определять значения звеньев A_1 и A_2. Поэтому звено A_Δ в рассматриваемой размерной цепи является замыкающим. Очевидно также, что это звено при сборке механизма будет получено последним. То же самое можно сказать о звене β_Δ, рассматривая размерную цепь, показанную на рис. 1.1, *в*.

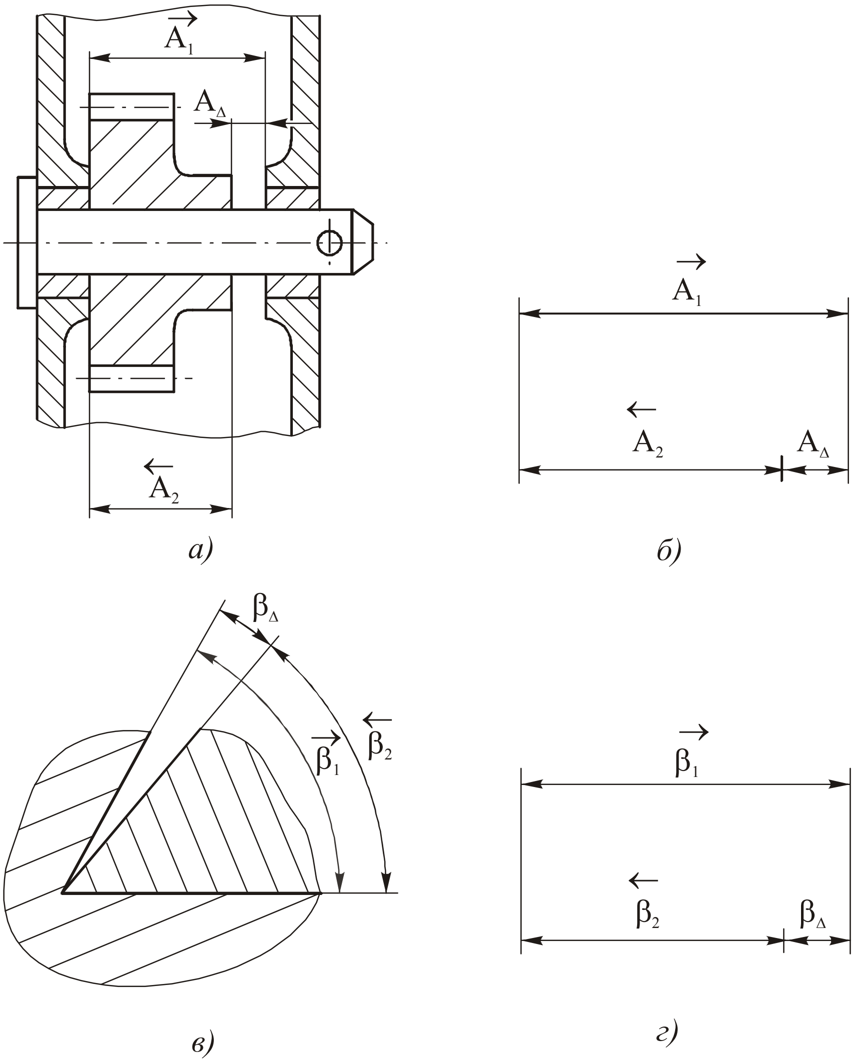


Рис. 1.1. Конструкторские размерные цепи

Замыкающее звено обозначается индексом Δ.

Составляющие звенья размерной цепи делятся на увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающим звеном называют такое, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается.

Уменьшающим звеном называют такое, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

В размерной цепи, показанной на рис. 1.1, *а*, звено A_1 – увеличивающее, а звено A_2 – уменьшающее.

Увеличивающие звенья обозначаются стрелкой над буквой, направленной вправо (A_1), а уменьшающие – стрелкой, направленной влево (A_2).

Задача выделения увеличивающих и уменьшающих звеньев для коротких размерных цепей оказывается достаточно простой. С увеличением числа звеньев в размерной цепи эта задача усложняется и для облегчения ее решения целесообразно использовать следующий прием. Замыкающему звену условно присваивают индекс уменьшающего, т. е. стрелка над его буквой направляется влево (рис. 1.2). Затем проводится мысленный обход размерного контура по этой стрелке, и в направлении обхода расставляются стрелки над буквами, обозначающими составляющие звенья. Если стрелка будет направлена вправо – звено увеличивающее, а если влево – уменьшающее.

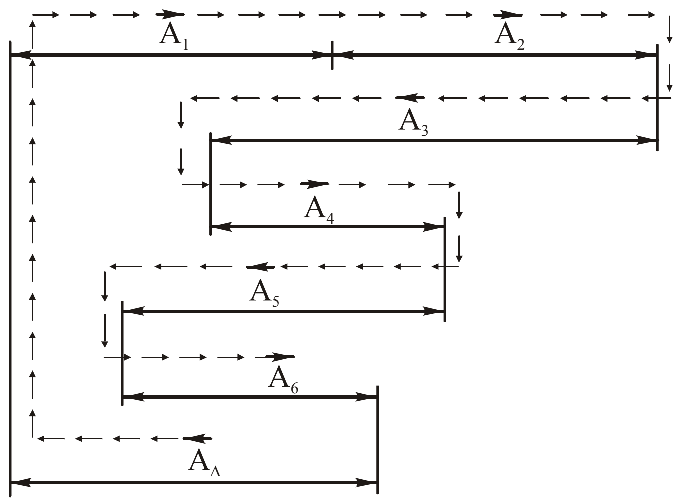


Рис. 1.2. Схема размерной цепи.
Линией со стрелками показана последовательность «обхода» размерного контура для выделения увеличивающих и уменьшающих звеньев

Размерные цепи по назначению делятся на *конструкторские, технологические и измерительные.* Первые используют на этапе конструирования изделий, вторые – на этапе их изготовления, третьи – при измерении деталей.

Конструкторские размерные цепи делят на сборочные и подетальные. Примерами сборочных размерных цепей являются цепи, показанные на рис. 1.1. Пример подетальной размерной цепи приведен на рис. 1.3. Здесь A_1 и A_2 – составляющие звенья (их значения указывают на чертеже детали); A_Δ – замыкающее звено (его значение на чертеже не приводят).

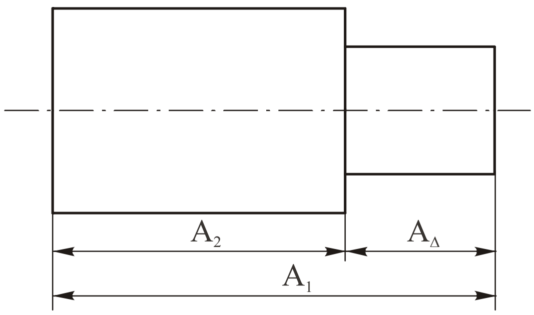


Рис. 1.3. Подетальная размерная цепь

Звенья размерной цепи могут располагаться в одной или нескольких параллельных плоскостях и в непараллельных плоскостях. В первом случае размерную цепь называют *плоской,* во втором – *пространственной.* Причем в плоских размерных цепях звенья могут быть как параллельны, так и не параллельны друг другу. На рис. 1.4 показана плоская размерная цепь, составляющее звено A_3 которой расположено под углом α к направлению замыкающего звена. Такое звено включается в размерную цепь своей проекцией (A_3') на это направление. Причем угол α считается постоянным и $A_3' = A_3 \cos\alpha$. Предположим, что звено $A_3 = 100^{+0,6}_{-0,2}$, а угол $\alpha = 30$. Номинальное значение этого звена составит

$$A_3' = A_3 \cos\alpha = A_3 \cos 30 = 100 \cdot 0,866 = 86,6 \text{ (мм)}.$$

Предельные отклонения звена A_3' будут

$$\Delta_{\text{в}} A_3' = \Delta_{\text{в}} A_3 \cdot \cos\alpha = \Delta_{\text{в}} A_3 \cdot \cos 30 = 0,6 \cdot 0,866 = 0,52 \text{ (мм)};$$

$$\Delta_{\text{н}} A_3' = \Delta_{\text{н}} A_3 \cdot \cos\alpha = \Delta_{\text{н}} A_3 \cdot \cos 30 = -0,2 \cdot 0,866 = -0,17 \text{ (мм)}.$$

Следовательно, $A_3' = 86,6^{+0,52}_{-0,17}$ мм.

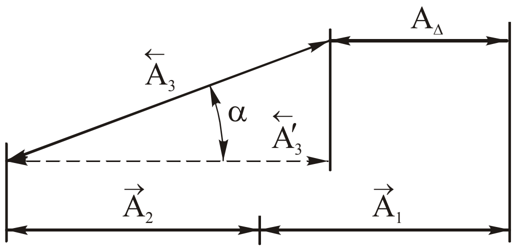


Рис. 1.4. Плоская размерная цепь с непараллельными звеньями

Таким образом любая плоская размерная цепь с непараллельными звеньями может быть сведена к плоской размерной цепи с параллельными звеньями.

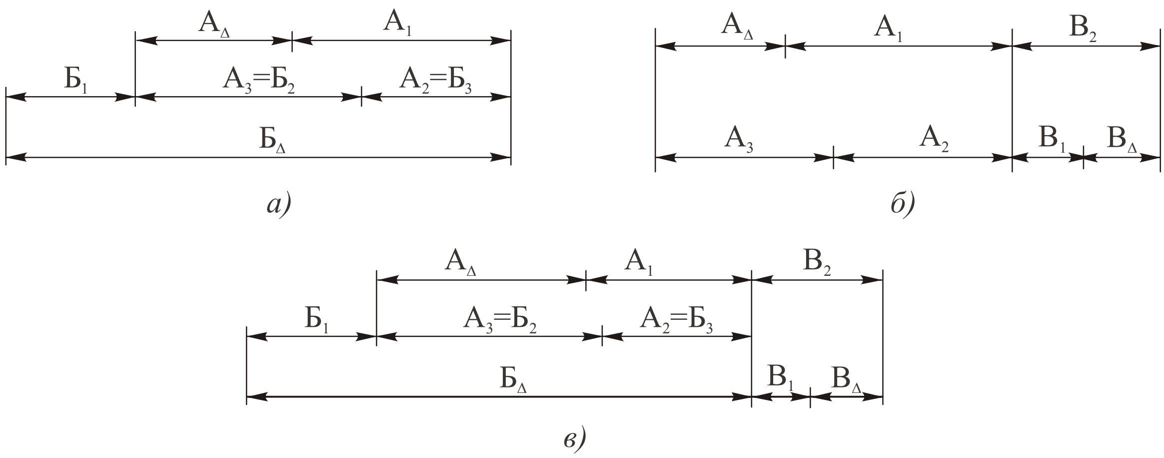


Рис. 1.5. Три вида связей размерных цепей:
а – параллельный; б – последовательный; в – параллельно-последовательный

Отдельные размерные цепи могут быть связаны между собой. *Параллельно-связанными* называют размерные цепи, имеющие одно или несколько общих составляющих звеньев. *Последовательно-связанными* называют размерные цепи, из которых каждая последующая имеет общую базу с предыдущей. Размерные цепи с комбинированной связью имеют между собой как параллельные, так и последовательные связи. Примеры размерных цепей с различными связями приведены на рис. 1.5. Видно (рис. 1.5, *а*), что у размерных цепей А ($А_1$, $А_2$, $А_3$, $А_\Delta$) и Б ($Б_1$, $Б_2$, $Б_3$, $Б_\Delta$) имеется два общих составляющих звена – $А_3 = Б_2$ и $А_2 = Б_3$. У размерных цепей А и В (рис. 1.5, *б*) есть общая база. У размерных цепей А, Б и В, показанных на рис. 1.5, *в*, имеются как параллельные, так и последовательные связи.

Основные уравнения

Найдем зависимости между основными параметрами замыкающего звена и составляющих звеньев плоской размерной цепи с параллельными звеньями. Для этого сначала обратимся к рис. 1.1, *а*.

Очевидно, что номинальное значение замыкающего звена $А_\Delta$ составит

$$А_\Delta = А_1 - А_2 .$$

В общем случае при n увеличивающих и p уменьшающих звеньев в размерной цепи получим:

$$А_\Delta = \sum_{i=1}^{n} А_i - \sum_{i=1}^{p} А_i . \qquad (1.1)$$

Это уравнение принято называть уравнением размерной цепи или уравнением номиналов.

Используя понятие передаточного отношения ξ_i, которое равно +1 для увеличивающих и –1 для уменьшающих звеньев, уравнение размерной цепи можно записать в более компактной форме

$$А_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} \xi_i А_i . \qquad (1.2)$$

Очевидно (рис. 1.1, *а*), что наибольшее и наименьшее предельные значения замыкающего звена $А_\Delta$ выразятся через предельные значения составляющих звеньев $А_1$ и $А_2$ следующим образом:

$$А_{\Delta_{нб}} = А_{1_{нб}} - А_{2_{нм}} ;$$

$$А_{\Delta_{нм}} = А_{1_{нм}} - А_{2_{нб}} .$$

В общем случае

$$А_{\Delta_{нб}} = \sum_{i=1}^{n} А_{i_{нб}} - \sum_{i=1}^{p} А_{i_{нм}} ; \qquad (1.3)$$

$$А_{\Delta_{нм}} = \sum_{i=1}^{n} А_{i_{нм}} - \sum_{i=1}^{p} А_{i_{нб}} . \qquad (1.4)$$

Для установления зависимости между допуском замыкающего звена и допусками составляющих звеньев размерной цепи вычтем почленно из уравнения (1.3) уравнение (1.4). При этом получим:

$$\mathrm{TA}_\Delta = \sum_{i=1}^{n} \mathrm{TA}_i + \sum_{i=1}^{p} \mathrm{TA}_i$$

или окончательно

$$\mathrm{TA}_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} \mathrm{TA}_i \,, \tag{1.5}$$

т. е. *допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев*.

