

А.А.Стрелец, В.А.Фирсов

**РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ
в задачах оптимизации
конструкторско-
технологических
решений**

«Машиностроение»

А.А.Стрелец, В.А.Фирсов

РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ в задачах оптимизации конструкторско- технологических решений



Москва
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1988

ББК 34.42
С 84
УДК 629.7.01

Рецензент *М.Е. Уланов*

Стрелец А.А., Фирсов В.А.
С84 Размерные расчеты в задачах оптимизации конструкторско-технологических решений. — М.: Машиностроение, 1988. — 120 с.: ил.

ISBN 5-217-00002-3

Рассмотрены сущность, методология и целенаправленность размерных расчетов как средства поиска оптимального конструкторско-технологического решения, даны этапы проведения размерного расчета: выявление размерной цепи, численное решение ее уравнения, принятие конструкторско-технологического решения, обеспечивающего технологичность конструкции и оптимальную точность ее геометрических параметров. Рассмотрены особенность и взаимосвязь конструкторских и технологических размерных цепей, некоторые проблемы точности, качества и надежности авиационных конструкций.

Для конструкторов и технологов авиационного производства, может быть также полезна инженерам, работающим в других отраслях машиностроения.

С $\frac{2109000000-002}{038(01)-88}$ 2 -88

ББК 34.42

ISBN 5-217-00002-3

© Издательство "Машиностроение", 1988

ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности общественного производства и качества промышленной продукции — одно из важнейших условий ускорения социально-экономического развития нашей страны, совершенствования производительных сил и производственных отношений.

Одним из факторов, обуславливающих эффективность и качество машиностроительной продукции, является точность изготовления изделия, в том числе точность соблюдения геометрических параметров, т.е. степень соответствия реального образа изделия заданному, идеальному.

Производство любого изделия в силу сложного взаимодействия многих компонентов технологического процесса неизбежно влечет за собой погрешности его реальных параметров. Погрешность регламентируется предельными отклонениями параметров, назначаемых или "по опыту и интуиции", или на основе размерного анализа взаимосвязи между критериями качества и экономикой производства. Взаимосвязь точности параметров и стоимости изделия при решении конструкторско-технологических задач неизбежно приводит или к повышению точности изделия (для обеспечения высоких показателей качества), или к снижению требования точности (для реализации лучших экономических показателей производства).

Обеспечение высокого качества изделия при минимальной стоимости — задача и конструктора, и технолога, и всех, кто осуществляет техническую подготовку производства и обеспечивает ее планомерный ход.

Противоречивость этой задачи всегда обуславливает необходимость принятия оптимального решения по назначенным согласно ТУ критериям. Успешная и объективная оптимизация применительно к геометрическим параметрам изделия и к точности их обеспечения в производстве достигается путем осуществления размерных расчетов.

Размерные расчеты в зависимости от целей размерного анализа подразделяются на конструкторские, осуществляемые в процессе проектирования изделия или при проверке обеспечения взаимозаменяемости, и технологические, выполняемые при проектировании технологических процессов или при исследовании точности производства.

Методология и аппарат размерных расчетов позволяют:

определить оптимальную точность геометрических параметров (допусков) первичных элементов сборочных единиц, при которой обеспе-

чивается требуемая точность функционирования (и надежность) последующих сборочных единиц;

рассчитать оптимальные размеры, удовлетворяющие требованиям технологичности конструкции, способствующей обеспечению точности функционирования сборочных единиц при меньших экономических затратах;

предусмотреть "запасы" геометрических характеристик на изнашивание, определить предельное состояние изнашиваемых элементов, при котором данный сборочный элемент еще может функционировать с приемлемой точностью и надежностью;

обеспечить размерную взаимозаменяемость элементов конструкции при модернизации или доработке изделий;

выбрать оптимальный способ базирования деталей, узлов при их обработке и оценить погрешности базирования, если конструкция изделия и назначение размеров не позволяют выполнить правило единства конструкторских и технологических баз, а также выработать рекомендации по технологической отработке конструкции;

обоснованно выбрать оптимальный в каждом конкретном случае метод сборки изделия (метод конструкторско-технологического решения размерной цепи).

1. ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ РАЗМЕРНОГО РАСЧЕТА

К основным этапам размерного расчета относят:
выявление и составление размерной цепи;
составление уравнения размерной цепи и его численное решение относительно искомого звена цепи;
анализ полученных результатов и принятие решения.

Если размерный расчет выполнен после принятия конструкторского решения, т.е. когда конструкция изделия уже принята и оформлена чертежом, то решение сводится лишь к определению того, обеспечена взаимозаменяемость или нет. В противном случае уточняются допуски и повторно выполняется размерный расчет в качестве поверочного. Возможности размерных расчетов могут быть реализованы лишь тогда, когда проектный размерный расчет выполняется в процессе проектирования – поиска конструкторского, точнее, оптимального конструкторско-технологического решения. Именно в таком их значении рассматриваются здесь существо и методология размерных расчетов.

1.1. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Различают сборочные (узловые) и подетальные размерные цепи.

Под сборочной размерной цепью понимают замкнутую последовательность векторов, выражающих размеры деталей, входящих в состав проектируемого (или проверяемого размерным расчетом) узла и оказывающих влияние на точность его функционирования. Эти векторы называют звеньями размерной цепи. В работах [1, 3, 4 и др.] теории размерных цепей звенья изображаются, как и размеры – линиями со стрелками с обоих концов. Преимущества изображения звеньев размерной цепи векторами станут очевидны далее. Впервые такое изображение звеньев размерной цепи было принято М.Г. Арефьевым [2].

Если размерная цепь выражает взаимосвязь размеров элементов конструкции исследуемой сборки (узла), то такая цепь называется узловой.

Звенья этой размерной цепи подразделяются на узловые и составляющие.

Узловым размером (звеном) называется размер, принадлежащий

не какой-либо детали, входящей в данный узел, а узлу в целом. Узловой размер является основной геометрической характеристикой узла, позволяющей оценить правильность, точность, надежность его функционирования. В размерных расчетах узловой размер является, как правило, величиной, заданной на основании исследований, выполняемых методами, присущими соответствующим научным дисциплинам. Так, например, в сопряжении (узле) вал – отверстие узловым размером является зазор или натяг. Допустимая величина (номинальное и предельные значения) зазора S находится (назначается) на основе теории гидродинамической смазки для быстроходных передач или исследования динамики сопряжения, воспринимающего знакопеременную нагрузку. Величина натяга H назначается соответственно требуемой (и достигаемой) прочности на сдвиг соединения.

Допустимая величина смещения центра тяжести или центра сопротивления плоскостей стабилизации самолета или допустимая величина отклонения от расчетного значения расстояния точки приложения вектора тяги, непрямолинейность оси самолета, выступание или перекосяк, или закрутка одного отсека по отношению к другому – все это примеры узловых размеров. Их точность может быть задана на основании исследований динамики полета самолета или аэродинамических продувок, имеющих целью выявление степени влияния производственных погрешностей на характер и величину дополнительных возмущающих сил и моментов.

На рис. 1.1,*а* представлен "идеальный" образ изделия, отражающий известную теорему о движении центра массы системы. Движение системы можно исследовать как движение материальной точки (центра массы системы), если к этой точке приложить все силы и моменты, действующие на систему. К сожалению, аэромеханические и аэродинамические исследования нередко ограничиваются лишь исследованием идеального образа.

"Реальный" образ изделия (см. рис. 1.1,*б*) отражает следствие неизбежных в производстве погрешностей параметров изделия, вызывающих дополнительные возмущающие силы и моменты. Обычно эти дополнительные возмущающие силы и моменты компенсируются увеличением мощности и точности аппаратуры систем управления, благодаря чему самолет движется по заданной траектории. Но на преодоление дополнительных возмущающих сил и моментов затрачивается и дополнительное топливо. Эти потери не могут быть компенсированы.

Составляющие размеры (звенья) – размеры, принадлежащие деталям (первичные сборочные элементы), входящим в состав данного узла, и оказывающие влияние на значение узлового размера.