Найдем зависимости между предельными отклонениями замыкающего звена и составляющих звеньев размерной цепи. Из схемы, приведенной на рис. 1.6, следует, что наибольшее и наименьшее предельные значения составляющих звеньев и замыкающего звена могут быть записаны в виде

$$\mathrm{A}_{i_{\text{нб}}} = \mathrm{A}_i + \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i\,; \tag{1.6}$$

$$\mathrm{A}_{i_{\text{нм}}} = \mathrm{A}_i + \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i\,; \tag{1.7}$$

$$\mathrm{A}_{\Delta_{\text{нб}}} = \mathrm{A}_\Delta + \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_\Delta\,; \tag{1.8}$$

$$\mathrm{A}_{\Delta_{\text{нм}}} = \mathrm{A}_\Delta + \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_\Delta\,. \tag{1.9}$$

В выражениях (1.6–1.9) $\Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i$, $\Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_\Delta$ – верхние отклонения составляющих звеньев и замыкающего звена; $\Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i$, $\Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_\Delta$ – их нижние отклонения. Подставляя эти выражения в уравнения (1.3) и (1.4), будем иметь:

$$\mathrm{A}_\Delta + \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_\Delta = \sum_{i=1}^{n} (\mathrm{A}_i + \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i) - \sum_{i=1}^{p} (\mathrm{A}_i + \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i)\,;$$

$$\mathrm{A}_\Delta + \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_\Delta = \sum_{i=1}^{n} (\mathrm{A}_i + \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i) - \sum_{i=1}^{p} (\mathrm{A}_i + \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i)\,.$$

Вычитая почленно из этих уравнений уравнение (1.1), получим:

$$\Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_\Delta = \sum_{i=1}^{n} \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i - \sum_{i=1}^{p} \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i\,; \tag{1.10}$$

$$\Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_\Delta = \sum_{i=1}^{n} \Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_i - \sum_{i=1}^{p} \Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_i\,. \tag{1.11}$$

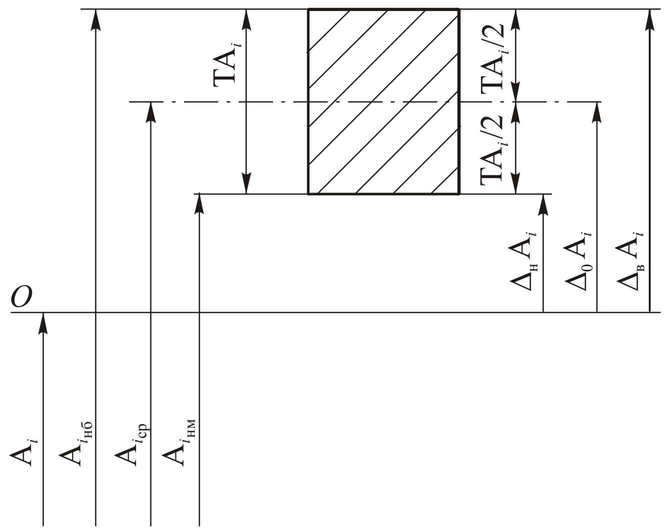


Рис. 1.6. Схема размеров, допуска и отклонений

Таким образом, *верхнее отклонение замыкающего звена равно разности сумм верхних отклонений увеличивающих звеньев и нижних отклонений уменьшающих звеньев, а нижнее отклонение замыкающего звена равно разности сумм нижних отклонений увеличивающих звеньев и верхних отклонений уменьшающих звеньев*.

Установим зависимость между координатой середины поля допуска замыкающего звена ($\Delta_0 A_\Delta$) и координатами середин полей допусков составляющих звеньев ($\Delta_0 A_i$). Для этого в соответствии со схемой (рис. 1.6) выразим предельные отклонения замыкающего звена и составляющих звеньев через координату середины поля допуска и допуск

$$\Delta_в A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2}; \tag{1.12}$$

$$\Delta_н A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2}; \tag{1.13}$$

$$\Delta_в A_i = \Delta_0 A_i + \frac{TA_i}{2}; \tag{1.14}$$

$$\Delta_н A_i = \Delta_0 A_i - \frac{TA_i}{2}. \tag{1.15}$$

Подставляя эти выражения в уравнения (1.10) и (1.11), имеем

$$\Delta_0 A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} = \sum_{i=1}^{n}\left(\Delta_0 A_i + \frac{TA_i}{2}\right) - \sum_{i=1}^{p}\left(\Delta_0 A_i - \frac{TA_i}{2}\right);$$

$$\Delta_0 A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2} = \sum_{i=1}^{n}\left(\Delta_0 A_i - \frac{TA_i}{2}\right) - \sum_{i=1}^{p}\left(\Delta_0 A_i + \frac{TA_i}{2}\right).$$

Сложив почленно эти уравнения и разделив левую и правую части полученного в результате этого равенства на 2, получим следующую зависимость:

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{i=1}^{n} \Delta_0 A_i - \sum_{i=1}^{p} \Delta_0 A_i , \qquad (1.16)$$

т. е. *координата середины поля допуска замыкающего звена равна разности сумм координат середин полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев*.

Если ввести передаточные отношения, то уравнение (1.16) примет вид

$$\Delta_0 A_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} \xi_i \Delta_0 A_i . \qquad (1.17)$$

Выразим среднее значение замыкающего звена ($A_{\Delta_{ср}}$) через средние значения составляющих звеньев ($A_{i_{ср}}$). Для этого сложим почленно уравнение (1.16) и уравнение (1.1) В результате получим

$$\Delta_0 A_\Delta + A_\Delta = \sum_{i=1}^{n} (\Delta_0 A_i + A_i) - \sum_{i=1}^{p} (\Delta_0 A_i + A_i) .$$

Учитывая, что (см. рис. 1.3)

$$\Delta_0 A_\Delta + A_\Delta = A_{\Delta_{ср}} ;$$

$$\Delta_0 A_i + A_i = A_{i_{ср}} ,$$

будем иметь

$$A_{\Delta_{ср}} = \sum_{i=1}^{n} A_{i_{ср}} - \sum_{i=1}^{p} A_{i_{ср}} , \qquad (1.18)$$

т. е. *среднее значение замыкающего звена равно разности сумм средних значений увеличивающих и уменьшающих звеньев*.

Используя передаточные отношения, уравнение (1.18) можно записать в виде

$$A_{\Delta_{ср}} = \sum_{i=1}^{n+p} \xi_i A_{i_{ср}} . \qquad (1.19)$$

Зависимости (1.3–1.5) и (1.10–1.11) получены в предположении, что в размерной цепи возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих звеньев или их обратное сочетание. Метод расчета размерных цепей, основанный на использовании этих зависимостей, получил название *метода максимума-минимума.* Он обеспечивает полную взаимозаменяемость, исключая появление брака.

Между тем, вероятность такого сочетания составляющих звеньев у конкретного изделия весьма мала. Указанное обстоятельство, а также законы распределения размеров этих звеньев, учитываются в *вероятностном методе* расчета размерных цепей, который отличается от метода максимума-минимума расчетом допуска замыкающего звена.

Полагая, что распределения размеров составляющих звеньев соответствуют нормальному закону, а границы полей рассеивания $\omega_i = 6\sigma_{A_i}$ совпадают с границами их полей допусков, можно принять:

$$\mathrm{TA}_i = 6\sigma_{\mathrm{A}_i}$$

или

$$\sigma_{\mathrm{A}_i} = \frac{1}{6}\mathrm{TA}_i . \qquad (1.20)$$

Так как среднее значение замыкающего звена представляет собой алгебраическую сумму средних значений составляющих звеньев, то в соответствии с известной в теории вероятностей теоремой о дисперсии суммы независимых случайных величин (составляющих звеньев) будем иметь:

$$\sigma^2_{\mathrm{A}_\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p} \sigma^2_{\mathrm{A}_i} .$$

Учитывая соотношение (1.20), можем записать:

$$(\mathrm{TA}_\Delta)^2 = \sum_{i=1}^{n+p} (\mathrm{TA}_i)^2$$

или

$$\mathrm{TA}_\Delta = \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} (\mathrm{TA}_i)^2} . \qquad (1.21)$$

Отметим, что при расчете по формуле (1.21) у 0,27 % изделий значение замыкающего звена может выйти за пределы допуска.

В общем случае, в том числе при распределениях размеров составляющих звеньев, отличающихся от нормального, допуск замыкающего звена плоской размерной цепи с параллельными звеньями определяется по формуле

$$\mathrm{TA}_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} \lambda_i^2 \left(\mathrm{TA}_i\right)^2} , \qquad (1.22)$$

где t_Δ – коэффициент риска; λ_i – относительное среднее квадратическое отклонение (безразмерный коэффициент).

Это отклонение находится из соотношения

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_{\mathrm{A}_i}}{\omega_i}$$

или

$$\lambda_i = \frac{2\sigma_{\mathrm{A}_i}}{\mathrm{TA}_i} .$$

Коэффициент риска t_Δ определяет вероятность попадания размеров замыкающего звена в пределы его поля допуска. Этот коэффициент выбирают из таблиц значений функции Лапласа $\Phi(t)$ в зависимости от принятого риска P.

При нормальном законе распределения размеров замыкающего звена и равновероятном его выходе за обе границы поля допуска значение P, % связано со значением $\Phi(t)$ формулой

$$P = 100\left[1 - 2\Phi(t)\right] . \qquad (1.23)$$

Ряд значений коэффициента t_Δ приведен в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Риск P, %	32	23	16	9	4,6	2,1	0,94	0,51	0,27	0,1
Коэффициент t_Δ	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	2,8	3	3,3

Значения коэффициента λ_i^2 составляют:

- при нормальном законе (законе Гаусса) распределения размеров составляющих звеньев $\lambda_i^2 = 1/9$;
- при распределении по закону Симпсона (равнобедренного треугольника) $\lambda_i^2 = 1/6$;
- при распределении по закону равной вероятности $\lambda_i^2 = 1/3$.

Нормальное распределение размеров чаще всего имеет место при крупносерийном и массовом производстве изделий, распределение по закону Симпсона – при серийном производстве, распределение по закону равной вероятности – при единичном производстве.

Если принять, что распределение размеров составляющих звеньев является нормальным, а риск P=0,27 %, то $\lambda_i^2 = 1/9$, коэффициент t_Δ=3 (см. табл. 1.1) и формула (1.22) преобразуется в формулу (1.21).

При расчетах размерных цепей возникают две основные задачи: прямая (проектная) и обратная (проверочная).

Прямая задача состоит в том, чтобы по известным номинальным значениям всех звеньев размерной цепи, допуску и предельным отклонениям замыкающего звена определить допуски и предельные отклонения составляющих звеньев.

Обратная задача заключается в том, чтобы по известным номинальным значениям, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальное значение, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

О выявлении размерных цепей

При размерном анализе конструкций изделий важнейшим этапом является этап выявления размерных цепей, т. е. нахождение замыкающего звена и определения допуска на него, а также нахождение составляющих звеньев.

Замыкающие звенья и допуски на них в ряде случаев устанавливаются соответствующими стандартами (например, на зубчатые передачи, металлорежущие станки и другие изделия). В остальных ситуациях замыкающие звенья определяются из условий эксплуатации изделия или из условий его собираемости. Допуски на замыкающие звенья устанавливаются на основе опыта эксплуатации изделий–аналогов или путем расчетов и специальных экспериментов.

Например, для нормальной работы вала, установленного на двух шариковых подшипниках (рис. 1.7), необходим зазор между наружным кольцом правого подшипника и крышкой. Этот зазор является замыкающим звеном размерной цепи, показанной на рис. 1.7. Для того, чтобы в процессе эксплуатации подшипники не были зажаты, минимальный зазор $A_{\Delta_{нм}}$ должен быть больше температурного удлинения вала. Это удлинение (в мм) может быть найдено по формуле

$$\Delta l = \frac{11,7(t_2 - t_1)l}{10^6},$$

где t_2 – рабочая температура вала, ° С; t_1 – температура окружающей среды, ° С; l – длина вала, мм. Величина максимального зазора $A_{\Delta_{нб}}$ назначается в зависимости от допускаемой осевой игры вала.

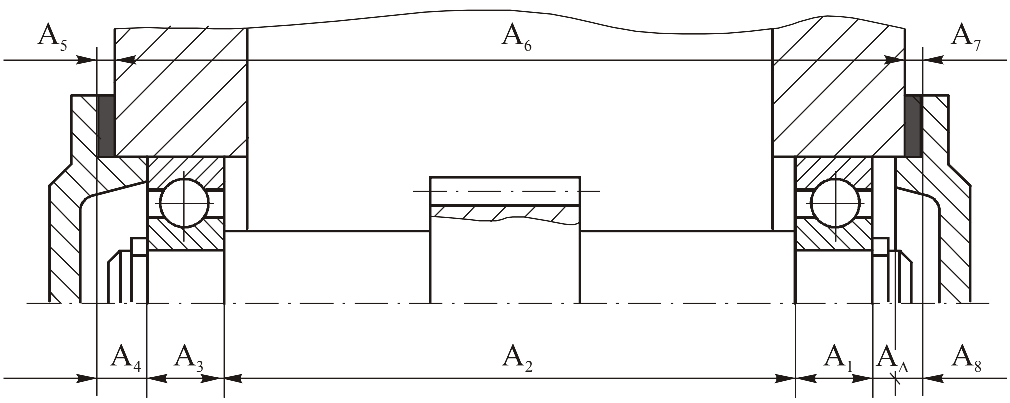


Рис. 1.7. Конструкторская размерная цепь

Примером, когда значение замыкающего звена размерной цепи определяется условием собираемости изделия, является следующий. Для соединения вала редуктора с валом электродвигателя жесткой муфтой необходимо, чтобы несовпадение осей валов (замыкающее звено) не превышало зазора между ними и отверстием муфты.

После нахождения замыкающего звена выявляются составляющие звенья размерной цепи. В число составляющих звеньев размерной цепи необходимо включать только тот размер детали, который непосредственно влияет на замыкающее звено. Это значит, что каждая деталь может участвовать в данной размерной цепи только одним из своих размеров.

Процедуру выявления составляющих звеньев рассмотрим на примере (рис. 1.7). Первой деталью, примыкающей к замыкающему звену слева, является наружное кольцо правого подшипника, размер A_1 которого непосредственно влияет на A_Δ. Следующей деталью, примыкающей к первой, является вал–шестерня, размер A_2 которой также непосредственно влияет на A_Δ. Далее следует наружное кольцо левого подшипника с размером A_3, затем левая крышка с размером бурта A_4, прокладки размером A_5, корпус с размером A_6, прокладки размером A_7. Последней деталью, примыкающей справа к замыкающему звену, является правая крышка с размером бурта A_8. Из схемы размерной цепи (рис. 1.7) следует, что звенья A_5, A_6 и A_7 являются увеличивающими, а остальные составляющие звенья – уменьшающими.

Лекция 3. Достижение точности замыкающих звеньев размерных цепей методами полной и неполной взаимозаменяемости

Обеспечение точности создаваемой машины (на этапе конструирования) сводится, в конечном счете, к достижению необходимой точности замыкающих звеньев размерных цепей, заложенных в ее конструкцию. Задача обеспечения требуемой точности замыкающих звеньев может быть экономично решена одним из пяти методов: полной взаимозаменяемости, неполной взаимозаменяемости, групповой взаимозаменяемости, пригонки или регулировки.

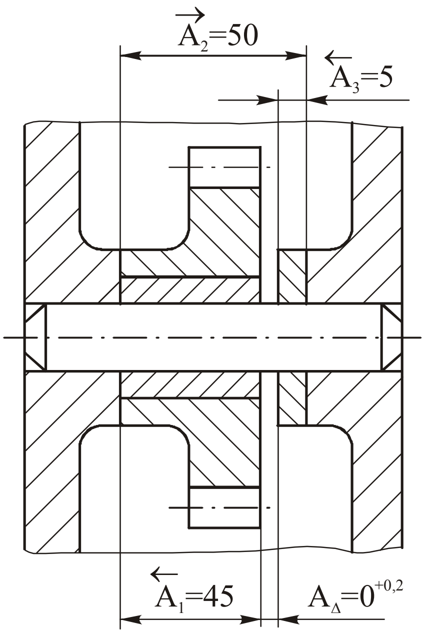


Рис. 2.1. Размерная цепь механизма

Рассмотрим решение этой задачи различными методами на примере размерной цепи, приведенной на рис. 2.1 .

Метод полной взаимозаменяемости

При этом методе требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается во всех случаях ее реализации путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений.

Широкое использование метода полной взаимозаменяемости объясняется следующими его преимуществами:

- простотой достижения требуемой точности замыкающего звена (например, использование этого метода при сборке сводит последнюю в простое соединение деталей);

- возможностью широкого кооперирования различных цехов и заводов при изготовлении отдельных деталей и сборочных единиц изделий;
- возможностью выполнения сборочных операций рабочими невысокой квалификации;
- простотой нормирования технологических процессов сборки.

Допуск и предельные отклонения составляющих звеньев размерной цепи рассчитывают методом максимума-минимума.

Расчет ведется в следующей последовательности.

1. Производится распределение допуска замыкающего звена между допусками составляющих звеньев. Эта локальная задача является многовариантной, так как для ее решения имеется только одно уравнение (1.5).

Для ориентировочных оценок допусков составляющих звеньев чаще всего используют способ равных допусков (равных влияний). В соответствии с ним допуск каждого составляющего звена принимают одним и тем же. Этот допуск [средний допуск $\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}}$] находят путем деления допуска замыкающего звена на число составляющих звеньев, т. е.

$$\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}} = \frac{\mathrm{TA}_\Delta}{n+p}.$$

Затем найденные указанным образом допуски составляющих звеньев корректируют с учетом сложности достижения точности каждого составляющего звена. В итоге стремятся снизить затраты на изготовление изделия.

Для рассматриваемого примера (рис. 2.1)

$$\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}} = \frac{0{,}2}{3} \cong 0{,}067 \text{ (мм).}$$

Наиболее сложным является обеспечение точности звена A_2 – расстояния между внутренними стенками корпуса, поэтому допуск этого звена желательно взять значительно большим допусков звеньев A_1 и A_3. С учетом этого подбором устанавливаем: TA_1=0,03 мм; TA_2=0,15 мм; TA_3=0,02 мм.

2. На все составляющие звенья, кроме одного, назначаются предельные отклонения. Обычно для размеров отверстий (охватывающих размеров) отклонения назначаются по H, для валов (охватываемых размеров) – по h, для остальных – симметричные отклонения.

Принимаем: $\mathrm{A}_1 = 45_{-0{,}03}$ мм; $\mathrm{A}_2 = 50^{+0{,}15}$ мм.

3. Для определения предельных отклонений «оставшегося» звена сначала с помощью уравнения (1.16) находится координата середины поля допуска этого звена. Затем с использованием соотношений (1.14) и (1.15) уже определяются сами отклонения.

Для рассматриваемого примера «оставшимся» звеном является A_3. Находим координату середины допуска этого звена

$$\Delta_0\mathrm{A}_\Delta = \Delta_0\mathrm{A}_2 - \Delta_0\mathrm{A}_1 - \Delta_0\mathrm{A}_3;$$

$$0,1 = 0,075 - (-0,015) - \Delta_0 A_3 .$$

Отсюда

$$\Delta_0 A_3 = -0,01 \text{ (мм)}.$$

Предельные отклонения звена A_3 составят:

$$\Delta_в A_3 = \Delta_0 A_3 + \frac{TA_3}{2} = -0,01 + \frac{0,02}{2} = 0 \text{ (мм)};$$

$$\Delta_н A_3 = \Delta_0 A_3 - \frac{TA_3}{2} = -0,01 - \frac{0,02}{2} = -0,02 \text{ (мм)}.$$

Таким образом, получим $A_3 = 5_{-0,02}$ (мм).

Правильность решения прямой задачи проверим, решив обратную задачу.

1. С помощью уравнения (1.1) найдем номинальное значение замыкающего звена

$$A_\Delta = A_2 - A_1 - A_3 = 50 - 45 - 5 = 0 \text{ (мм)}.$$

2. С помощью уравнений (1.10) и (1.11) определим его предельные отклонения

$$\Delta_в A_\Delta = \Delta_в A_2 - \Delta_н A_1 - \Delta_н A_3 = 0,15 - (-0,03) - (-0,02) = 0,2 \text{ (мм)};$$

$$\Delta_н A_\Delta = \Delta_н A_2 - \Delta_в A_1 - \Delta_в A_3 = 0 - 0 - 0 = 0 \text{ (мм)}.$$

Таким образом, получим $A_\Delta = 0^{+0,2}$ мм, т. е. прямая задача решена верно.

Метод полной взаимозаменяемости, учитывающий возможность самого неблагоприятного сочетания предельных отклонений составляющих звеньев, часто приводит к очень жестким (неэкономичным) допускам этих звеньев. Считается, что экономически оправданной областью применения метода полной взаимозаменяемости являются размерные цепи с небольшим числом звеньев (обычно $n + p \leq 4$) и относительно широким допуском замыкающего звена.

Метод неполной взаимозаменяемости

Суть метода состоит в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается с некоторым заранее установленным риском путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. Преднамеренный риск выхода значений замыкающего звена за пределы допуска обычно невелик. Однако этот риск дает возможность (как будет показано ниже) очень существенно расширить допуски составляющих звеньев по сравнению с допусками, установленными методом полной взаимозаменяемости и, тем самым, значительно снизить затраты на изготовление деталей и изделий в целом.

При методе неполной взаимозаменяемости расчет допусков составляющих звеньев ведется с использованием уравнения (1.22), полученного на основе положений теории вероятностей.

Решение прямой задачи рассмотренным методом производится следующим образом.

1. Задаемся значениями коэффициента риска t_Δ и относительного среднего квадратического отклонения λ_i. Для рассматриваемого примера (рис. 2.1) примем, что риск P=1 %, при котором t_Δ=2,57 (см. табл. 1.1). Считая, что распределение размеров составляющих звеньев соответствует закону Гаусса, берем λ_i^2=1/9.

Для ориентировочных оценок допусков составляющих звеньев определяем средний допуск $\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}}$ по формуле

$$\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}} = \frac{\mathrm{TA}_\Delta}{t_\Delta\sqrt{\lambda_i^2(n+p)}},$$

вытекающей из формулы (1.22). Для рассматриваемого примера получим

$$\left(\mathrm{TA}_i\right)_{\text{ср}} = \frac{0,2}{2,57\sqrt{\frac{1}{9}\cdot 3}} = 0,135 \text{ (мм)}.$$

2. Используя формулу (1.22), подбором устанавливаем следующие допуски составляющих звеньев: TA_1=0,1 мм; TA_2=0,2 мм; TA_3=0,06 мм.

Правильность подбора допусков проверяем по формуле (1.22):

$$\mathrm{TA}_\Delta = t_\Delta\sqrt{\sum_{i=1}^{n+p}\lambda_i^2\left(\mathrm{TA}_i\right)^2} = 2,57\sqrt{1/9\left[\left(0,1\right)^2+\left(0,2\right)^2+\left(0,06\right)^2\right]} = 0,2 \text{ (мм)}.$$

В дальнейшем решение прямой задачи совпадает с ее решением методом максимума-минимума.

3. На все составляющие звенья, кроме одного, назначаем предельные отклонения. Принимаем:

$$\mathrm{A}_1 = 45_{-0,1} \text{ мм; } \mathrm{A}_2 = 50^{+0,2} \text{ мм.}$$

4. Находим координату середины поля допуска звена A_3

$$\Delta_0\mathrm{A}_\Delta = \Delta_0\mathrm{A}_2 - \Delta_0\mathrm{A}_1 - \Delta_0\mathrm{A}_3;$$
$$0,1 = 0,1-(-0,05)-\Delta_o\mathrm{A}_3.$$

Отсюда

$$\Delta_0\mathrm{A}_3 = 0,05 \text{ мм.}$$

Находим предельные отклонения звена A_3:

$$\Delta_{\text{в}}\mathrm{A}_3 = \Delta_0\mathrm{A}_3 + \frac{\mathrm{TA}_3}{2} = 0,05 + \frac{0,06}{2} = 0,08 \text{ (мм);}$$

$$\Delta_{\text{н}}\mathrm{A}_3 = \Delta_0\mathrm{A}_3 - \frac{\mathrm{TA}_3}{2} = 0,05 - \frac{0,06}{2} = 0,02 \text{ (мм).}$$

Таким образом, получим $\mathrm{A}_3 = 5^{+0,08}_{+0,02}$ мм.

Правильность решения прямой задачи проверим, решив обратную задачу.

1. С помощью уравнения (1.1) найдем номинальное значение замыкающего звена

$$A_\Delta = A_2 - A_1 - A_3 = 50 - 45 - 5 = 0 \text{ (мм)}.$$

2. Найдем координату середины поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_0 A_\Delta = \Delta_0 A_2 - \Delta_0 A_1 - \Delta_0 A_3 = 0{,}1 - (-0{,}05) - (-0{,}05) = 0{,}1 \text{ (мм)}.$$

3. Определим предельные отклонения замыкающего звена

$$\Delta_в A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} = 0{,}1 + \frac{0{,}2}{2} = 0{,}2 \text{ (мм)};$$

$$\Delta_н A_\Delta = \Delta_0 A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2} = 0{,}1 - \frac{0{,}2}{2} = 0 \text{ (мм)}.$$

Таким образом, получим $A_\Delta = 0^{+0{,}2}$ мм, т. е. прямая задача решена верно.

Таблица 2.1

Метод обеспечения точности замыкающего звена	Составляющие звенья		
	A_1	A_2	A_3
Полной взаимозаменяемости	$45_{-0{,}03}$	$50^{+0{,}15}$	$5_{-0{,}02}$
Неполной взаимозаменяемости	$45_{-0{,}1}$	$50^{+0{,}2}$	$5^{+0{,}08}_{+0{,}02}$

В табл. 2.1 сопоставлены результаты расчетов допусков и предельных отклонений составляющих звеньев рассматриваемой размерной цепи (рис. 2.1), выполненных методом полной и неполной взаимозаменяемости. Видно, что метод неполной взаимозаменяемости по сравнению с методом полной взаимозаменяемости позволяет даже для коротких размерных цепей значительно увеличить допуски составляющих звеньев. Экономический эффект от использования метода неполной взаимозаменяемости вместо метода полной взаимозаменяемости возрастает с уменьшением допуска замыкающего звена и увеличением числа звеньев размерной цепи.