На рис. 1.2 показан пример простейшего узла (сопряжения вал – отверстие) и его размерная цепь. Зазор S – здесь узловой размер, A_1 и B_1 – составляющие размеры (звенья). На рис. 1.2,*а* представ-

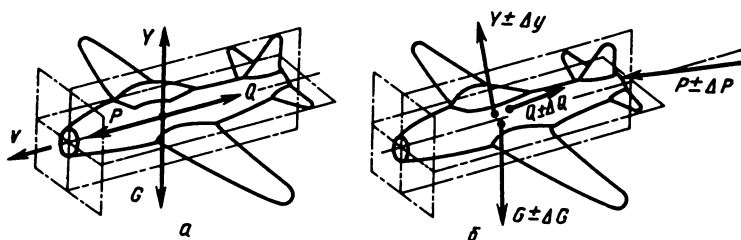


Рис. 1.1. "Идеальный" и "реальный" образы изделия

Рис. 1.2. Простейший узел и его размерные цепи в векторном и обычном размерном выражениях

лено обозначение этих звеньев векторами, на рис. 1.2,б — размерами. Очевидно, что в варианте а уже четко и определенно зафиксированы знаки членов уравнения размерной цепи

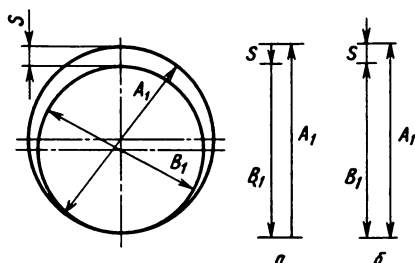
$$-S - B_1 + A_1 = 0.$$

В варианте б знаки надо искать, что предполагает появление более вероятной ошибки. Придание вектору узлового размера отрицательного направления (и, следовательно, знака $\ll - \gg$) позволяет также упростить решение уравнения относительно узлового размера

$$S = A_1 - B_1.$$

Составляющие размеры переносятся в правую часть уравнения со своими знаками. Не надо думать при этом о знаке каждого члена, что уже решено на стадии выявления и составления размерной цепи. Кроме того, начав движение с узлового размера в отрицательном направлении и далее — по составляющим размерам к каждой следующей контактной поверхности, мы не потеряем какого-либо размера и, в итоге придем к началу размерной цепи.

Таковы преимущества изображения звеньев размерной цепи векторами. Вытекающие из этого сравнения недостатки изображения звеньев размерами вызвали вспомогательные понятия: "увеличивающий" размер, т.е. размер, с увеличением которого увеличивается и узловой размер, — ему присваивают знак $\ll + \gg$, и "уменьшающий" размер, т.е. размер, с увеличением которого узловой размер уменьшается, — ему присваивают знак $\ll - \gg$. Чтобы определить знак звена, надо подумать о том, увеличивающий он или уменьшающий — обстоятельство, которое не спо-



собствует, с нашей точки зрения, творческому использованию размерных расчетов.

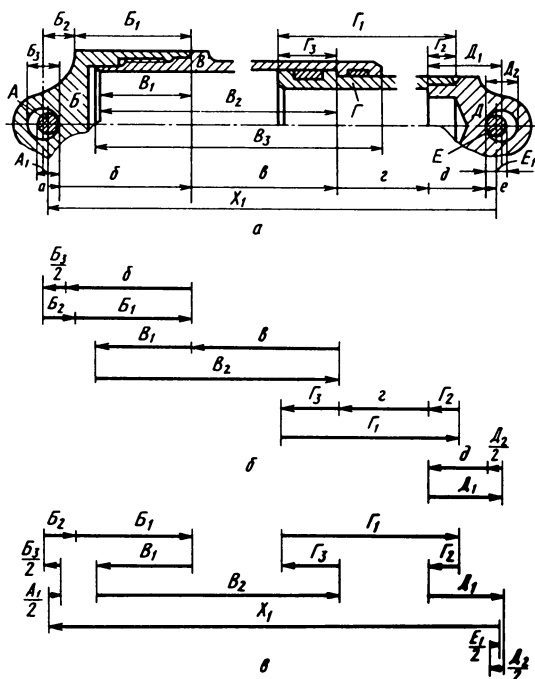
Узловой размер называют также замыкающим, он является итоговым, как бы замыкающим цепь. Но, во-первых, таким он является лишь в поверочном размерном расчете. В проектном размерном расчете он является исходным, а итогом расчета является точность составляющих звеньев и, во-вторых, согласно описываемой здесь методике выявление и составление размерной цепи начинаются с изображения вектора узлового размера. Поэтому, не отрицая пользы этих дополнительных понятий, далее все-таки будем обходиться без них. В приведенном выше примере каждая деталь представлена одним (составляющим) размером. Но, очевидно, особенности конструкции узла и его деталей, а также нанесение размеров на чертежах деталей приводят к тому, что некоторые детали должны быть представлены в узловой размерной цепи несколькими размерами.