Лекция 4. Достижение точности замыкающих звеньев размерных цепей методом групповой взаимозаменяемости

При этом методе требуемая точность замыкающего звена достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, принадлежащих к соответственным группам, на которые они предварительно рассортированы.

Метод групповой взаимозаменяемости (называемый также селективной сборкой) обычно применяют при малом допуске замыкающего звена, обеспечить который методом неполной взаимозаменяемости оказывается затруднительно или даже невозможно. При использовании метода групповой взаимозаменяемости заданный допуск замыкающего звена TA_Δ увеличивают в N раз (N – целое число). Расширенный допуск $\mathrm{T'A}_\Delta = \mathrm{TA}_\Delta \cdot N$, часто называемый производственным допуском, используют для расчета допусков составляющих звеньев размерной цепи. Детали, изготовленные с такими относительно широкими допусками сортируют по размерам на N групп и каждой присваивают номер. Изделия собирают из деталей, принадлежащих к одной группе, что обеспечивает требуемый допуск замыкающего звена TA_Δ.

Таким образом, при сборке изделий из деталей, принадлежащих к одной группе, допуск замыкающего звена TA_Δ обеспечивается методом полной взаимозаменяемости.

При оценке экономической эффективности данного метода необходимо учитывать дополнительные расходы, связанные с точным измерением и сортировкой деталей по группам, их маркировкой и хранением. Организационные трудности и расходы возрастают при увеличении числа звеньев в размерной цепи и числа групп деталей. Этим объясняется то, что метод применяют для размерных цепей с числом звеньев не более четырех, а число групп деталей стремятся сделать возможно меньшим.

Для применения метода групповой взаимозаменяемости необходимо, чтобы выполнялись следующие условия.

1. Точность формы и расположения поверхностей деталей не должна превышать допуска их размера в группе. Очевидно, что если это условие не выполняется, то применение метода групповой взаимозаменяемости оказывается невозможным.

2. При распределении расширенного допуска замыкающего звена $\mathrm{T'A}_\Delta$ между составляющими звеньями необходимо, чтобы сумма допусков увеличивающих звеньев была равна сумме допусков уменьшающих звеньев, т. е.

$$\sum_{i=1}^{n} \mathrm{T'A}_i = \sum_{j=1}^{p} \mathrm{T'A}_i .$$

Если это равенство не будет соблюдаться, то среднее значение замыкающего звена изделий, собранных из деталей разных соответственных групп, будет различным.

Покажем это на примере трехзвенной размерной цепи , к которой можно свести любую многозвенную цепь.

На рис. 2.2 показана размерная цепь A, определяющая зазор между валом и отверстием во втулке. Уравнение этой размерной цепи

$$A_\Delta = A_1 - A_2 .$$

Допуск TA_Δ замыкающего звена увеличен в N раз.

В соответствии с расширенным допуском замыкающего звена установлены производственные допуски $T'A_1$ и $T'A_2$ составляющих звеньев, причем $T'A_1 = T'A_2$.

Каждое из полей допусков $T'A_1$ и $T'A_2$ разделено на N интервалов, т. е. образовано N групп деталей.

При этом

$$T^I A_1 = T^{II} A_1 = \ldots = T^N A_1 ;$$

$$T^I A_2 = T^{II} A_2 = \ldots = T^N A_2 ;$$

$$T^I A_1 + T^I A_2 = T^{II} A_1 + T^{II} A_2 = \ldots = T^N A_1 + T^N A_2 = TA_\Delta .$$

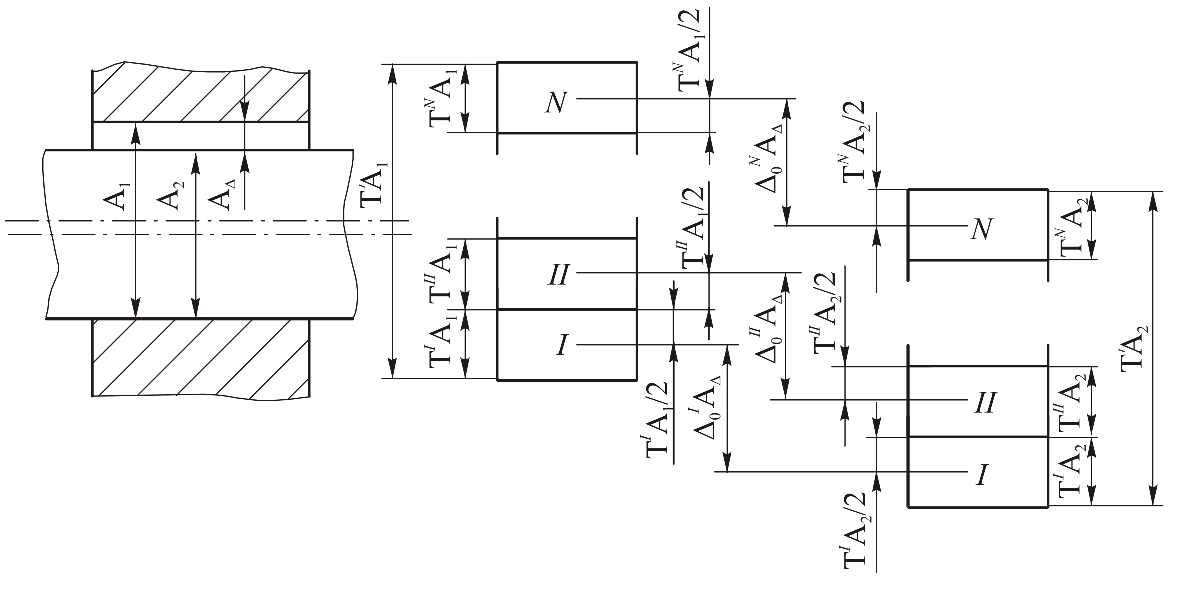


Рис. 2.2. К достижению точности замыкающего звена методом групповой взаимозаменяемости

Таким образом, соединение деталей, взятых из соответственных групп, обеспечит допуск TA_Δ точно так же, как и при методе полной взаимозаменяемости.

Координаты середины поля допуска замыкающего звена:
для первых интервалов $T^I A_1$ и $T^I A_2$

$$\Delta_0^I A_\Delta = \Delta_0^I A_1 - \Delta_0^I A_2;$$

для вторых интервалов $T^{II}A_1$ и $T^{II}A_2$

$$\Delta_0^{II} A_\Delta = \left(\Delta_0^I A_1 + T^I A_1\right) - \left(\Delta_0^I A_2 + T^I A_2\right).$$

Так как $T^I A_1 = T^I A_2$, то

$$\Delta_0^{II} A_\Delta = \Delta_0^I A_1 - \Delta_0^I A_2.$$

Таким образом, при равенстве расширенных допусков $T'A_1 = T'A_2$ координаты середины полей допусков замыкающего звена и его средние значения в разных группах деталей будут одинаковыми.

Этого не произойдет при $T'A_1 \neq T'A_2$ и соблюдении равенства $T'A_1 + T'A_2 = T'A_\Delta$.

Так, для вторых интервалов $T^{II}A_1$ и $T^{II}A_2$

$$\Delta_0^{II} A_\Delta = \left(\Delta_0^I A_1 + T^I A_1\right) - \left(\Delta_0^I A_2 + T^I A_2\right).$$

Но так как $T^I A_1 \neq T^I A_2$, то

$$\Delta_0^{II} A_\Delta \neq \Delta_0^I A_\Delta$$

т. е. координаты середин полей допусков замыкающего звена и его средние значения в разных группах деталей будут разными.

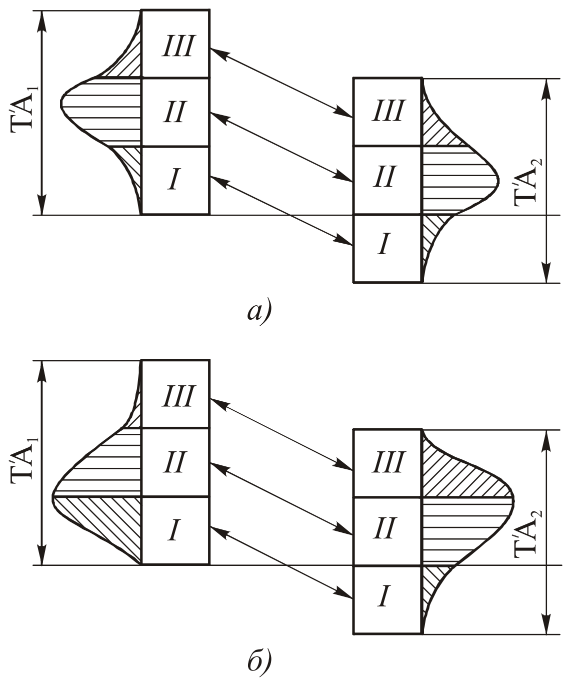


Рис. 2.3. Влияние характера распределений размеров на собираемость изделий (стрелки направлены к соответственным группам деталей)

3. Важным требованием, в значительной степени определяющим экономичность метода групповой взаимозаменяемости, является требование идентичности распределений размеров в пределах полей допусков. Только при соблюдении этого условия будет обеспечиваться комплектность изделий (рис. 2.3, *а*), не будет избытка одних и нехватки других деталей в группе, т. е.

ситуации, показанной на рис. 2.3, *б*. Полностью избежать этого трудно. Поэтому при использовании метода групповой взаимозаменяемости практически всегда имеется незавершенное производство.

Метод групповой взаимозаменяемости целесообразно использовать в крупносерийном и массовом производстве для соединений высокой точности. При изготовлении подшипников качения и сборке резьбовых соединений с натягом этот метод является единственным экономичным методом обеспечения точности.

Рассмотрим применение метода групповой взаимозаменяемости для обеспечения точности замыкающего звена в примере, показанном на рис. 2.1.

Напомним, что в этом примере замыкающее звено $\mathrm{A}_\Delta = 0^{+0,2}$ мм. Номинальные значения составляющих звеньев: A_1=45 мм; A_2=50 мм; A_3=5 мм. Уравнение размерной цепи

$$\mathrm{A}_\Delta = \mathrm{A}_2 - \mathrm{A}_1 - \mathrm{A}_3.$$

Допустим, что экономически целесообразным является расширение допуска замыкающего звена A_Δ в три раза, т. е. число групп деталей N=3. Расширенный допуск замыкающего звена

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta = \mathrm{TA}_\Delta \cdot N = 0,2 \cdot 3 = 0,6 \text{ (мм)}.$$

Сумма расширенных допусков увеличивающих звеньев должна быть равна сумме расширенных допусков уменьшающих, т. е.

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_2 = \mathrm{T}'\mathrm{A}_1 + \mathrm{T}'\mathrm{A}_3 = \frac{1}{2}\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta.$$

Отсюда

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_2 = \frac{1}{2}\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta = \frac{0,6}{2} = 0,3 \text{ (мм)};$$

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_1 + \mathrm{T}'\mathrm{A}_3 = \frac{1}{2}\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta = 0,3 \text{ (мм)}.$$

Учитывая сложность изготовления деталей, принимаем

$\mathrm{T}'\mathrm{A}_1$=0,24 мм и $\mathrm{T}'\mathrm{A}_3$=0,06 мм.

Соответственно групповые допуски составят:

$$\mathrm{TA}_1 = \frac{\mathrm{T}'\mathrm{A}_1}{N} = \frac{0,24}{3} = 0,08 \text{ (мм)};$$

$$\mathrm{TA}_2 = \frac{\mathrm{T}'\mathrm{A}_2}{N} = \frac{0,3}{3} = 0,1 \text{ (мм)};$$

$$\mathrm{TA}_3 = \frac{\mathrm{T}'\mathrm{A}_3}{N} = \frac{0,06}{3} = 0,02 \text{ (мм)}.$$

Для *I* группы деталей (см. табл. 2.2) примем следующие координаты середин полей допусков размеров

$$\Delta_0\mathrm{A}_1 = -0,04 \text{ мм}; \ \Delta_0\mathrm{A}_2 = +0,05 \text{ мм}.$$

Координату середины поля допуска размера A_3 найдем из уравнения

$$\Delta_0 A_\Delta = \Delta_0 A_2 - \Delta_0 A_1 - \Delta_0 A_3\,;$$
$$0{,}1 = 0{,}05 - (-0{,}04) - \Delta_0 A_3\,.$$

Отсюда

$$\Delta_0 A_3 = -0{,}1 + 0{,}05 + 0{,}04 = -0{,}01 \text{ (мм)}.$$

Координаты середины полей допусков размеров каждой следующей группы (табл. 2.2) получаются увеличением этой координаты предшествующей группы на величину группового допуска, т. е. для звена A_1 – на 0,08 мм; для звена A_2 – на 0,1 мм; для звена A_3 – на 0,02 мм.

Две последние колонки этой таблицы показывают, что при соединении деталей соответственных групп требуемое значение замыкающего звена будет обеспечено.

Номинальные значения и предельные отклонения составляющих звеньев в группах деталей приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.2

Допуски и координаты середин полей допусков составляющих звеньев

Группа	TA_1	$\Delta_o A_1$	TA_2	$\Delta_o A_2$	TA_3	$\Delta_o A_3$	TA_Δ	$\Delta_o A_\Delta$
I	0,08	–0,04	0,1	+0,05	0,02	–0,01	0,2	0,1
II	0,08	+0,04	0,1	+0,15	0,02	+0,01	0,2	0,1
III	0,08	+0,12	0,1	+0,25	0,02	+0,03	0,2	0,1

Таблица 2.3

Номинальные значения и предельные отклонения составляющих звеньев

Группа	A_1	A_2	A_3
I	$45_{-0,08}$	$50^{+0,1}$	$5_{-0,02}$
II	$45^{+0,08}$	$50^{+0,2}_{+0,1}$	$5^{+0,02}$
III	$45^{+0,16}_{+0,08}$	$50^{+0,3}_{+0,2}$	$5^{+0,04}_{+0,02}$

Лекция 5. Достижение точности замыкающих звеньев размерных цепей методами пригонки и регулирования

Суть метода заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера так называемого компенсирующего звена (одного из составляющих звеньев) путем снятия с него определенного слоя материала. На схеме размерной цепи обозначение компенсирующего звена, часто называемого просто компенсатором, заключается в прямоугольную рамку, например $\boxed{\mathrm{A}_1}$.

При обеспечении точности замыкающего звена методом пригонки на все составляющие звенья устанавливают экономичные в данных производственных условиях допуски, а также задают координаты середин полей допусков:

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_1,\ \mathrm{T}'\mathrm{A}_2,\ \ldots\ \mathrm{T}'\mathrm{A}_{n+p};$$

$$\Delta'_0\mathrm{A}_1,\ \Delta'_0\mathrm{A}_2,\ \ldots\ \Delta'_0\mathrm{A}_{n+p}.$$

При этом допуск замыкающего звена $\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta$ может превышать требуемый TA_Δ, т. е.

$$\mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} \mathrm{T}'\mathrm{A}_i > \mathrm{TA}_\Delta.$$

Разность этих допусков называют наибольшей расчетной компенсацией

$$\delta_\text{к} = \mathrm{T}'\mathrm{A}_\Delta - \mathrm{TA}_\Delta.$$

Она должна удаляться из размерной цепи путем снятия припуска с компенсирующего звена.

Последовательность и содержание пригоночных работ покажем на рассматриваемом примере (рис. 2.1), полагая, что в качестве компенсирующего звена взято проставочное кольцо толщиной A_3. Сперва производится предварительная сборка изделия (без установки проставочного кольца) и измеряется расстояние между торцом зубчатого колеса и стенкой корпуса. Размер компенсирующего звена A_3 обычно определяют как разность этого расстояния и средней величины требуемого зазора A_Δ. Далее изделие разбирают. Затем путем снятия с проставочного кольца припуска получают его требуемый размер и производят окончательную сборку изделия.

Произвольное назначение координат середин полей допусков составляющих звеньев может привести к тому, что у компенсирующего звена не будет нужного запаса материала для пригонки. Для того чтобы обеспечить минимально необходимый запас материала (припуск) для пригонки, в координату середины поля допуска компенсирующего звена необходимо ввести поправку $\Delta_\text{к}$.

Получим, следуя , формулу для вычисления $\Delta_к$. Для этого рассмотрим трехзвенную размерную цепь $А$, показанную на рис. 2.4. В этой цепи требуется обеспечить допуск замыкающего звена $ТА_\Delta$ и координату середины его поля допуска $\Delta_0 А_\Delta$. На составляющие звенья $А_1$ и $А_2$ размерной цепи назначены допуски $Т'А_1$ и $Т'А_2$, экономически целесообразные для данных производственных условий, и координаты середин полей допусков $\Delta'_0 А_1$ и $\Delta'_0 А_2$. В качестве компенсирующего звена выбрано звено $А_1$.

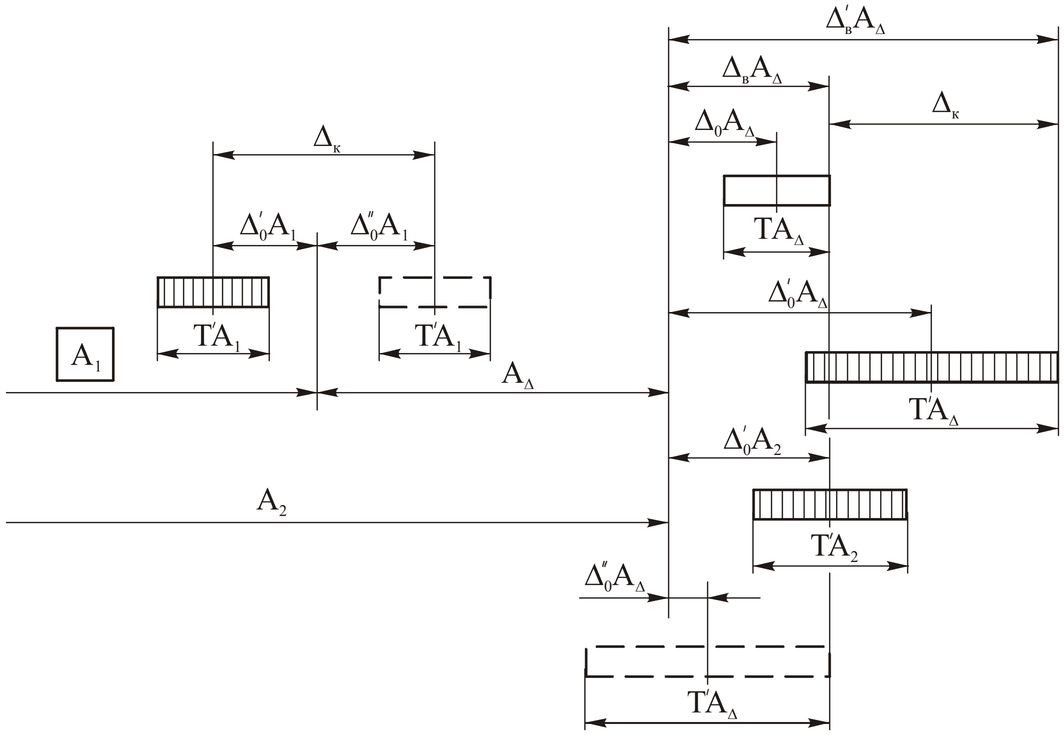


Рис. 2.4. Схема к определению поправки $\Delta_к$

При принятых допусках и координатах середин полей допусков составляющих звеньев допуск замыкающего звена составит $Т'А_\Delta$, а координата середины его поля будет $\Delta'_0 А_\Delta$. Видно (рис. 2.4), что верхнее отклонение замыкающего звена $А_\Delta$ отстоит от верхней границы поля допуска $Т'А_\Delta$ на величину поправки $\Delta_к$. Ее значение может быть определено следующим образом:

$$\Delta'_в А_\Delta = \Delta_в А_\Delta + \Delta_к;$$

$$\Delta'_0 А_\Delta + 0,5Т'А_\Delta = \Delta_0 А_\Delta + 0,5ТА_\Delta + \Delta_к.$$

Из последнего выражения

$$\Delta_к = 0,5\left(Т'А_\Delta - ТА_\Delta\right) + \Delta'_0 А_\Delta - \Delta_0 А_\Delta.$$

Учитывая, что

$$Т'А_\Delta - ТА_\Delta = \delta_к,$$

получим следующую формулу для определения поправки $\Delta_к$

$$\Delta_к = 0{,}5\delta_к + \Delta_0' A_\Delta - \Delta_0 A_\Delta .$$

Так как компенсирующее звено A_1 является уменьшающим, то для обеспечения минимально необходимого припуска на пригонку надо в координату $\Delta_0' A_1$ ввести поправку $\Delta_к$, придав полю допуска $T'A_1$ положение, показанное штриховыми линиями и характеризуемое координатой $\Delta_0'' A_1$. Это изменит положение поля допуска $T'A_\Delta$ (показано штриховыми линиями), приведет к совмещению его верхней границы с верхней границей TA_Δ и обеспечит минимальный припуск на пригонку.

При произвольном числе составляющих звеньев размерной цепи формула для вычисления поправки $\Delta_к$ примет вид

$$\Delta_к = 0{,}5\delta_к + \sum_{i=1}^{n+p} \xi \Delta_0' A_i - \Delta_0 A_\Delta .$$

Если компенсирующее звено является уменьшающим (при пригонке его размер уменьшается), то поправку в координату середины его поля допуска вносят со своим знаком. Если компенсирующее звено является увеличивающим (при пригонке его размер возрастает), то поправку вносят со знаком, обратным полученному при вычислении.

При выборе компенсирующего звена в размерной цепи необходимо руководствоваться следующими соображениями.

1. В качестве компенсатора нужно выбирать деталь, изменение размера которой при пригонке является наиболее простым и требует наименьших затрат.
2. В качестве компенсатора недопустимо использовать деталь, размер которой является общим составляющим звеном параллельно связанных размерных цепей. Например (рис. 2.5), если выбрать в качестве компенсирующего звена $A_2 = Б_2$, то, добившись требуемой точности A_Δ за счет изменения A_2, уже нельзя изменить значение $Б_2$, не нарушая точности A_Δ.

Теперь рассмотрим применение метода пригонки для обеспечения точности замыкающего звена в примере размерной цепи, данной на рис. 2.1. В этом примере $A_\Delta = 0^{+0,2}$ мм. Уравнение размерной цепи

$$A_\Delta = A_2 - A_1 - A_3 .$$

Номинальные значения составляющих звеньев: A_1=45 мм; A_2=50 мм; A_3=5 мм.

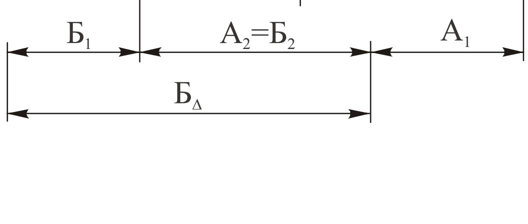


Рис. 2.5. Параллельно связанные размерные цепи

Выберем в качестве компенсирующего звено A_3 – проставочное кольцо, толщина которого легко может быть изменена путем, например, плоского шлифования.

Установим на составляющие звенья экономически целесообразные допуски и зададим координаты середин их полей (табл. 2.4).

Таблица 2.4

Звено	$T'A_i$, мм	$\Delta'_0 A_i$, мм
A_1	0,3	–0,15
A_2	0,4	+0,20
A_3	0,1	+0,25

При установленных допусках $T'A_i$ допуск замыкающего звена

$$T'A_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p} T'A_i = 0{,}3+0{,}4+0{,}1=0{,}8 \text{ (мм)}.$$

Наибольшая возможная компенсация

$$\delta_к = T'A_\Delta - TA_\Delta = 0{,}8–0{,}2=0{,}6 \text{ (мм)}.$$

Для того, чтобы компенсатор имел минимально необходимую для пригонки толщину, в координату середины поля допуска компенсирующего звена A_3 нужно ввести поправку

$$\Delta_к = 0{,}5\delta_к + \sum_{i=1}^{n+p} \xi_i \Delta'_0 A_i - \Delta_0 A_\Delta = 0{,}5\cdot 0{,}6+(0{,}15+0{,}20–0{,}25)–0{,}1=0{,}3 \text{ (мм)}.$$

Так как компенсирующее звено является уменьшающим, то поправка $\Delta_к$ должна быть введена в координату середины его поля допуска со своим знаком, т. е. получим

$$\Delta'_0 A_3 = 0{,}25+0{,}3=0{,}55 \text{ (мм)}.$$

Таким образом, размеры составляющих звеньев будут: $A_1 = 45_{-0{,}3}$ мм; $A_2 = 50^{+0{,}4}$ мм; $A_3 = 5^{+0{,}6}_{+0{,}5}$ мм.

Основным достоинством пригонки является возможность достижения высокой точности замыкающего звена при относительно невысокой точности деталей.

Недостатками пригонки является необходимость использования рабочих высокой квалификации и значительные колебания затрат времени при ее выполнении из-за колебаний удаляемых припусков. Последнее затрудняет применение поточных методов производства.

Экономичной областью использования метода пригонки считается единичное и мелкосерийное производство.

Лекция 6. Достижение точности замыкающих звеньев размерных цепей методами пригонки и регулирования (продолжение)

Сущность метода регулировки заключается в том, что требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера компенсирующего звена без удаления материала с компенсатора.

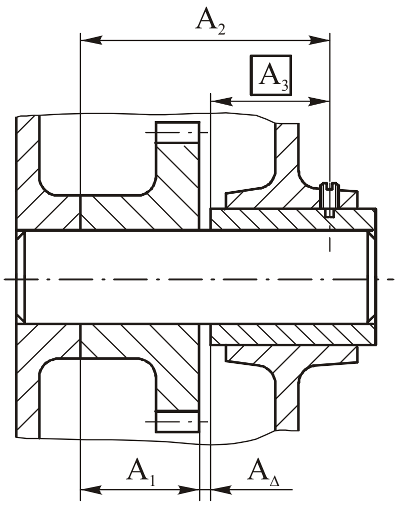


Рис. 2.6. Обеспечение точности зазора A_Δ *методом регулировки с применением подвижного компенсатора*

Принципиально метод регулировки аналогичен методу пригонки. Различие между ними состоит в способе изменения размера компенсирующего звена. При методе регулировки это изменение может быть выполнено двумя путями: изменением положения компенсирующего звена или введением в изделие специальной детали, имеющей требуемый размер. В первом случае компенсатор называют подвижным, во втором – неподвижным.

Примером подвижного компенсатора является втулка в механизме (рис. 2.6), перемещая которую в осевом направлении можно регулировать зазор A_Δ между ее торцом и торцом зубчатого колеса. После установления требуемого зазора положение втулки фиксируют относительно корпуса стопорным винтом.

В качестве неподвижных компенсаторов используют проставочные кольца, прокладки и другие детали простой конструкции. Группы неподвижных компенсаторов разных размеров должны быть изготовлены заранее.

Последовательность действий при обеспечении требуемой точности замыкающего звена методом регулировки с использованием неподвижных компенсаторов покажем на рассматриваемом примере (рис. 2.1), считая, что роль неподвижного компенсатора выполняет проставочное кольцо. Так же, как и в методе пригонки, сначала производится предварительная сборка изделия (без установки проставочного кольца), измеряется расстояние между торцом зубчатого колеса и стенкой корпуса и определяется размер компенсатора (подробнее вопрос о выборе этого размера будет рассмотрен ниже). После этого изделие разбирают, а затем окончательно собирают, устанавливая на него заранее изготовленное проставочное кольцо соответствующего размера.

При методе регулировки, так же, как и при методе пригонки, на составляющие звенья назначают приемлемые для данных производственных условий допуски и устанавливают координаты середин их полей.

При применении подвижного компенсатора определяют наибольшую возможную компенсацию $\delta_к$, которую учитывают при разработке конструкции подвижного компенсатора.

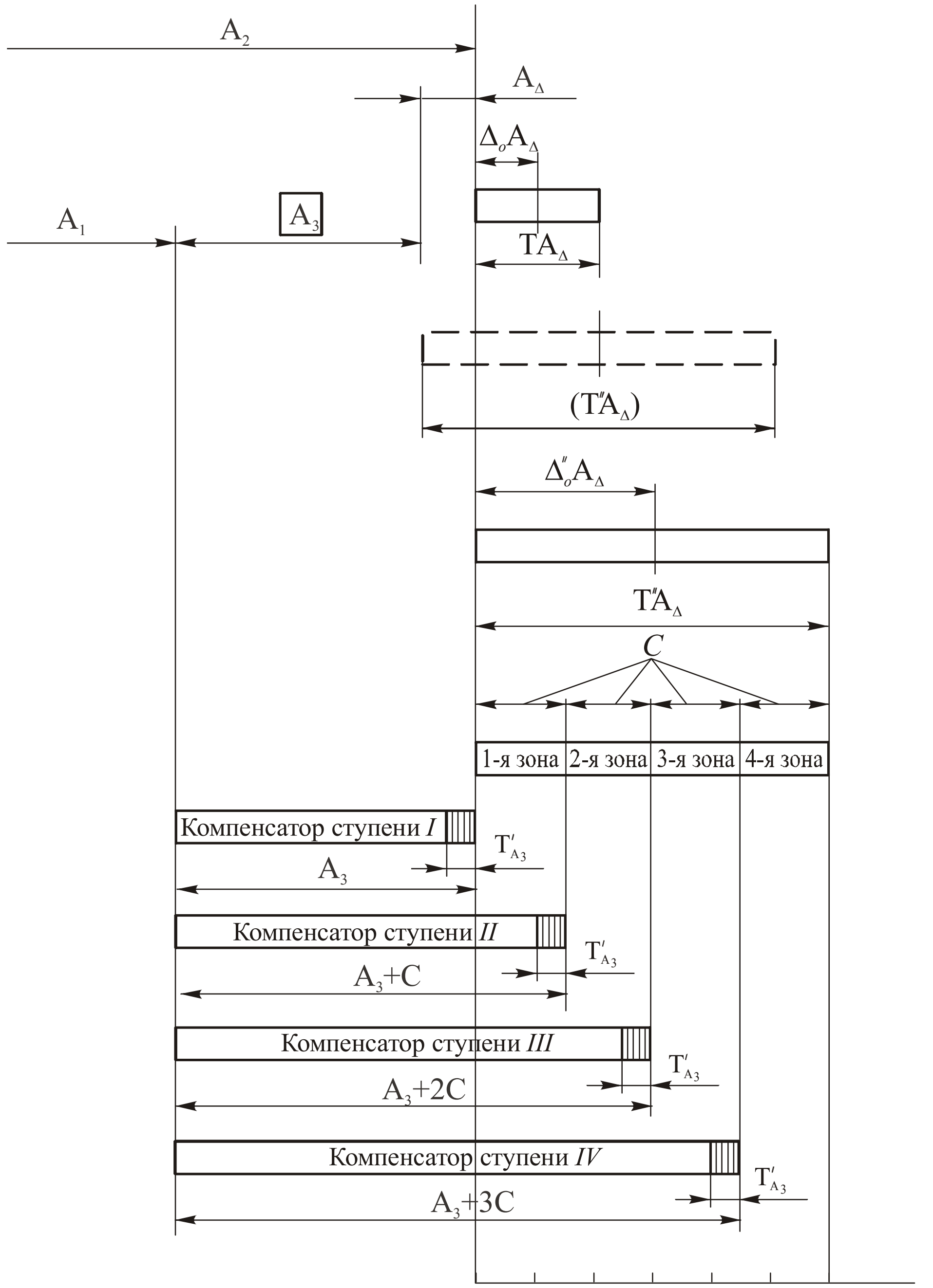


Рис. 2.7. Схема к определению размеров неподвижных компенсаторов

При применении неподвижного компенсатора необходимо учитывать, что он не в состоянии скомпенсировать собственный допуск. Поэтому в расчетах этот допуск учитывать нельзя. При установленных допусках $T'A_i$ и координатах серединих полей $\Delta'_0 A_i$ допуск замыкающего звена и координата середины его поля составит

$$T''A_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p-1} T'A_i;$$

$$\Delta''A_\Delta = \sum_{i=1}^{n+p-1} \xi_i \Delta'_0 A_i.$$

Здесь $n+p-1$ означает, что при суммировании значения допуска компенсатора $T'A_к$ и координата середины его поля $\Delta'_0 A_к$ не учтены.

Наибольшая возможная компенсация

$$\delta_к = T''A_\Delta - TA_\Delta.$$

Далее необходимо определить число ступеней (групп) компенсаторов и их размеры.

Число ступеней компенсаторов находится по формуле

$$N_к = T''A_\Delta / (TA_\Delta - T'A_к).$$

Для определения размеров неподвижного компенсатора обратимся к рис. 2.7, на котором представлена размерная цепь А механизма, показанного на рис. 2.1. В этой цепи: A_1 – ширина зубчатого колеса; A_2 – расстояние между стенками корпуса механизма; A_3 – толщина проставочного кольца (компенсатора); A_Δ – зазор между проставочным кольцом и стенкой корпуса.

Произвольный выбор координат $\Delta'_0 A_i$ середин полей допусков $n+p-1$ составляющих звеньев (размеров A_1 и A_2) может привести к расположению поля допуска $T''A_\Delta$ относительно поля допуска TA_Δ, не удобному для определения размеров компенсатора, например, к положению, показанному на рис. 2.7 штриховыми линиями. Намного проще определять размеры компенсаторов при совмещении верхних или нижних границ полей допусков $T''A_\Delta$ и TA_Δ.

Найдем координату середины поля допуска $T''A_\Delta$, которая, например, позволит совместить нижние границы полей допусков $T''A_\Delta$ и TA_Δ.

Из схемы (рис. 2.7) можно записать

$$\Delta''_0 A_\Delta - 0{,}5T''A_\Delta = \Delta_н A_\Delta.$$

Отсюда

$$\Delta''_0 A_\Delta = \Delta_н A_\Delta + 0{,}5T''A_\Delta.$$

Так как $\Delta_н A_\Delta$ задано условием задачи, а $T''A_\Delta$ было уже определено, то значение $\Delta''_0 A_\Delta$ становится известным.

Далее обычным путем по $\Delta''_0 A_\Delta$ находятся координаты середин полей допусков $n+p-1$ составляющих звеньев.

Координату середины поля допуска компенсирующего звена устанавливают независимо от координат середин полей допусков других составляющих звеньев. Для упрощения расчета размеров компенсаторов рекомендуется задавать координату середины поля допуска со знаком «минус», т. е. как это показано на рис. 2.7.

Номинальный размер компенсатора первой ступени равен номинальному размеру компенсатора. Номинальный размер компенсаторов каждой следующей ступени будет отличаться от номинального размера предшествующей ступени на величину C ступени компенсации:

$$C = \mathrm{TA}_{\Delta} - \mathrm{T'A}_{к}.$$

Допуски компенсаторов всех ступеней остаются одними и теми же (см. рис. 2.7).

Теперь рассмотрим применение метода регулировки с использованием неподвижных компенсаторов для обеспечения точности замыкающего звена в примере, приведенном на рис. 2.1.

Напомним еще раз, что в этом примере $\mathrm{A}_{\Delta} = 0^{+0,2}$ мм. Номинальные значения составляющих звеньев A_1=45 мм; A_2=50 мм; A_3=5 мм.

Допустим, что экономичными допусками в данных производственных условиях являются: $\mathrm{T'A}_1$=0,2 мм; $\mathrm{T'A}_2$=0,4 мм; $\mathrm{T'A}_3 = \mathrm{T'A}_{к}$=0,05 мм.

Так как в рассматриваемой размерной цепи компенсирующим звеном является A_3, то компенсации подлежат допуски звеньев A_1 и A_2.

Принятым допускам $\mathrm{T'A}_1$ и $\mathrm{T'A}_2$ этих звеньев соответствует расширенный допуск замыкающего звена

$$\mathrm{T''A}_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p-1} \mathrm{T'A}_i = 0{,}2+0{,}4=0{,}6 \text{ (мм)}.$$

Наибольшая величина компенсации

$$\delta_{к} = \mathrm{T''A}_{\Delta} - \mathrm{TA}_{\Delta} = 0{,}6–0{,}2=0{,}4 \text{ (мм)}.$$

Число ступеней компенсаторов будет

$$N_{к} = \mathrm{T''A}_{\Delta} / \left(\mathrm{TA}_{\Delta} - \mathrm{T'A}_{к}\right) = 0{,}6/(0{,}2–0{,}05)=4.$$

Найдем координаты середин полей допусков составляющих звеньев A_1 и A_2, необходимых для совмещения нижних границ полей допусков $\mathrm{T''A}_{\Delta}$ и TA_{Δ}. Координата середины поля допуска $\mathrm{T''A}_{\Delta}$, отвечающая этому условию, составит

$$\Delta''_0\mathrm{A}_{\Delta} = \Delta_{н}\mathrm{A}_{\Delta} + 0{,}5\mathrm{T''A}_{\Delta} = 0+0{,}5\cdot0{,}6=0{,}3 \text{ (мм)}.$$

Принимаем координату середины поля допуска звена A_1 равной $-0{,}1$ мм. Координату середины поля допуска звена A_2 найдем из уравнения

$$\Delta''_0\mathrm{A}_{\Delta} = \Delta'_0\mathrm{A}_2 - \Delta'_0\mathrm{A}_1.$$

Отсюда

$$\Delta'_0\mathrm{A}_2 = \Delta''_0\mathrm{A}_{\Delta} + \Delta'_0\mathrm{A}_1 = 0{,}3–0{,}1=0{,}2 \text{ (мм)}.$$

Таким образом, размеры A_1 и A_2 соответственно составят $45_{-0,2}$ мм и $50^{+0,4}$ мм.

Независимо от $\Delta'_0 A_1$ и $\Delta'_0 A_2$ координата середины поля допуска компенсирующего звена

$$\Delta'_0 A_3 = -0,5T'A_3 = -0,025 \text{ (мм)}.$$

При ступени компенсации

$$C = TA_\Delta - T'A_к = TA_\Delta - T'A_3 = 0,2 - 0,05 = 0,15 \text{ (мм)}$$

поле расширенного допуска замыкающего звена $T''A_\Delta$ будет разделено на четыре зоны (см. рис. 2.7). Отклонения, возникающие в пределах той или иной зоны, компенсируются установкой проставочного кольца соответствующей ступени.

Определение необходимой ступени компенсатора для конкретного изделия производится следующим образом (см. рис. 2.1). Путем измерения в предварительно собранном изделии находим расстояние между торцом зубчатого колеса и стенкой корпуса. Вычитая из этого расстояния номинальное значение звена A_3=5 мм, определяем отклонение x (рис. 2.7). По нему находим номер зоны $T''A_\Delta$ и номер ступени компенсатора. Например, указанное выше расстояние у конкретного изделия составило 5,2 мм. Тогда отклонение x=0,2 мм, оно соответствует 2ой зоне и для его компенсации необходим компенсатор ступени *II*.

Номинальный размер компенсаторов ступени *I* равен номинальному размеру A_3. Номинальные размеры компенсаторов каждой следующей ступени будут отличаться от предшествующей на величину C. Размеры компенсаторов для рассматриваемого примера будут: ступень *I* – $5_{-0,05}$ мм; ступень *II* – $5{,}15_{-0,05}$ мм; ступень *III* – $5{,}30_{-0,05}$ мм; ступень *IV* – $5{,}45_{-0,05}$ мм.

Число неподвижных компенсаторов каждой ступени делают одинаковым, если нет данных о распределении размеров (отклонений) в пределах расширенного поля допуска $T''A_\Delta$. Если такие данные есть, то число компенсаторов каждой ступени изготавливают пропорционально площадям под кривой распределения, соответствующим различным зонам (рис. 2.8).

Метод регулировки обладает следующими достоинствами.

1. Возможно достижение любой степени точности замыкающего звена при достаточно широких допусках составляющих звеньев.
2. Затраты времени на выполнение регулировочных работ невелики.
3. Не создается заметных трудностей при нормировании и организации сборочных работ.
4. Обеспечивается возможность поддержания требуемой точности замыкающего звена в процессе эксплуатации изделий, теряемую, например, из-за изнашивания деталей.

На практике задачи обеспечения требуемой точности замыкающих звеньев часто приходится решать для связанных размерных цепей (см. рис. 1.6 и 2.5). В этом случае решение прямой задачи начинают с размерной цепи с наименьшим допуском замыкающего звена. Затем переходят к размерной цепи со следующим по величине допуском замыкающего звена и т. д. При этом для каждой отдельной размерной цепи может быть избран тот или иной метод достижения точности замыкающего звена. Решение обратной задачи может выполняться в любой последовательности отдельных размерных цепей.

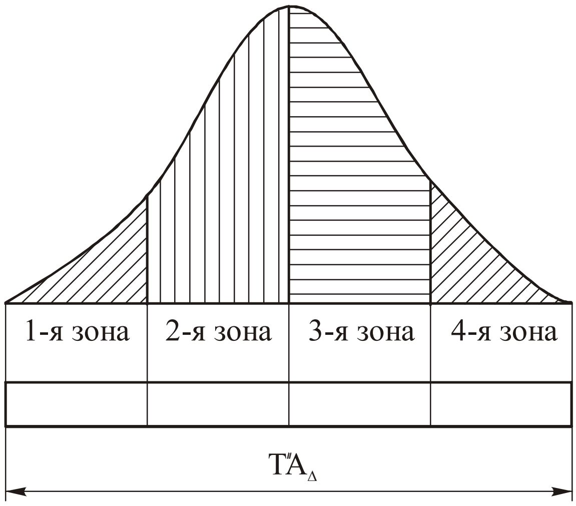


Рис. 2.8. К определению числа неподвижных компенсаторов каждой ступени компенсации

Выше методы обеспечения точности замыкающих звеньев были рассмотрены применительно к размерным цепям, звенья которых представляют собой линейные размеры. Для размерных цепей с угловыми размерами, заданными в градусной мере и имеющих общие вершины углов (см. рис. 1.1, *в* и 1.1, *г*), методики расчетов и расчетные зависимости остаются такими же, как для размерных цепей с линейными размерами.

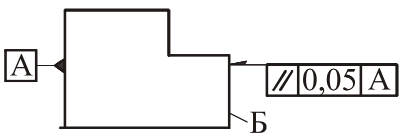
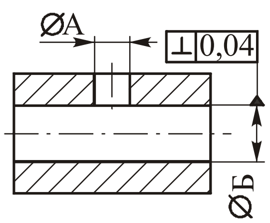
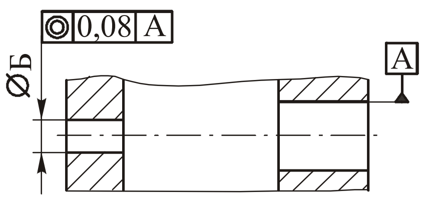
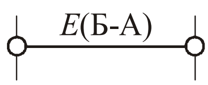
Следует отметить, что на практике размерные цепи с указанными угловыми размерами встречаются сравнительно редко. Гораздо чаще приходится иметь дело с угловыми размерными цепями, звенья которых представляют собой отклонения расположения поверхностей или их осей. Эти отклонения (допуски), как известно, обычно задают в линейных единицах, отнесенных к определенной длине. Перейдем к рассмотрению методик построения схем и расчета таких размерных цепей.

Лекция 7. Расчет размерных цепей со звеньями в виде отклонений расположения (подетальные цепи)

К отклонениям расположения поверхностей или их осей относятся: отклонения от параллельности, соосности, перпендикулярности и др.

Рассмотрим, следуя , основные особенности построения и расчета цепей отклонений расположения. Сделаем это сначала на примерах подетальных размерных цепей. В табл. 3.1 приведены условные обозначения допусков расположения поверхностей на чертежах деталей, наименование соответствующих технических требований, форма записи отклонений расположения и их условное обозначение на схемах размерных цепей.

Таблица 3.1

Условное обозначение допусков расположения	Наименование технических требований	Формы записи отклонения расположения и его условное обозначение на схеме размерной цепи
	Допуск параллельности поверхности Б относительно А 0,05 мм	P(Б - А)$=0\pm0{,}05$ 
	Допуск перпендикулярности оси отверстия А относительно оси отверстия Б 0,04 мм	N(А - Б)$=0\pm0{,}04$ 
	Допуск соосности отверстия Б относительно отверстия А 0,08 мм	E(Б - А)$=0\pm0{,}08$ 

На рис. 3.1 показан ступенчатый валик с заданным допуском соосности ступени *II* относительно ступени *I*. Искомой величиной является высота ступени A_Δ (замыкающее звено). Так как направление смещения оси *2* относительно оси

1 произвольно, то размерные цепи с замыкающим звеном $А_\Delta$ могут быть двух видов. Для размерной цепи на рис. 3.1, *а* высота ступени

$$А_\Delta = А_1 - А_2 - (E2-1).$$

Для размерной цепи на рис. 3.1, *б* высота ступени

$$А_\Delta = А_1 - А_2 + (E2-1).$$

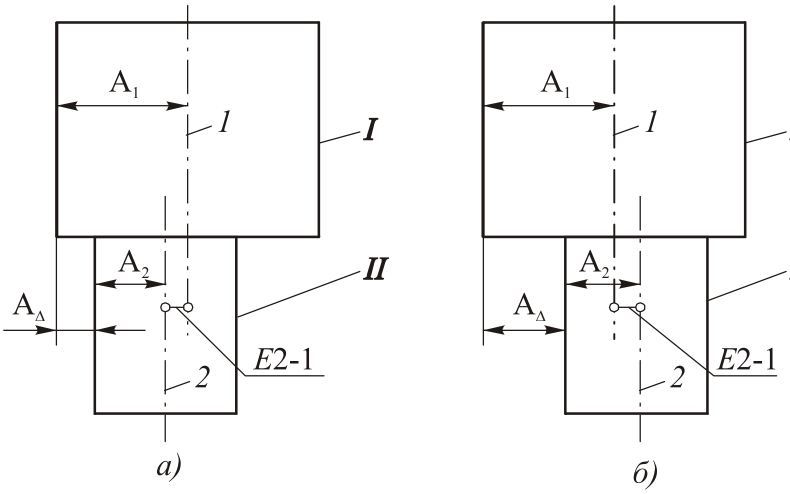


Рис. 3.1. К определению отклонений от соосности

Из этих уравнений видно, что в одной и той же цепи отклонение от соосности может быть как увеличивающим (рис. 3.1, *б*), так и уменьшающим (рис. 3.1, *а*) звеном.

Запишем выражения для $А_{\Delta_{нб}}$. Если $E2-1$ уменьшающее звено, то

$$А_{\Delta_{нб}} = А_{1_{нб}} - А_{2_{нм}} - (E2-1)_{нм}.$$

Если $E2-1$ увеличивающее звено, то

$$А_{\Delta_{нб}} = А_{1_{нб}} - А_{2_{нм}} + (E2-1)_{нб}.$$

Вычитая второе выражение из первого, получаем

$$(E2-1)_{нм} = -(E2-1)_{нб}.$$

Отсюда следует, что наименьшее отклонение от соосности является отрицательной величиной. В то же время совершенно ясно, что наименьшее отклонение от соосности равно нулю. Знак в данном случае учитывает направление смещения оси *2* относительно оси *1*.

Так как номинальные значения отклонений расположения, как правило, равны нулю, а предельные отклонения всегда симметричны, то отнесение звеньев размерных цепей в виде отклонений расположения к любой категории (увеличивающих или уменьшающих) не сказывается на результатах расчета этих цепей.

Построим цепь отклонений от соосности для ступенчатого валика с центровыми отверстиями (рис. 3.2). Допустим, что отклонение от соосности ступени *2* относительно ступени *1* $E2-1=0\pm 0{,}1$ мм, а отклонение от соосности ступени *1* относительно оси *3* центровых отверстий $E1-3=0\pm 0{,}05$ мм. Отклонение от соосности ступени *2* относительно оси *3* центровых отверстий, которое не указано на чертеже валика, будет замыкающим звеном в размерной цепи, показанной на рис. 3.2, *б*. (Замыкающее звено показано двойной линией, а его условное обозначение заключено в квадратные скобки.).

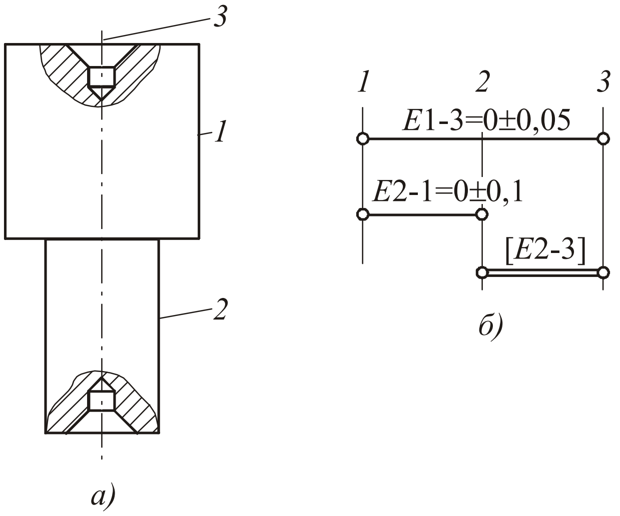


Рис. 3.2. Ступенчатый валик (а) и размерная цепь отклонений от соосности (б)

Построение размерной цепи выполняется следующим образом. Наносятся примерно равноотстоящие друг от друга вертикальные (или горизонтальные) линии, число которых равно числу осей. При этом считается, что каждая цилиндрическая поверхность имеет свою ось (оси *1* и *2*). Центровые отверстия имеют ось *3*. Затем наносятся отклонения от соосности $E1-3$ и $E2-1$, представляющие собой составляющие звенья размерной цепи. Отклонение от соосности ступени *2* относительно оси центровых отверстий *3* $E2-3$ является замыкающим звеном. Решение прямой и обратной задач для такой размерной цепи оказывается очень простым, так как все составляющие звенья имеют номинальные значения, равные нулю, и симметричные отклонения. При этом номинальное значение и координата середины поля допуска замыкающего звена также будут равны нулю. Допуск замыкающего звена составит

$$\mathrm{T}_{2-3}=\mathrm{T}_{1-3}+\mathrm{T}_{2-1}=0{,}1+0{,}2=0{,}3 \text{ (мм).}$$

Замыкающее звено может быть записано в виде

$$\left[E2-3\right]=0\pm 0{,}15 \text{ (мм).}$$

Таким образом, допуск отклонений расположения поверхностей (осей) учитывает направление этих отклонений и оказывается в два раза больше допуска расположения, указываемого в чертежах изделий.

Построение цепей отклонений расположения для корпусных деталей является немного сложнее в связи с необходимостью суммирования отклонений от перпендикулярности с отклонениями от параллельности.

У показанного на рис. 3.3, *а* прямоугольника отклонения от перпендикулярности стороны А относительно В, т. е. $N(\text{А}-\text{В})$ может быть представлено как смещение точки пересечения сторон А и Б на величину $\pm\Delta_1$ от номинального положения. Аналогично отклонение от перпендикулярности стороны С относительно В, т. е. $N(\text{С}-\text{В})$ может быть представлено как смещение точки пересечения сторон С и Б на величину $\pm\Delta_2$ от номинального положения. Отклонение от параллельности стороны А относительно С представляет собой колебание длины стороны Б и очевидно равно сумме смещений $\pm\Delta_1$ и $\pm\Delta_2$. Таким образом, отклонение от параллельности стороны А относительно С будет определено как замыкающее звено размерной цепи, показанной на рис. 3.3, *б*. Здесь вертикальные линии соответствуют сторонам А, В и С прямоугольника. Горизонтальные линии, соединяющие стороны А с В и В с С, представляют собой отклонения от перпендикулярности $N(\text{А}-\text{В})$ и $N(\text{С}-\text{В})$ (составляющие звенья). Двойная горизонтальная линия, соединяющая стороны А и С, представляет собой отклонение от параллельности стороны А относительно С, т. е. замыкающее звено $\left[P(\text{А}-\text{С})\right]$. Значение этого звена определится из выражения

$$\left[P(\text{А}-\text{С})\right]=N(\text{А}-\text{В})+N(\text{С}-\text{В}).$$

Необходимо учитывать, что отклонения от параллельности и перпендикулярности не обладают свойством обратимости. Из рис. 3.4 видно, что отклонения от параллельности $P1-2$ и $P2-1$, измеренные в абсолютных величинах, не равны между собой. В то же время при расчете цепей отклонений расположения необходимо, чтобы величины отклонений не зависели от выбора базы. Это можно сделать двумя путями. Первый из них состоит в переходе к удельным отклонениям, т. е. отклонениям, отнесенным к единице длины. Тогда

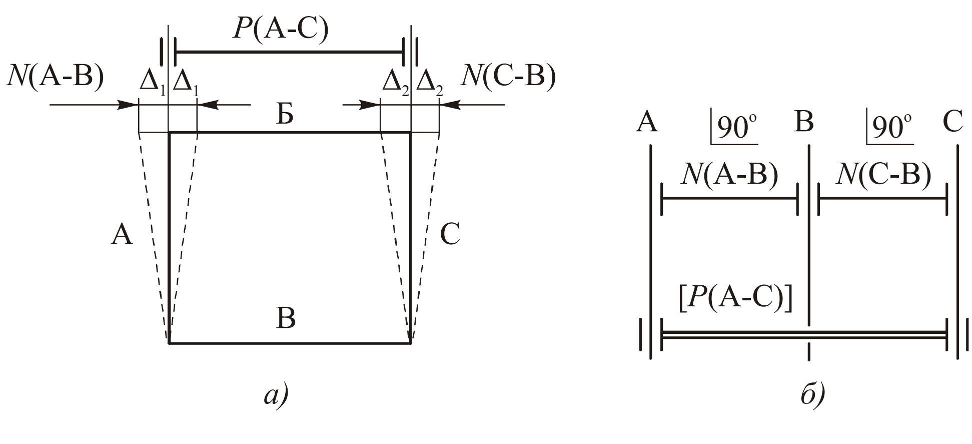


Рис. 3.3. Построение цепей отклонения расположения для корпусных деталей: а – схема учета отклонений от параллельности и перпендикулярности; б – цепь отклонений расположения

$$(P1-2):\text{В}=(P2-1):\text{Б}$$

или

$$(P1-2)_{\text{уд}}=(P2-1)_{\text{уд}}.$$

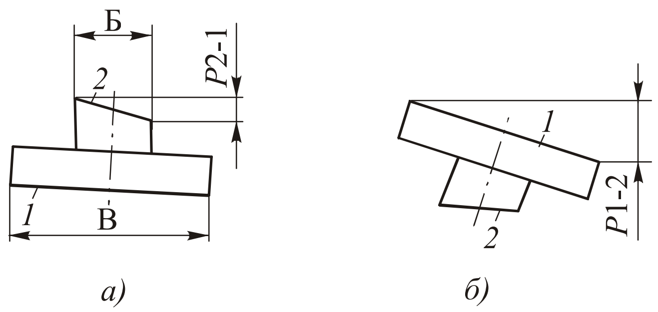


Рис. 3.4. Схема, иллюстрирующая необратимость отклонений от параллельности: а – измерение отклонения от параллельности плоскости 2 относительно плоскости 1; б – измерение отклонения от параллельности плоскости 1 относительно плоскости 2

После расчета нужно выполнить обратный переход к абсолютным значениям отклонений. Второй путь заключается в переходе к отклонениям, отнесенным к одной (общей) длине. Предположим, например, что отклонения от параллельности заданы следующим образом: $0\pm0,02$ мм на длине $l_1=100$ мм; $0\pm0,05$ мм на длине $l_2=300$ мм; $0\pm0,03$ мм на длине $l_3=200$ мм. Примем общую длину равной 300 мм. Тогда отклонения, отнесенные к этой длине, составят: $(0\pm0,02)\dfrac{300}{100}=0\pm0,06$ (мм); $(0\pm0,05)\dfrac{300}{300}=0\pm0,05$ (мм); $(0\pm0,03)\dfrac{300}{200}=0\pm0,045$ (мм). После расчета нужно опять перейти к отклонениям на заданных длинах l_1, l_2 и l_3.

Рассмотрим пример расчета отклонений расположения для детали, показанной на рис. 3.5. Отклонения расположения торцовых поверхностей 1–3 относительно друг друга и оси 4 центровых отверстий заданы в абсолютных значениях в виде технических требований (рис. 3.5).

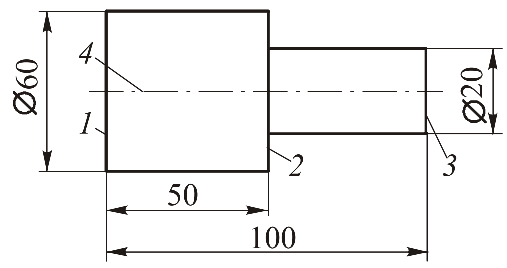


Рис. 3.5. Чертеж детали к примеру расчета цепей отклонений расположения: $N3-4=0\pm0,04$; $P1-3=0\pm0,06$; $P1-2=0\pm0,02$

Исходя из заданных значений отклонений расположения $N3-4$, $P1-3$ и $P1-2$, могут быть определены отклонения $N2-4$, $P2-3$ и $N1-4$ как замыкающие звенья размерных цепей, представленных на рис. 3.6. Так удельное отклонение от перпендикулярности торца *2* относительно оси *4* определится из уравнения

$$\left[N2-4\right]_{\text{уд}} = (N3-4)_{\text{уд}} + (P1-3)_{\text{уд}} + (P1-2)_{\text{уд}} =$$

$$= (0 \pm 0,04):20 + (0 \pm 0,06):60 + 0 \pm (0,02):60 = 0 \pm 0,00333\,.$$

Абсолютное отклонение от перпендикулярности торца *2* относительно оси *4* составит

$$\left[N2-4\right] = \left[N2-4\right]_{\text{уд}} \cdot 60 = (0 \pm 0,00333) \cdot 60 = 0 \pm 0,2 \text{ (мм).}$$

Аналогично

$$\left[P2-3\right]_{\text{уд}} = (P1-2)_{\text{уд}} + (P1-3)_{\text{уд}} =$$

$$= (0 \pm 0,02):60 + (0 \pm 0,06):60 = 0 \pm 0,001333\,.$$

Абсолютное отклонение от параллельности торца *2* относительно торца *3*

$$\left[P2-3\right] = \left[P2-3\right]_{\text{уд}} \cdot 60 = (0 \pm 0,001333) \cdot 60 = 0 \pm 0,08 \text{ (мм).}$$

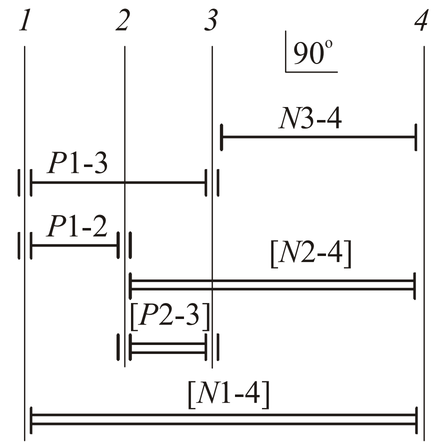


Рис. 3.6. Размерные цепи отклонений расположения для детали, показанной на рис. 3.5

Наконец, удельное отклонение от перпендикулярности торца *1* относительно оси *4* будет

$$\left[N1-4\right]_{\text{уд}} = (P1-3)_{\text{уд}} + (N3-4)_{\text{уд}} =$$

$$= (0 \pm 0,06):60 + (0 \pm 0,04):20 = 0 \pm 0,003\,.$$

Абсолютное значение этого отклонения составит

$$\left[N1-4\right] = \left[N1-4\right]_{\text{уд}} \cdot 60 = (0 \pm 0,003) \cdot 60 = 0 \pm 0,18 \text{ (мм).}$$

Лекция 8. Расчет размерных цепей со звеньями в виде отклонений расположения (сборочные цепи)

Выше на примерах подетальных размерных цепей отклонений расположения было рассмотрено решение обратной задачи. Теперь на примере сборочной размерной цепи отклонений расположения рассмотрим решение прямой задачи.

На рис. 3.7. приведена конструктивная схема универсально-фрезерного станка. Исходя из его служебного назначения установлено, что замыкающее звено – отклонение от параллельности оси *1* шпинделя относительно рабочей плоскости 6 стола $[P1-6]=\pm 0,03$ мм. Требуется найти отклонения расположения составляющих звеньев размерной цепи станка.

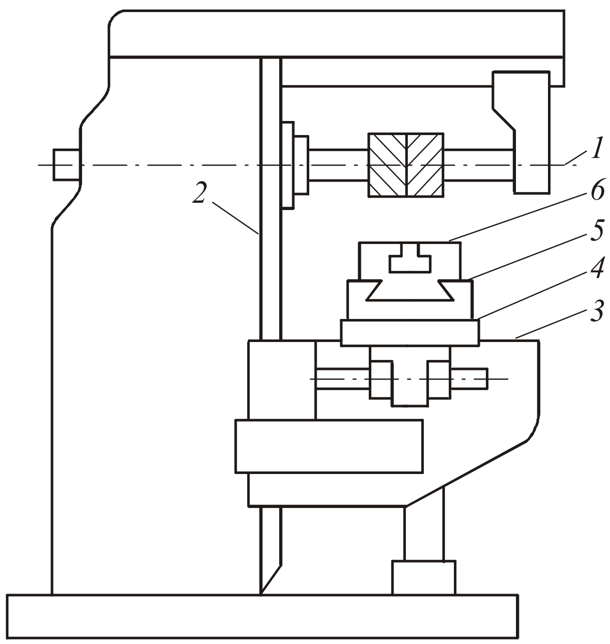


Рис. 3.7. Универсально-фрезерный станок.
$[P1-6]=\pm 0,03$ *мм на длине 300 мм*

К составляющим звеньям этой цепи относятся:

– отклонение от перпендикулярности оси *1* шпинделя относительно направляющих *2* станины – $N1-2$;
– отклонение от перпендикулярности направляющих *3* консоли относительно направляющих *2* станины – $N3-2$;
– отклонение от параллельности плоскости *4* относительно направляющих *3* консоли $P4-3$;
– отклонение от параллельности плоскости *5* относительно плоскости *4* $P5-4$;

– отклонение от параллельности плоскости *6* относительно плоскости *5* $P6-5$.

Размерная цепь отклонений расположения универсально-фрезерного станка приведена на рис. 3.8.

Решение прямой задачи в данном случае по сути сводится к распределению допуска отклонений расположения замыкающего звена между допусками отклонений расположения составляющих звеньев. Для простоты примем, что все отклонения расположения заданы на одной и той же длине, например, 300 мм. В этом случае необходимость перехода к удельным отклонениям расположения или к отклонениям на общей длине отпадает.

Рассмотрим решение этой задачи методом полной и неполной взаимозаменяемости, т. е. используя соответственно метод максимума-минимума и вероятностный метод.

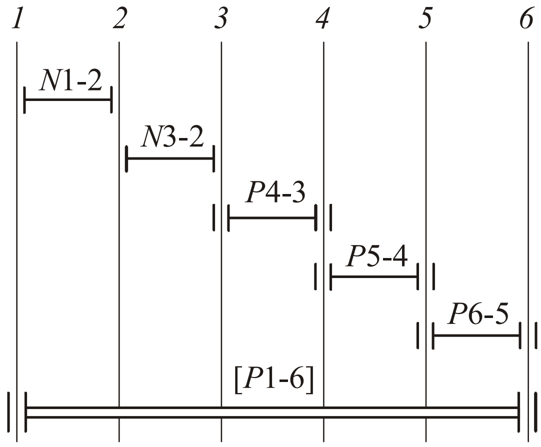


Рис. 3.8. Размерная цепь отклонений расположения деталей универсально-фрезерного станка

При использовании метода максимума-минимума допуск замыкающего звена размерной цепи с допусками составляющих звеньев для рассматриваемого примера связаны зависимостью

$$\text{Т}_{1-6} = \text{Т}_{1-2} + \text{Т}_{3-2} + \text{Т}_{4-3} + \text{Т}_{5-4} + \text{Т}_{6-5}.$$

Учитывая трудности изготовления и монтажа отдельных деталей, подбором установим следующие допуски отклонений расположения:

$\text{Т}_{1-2} = 0{,}016$ (мм); $\text{Т}_{3-2} = 0{,}014$ (мм); $\text{Т}_{4-3} = \text{Т}_{5-4} = \text{Т}_{6-5} = 0{,}01$ (мм).

Отклонения расположения составляющих звеньев будут:

$N1-2 = 0 \pm 0{,}008$ мм; $N3-2 = 0 \pm 0{,}007$ мм;

$P4-3 = P5-4 = P6-5 = 0 \pm 0{,}005$ мм.

При использовании вероятностного метода допуск замыкающего звена через допуски составляющих звеньев для данного примера выразится так

$$\text{Т}_{1-6} = t_{\Delta}\sqrt{\lambda_i^2(\text{Т}_{1-2}^2 + \text{Т}_{3-2}^2 + \text{Т}_{4-3}^2 + \text{Т}_{5-4}^2 + \text{Т}_{6-5}^2)}.$$

Будем считать, что распределение отклонений расположения соответствуют закону Симпсона, для которого $\lambda_i^2 = \frac{1}{6}$. Примем риск P выхода значений замыкающего звена за пределы установленного поля допуска равным 1 %. При этом значение коэффициента риска $t_\Delta = 2,57$ (см. табл. 1.1). Учитывая трудности достижения точности каждого составляющего звена, подбором устанавливаем следующие допуски отклонений расположения:

$T_{1-2} = 0,03$ мм; $T_{3-2} = 0,03$ мм; $T_{4-3} = 0,024$ мм; $T_{5-4} = 0,024$ мм; $T_{6-5} = 0,02$ мм.

Правильность подбора допусков отклонений расположения проверяем, подставляя их значения в формулу

$$T_{1-6} = t_\Delta \sqrt{\lambda_i^2 (T_{1-2}^2 + T_{3-2}^2 + T_{4-3}^2 + T_{5-4}^2 + T_{6-5}^2)} =$$

$$= 2,57 \sqrt{\frac{1}{6}\left[(0,03)^2 + (0,03)^2 + (0,024)^2 + (0,024)^2 + (0,02)^2\right]} = 0,06 \text{ (мм).}$$

Следовательно, эти допуски установлены верно.

Таким образом, отклонения расположения составляющих звеньев составят:

$N1-2 = 0 \pm 0,015$ (мм); $N3-2 = 0 \pm 0,015$ (мм);

$P4-3 = 0 \pm 0,012$ (мм); $P5-4 = 0 \pm 0,012$ (мм);

$P6-5 = 0 \pm 0,01$ (мм).

Сопоставляя результаты расчетов, выполненных двумя методами, убеждаемся, что при риске P =1 % вероятностный метод по сравнению с методом максимума-минимума дает возможность увеличить допуски отклонений расположения составляющих звеньев примерно в два раза и, таким образом, сделает их более легко достижимыми.