Если узел состоит из множества таких деталей, то выявление и составление размерной цепи существенно усложняются. Для упрощения этого процесса и, главное, для оценки целесообразности такого конструкторского исполнения и нанесения размеров на чертежах деталей рекомендуется составление в начале минимальной размерной цепи. Составление такой цепи осуществляется по такой же методике, как и в выше приведенном примере: вектором узлового размера (он имеет отрицательное направление: влево или вниз) выходим с первой контактной поверхности первой (на данном пути) детали и следуем далее ко второй контактной поверхности первой детали. Если расстояние между этими поверхностями задано чертежом, то его и включают в размерную цепь как составляющее звено; если такого размера в чертеже нет, то в минимальную размерную цепь включают так называемое структурное звено, т.е. размер, непосредственно выражающий расстояние между контактными поверхностями. Вторая контактная поверхность первой детали совмещена с первой (на данном пути) контактной поверхностью второй детали. Поэтому данное движение в заданном вектором узлового размера направлении продолжаем составляющим или структурным размером ко второй контактной поверхности второй детали и т.д., пока не возвратимся к началу размерной цепи.

Для нахождения номинального и предельных значений структурного размера составляется поддетальная размерная цепь, в состав звеньев которой входят структурный размер и чертежные размеры, от которых зависят значения структурного размера.

На рис. 1.3 представлена схема сравнительно простого узла гидроцилиндра, конструктивно оформленного в виде нижней опоры Б, цилиндра В, поршня Г, верхней опоры Д и двух пальцев А и Е. Узловым размером (X_1) является расстояние между осями пальцев при наибольшем выходе поршня из цилиндра (аналогичная задача может быть поставлена

Рис. 1.3. Узел средней сложности и виды его минимальной, подетальных и полной размерных цепей



и для X_2 — расстояния между осями пальцев при полном вхождении поршня в цилиндр). При обозначенных здесь (теми же буквами, что и детали, но с индексами) чертежных размерах деталей размерная цепь получается довольно сложной для такого простого узла, состоящего всего лишь из шести деталей (см. рис. 1.3,в).

При достаточном опыте такая размерная цепь может быть составлена сразу, минуя минимальную и подетальные размерные цепи. Но более удобно уже в данном сравнительно простом примере начинать составление минимальной размерной цепи (см. рис. 1.3,а). В самом деле, изобразив вектором (отрицательного направления) X_1 расстояние между осями пальцев, от детали Е приходим к детали А далее по структурным

размерам A ($a = \frac{A_1}{2}$) следуем к контактной поверхности детали В,

далее по структурным размерам b — к контактной поверхности детали В и т.д., пока не придем к началу размерной цепи. Теперь можем обратиться к чертежам деталей и соответственно простановке размеров в этих чертежах, составить подетальные размерные цепи (см. рис. 1.3,б). Структурным размерам в этих подетальных цепях (b , v , g , d) придаем также отрицательное направление. Полную из составляющих звеньев

(см. рис. 1.3,в) размерную цепь в этом случае можно не вычерчивать; достаточно в уравнение минимальной размерной цепи

$$-x_1 + a + б + в + г + д + е = 0$$

подставить значения структурных размеров

$$a = \frac{A_1}{2}; \quad б = -\frac{B_3}{2} + B_2 + B_1;$$

$$в = -B_1 + B_2; \quad г = -Г_3 + Г_1 - Г_2;$$

$$д = Д_1 - \frac{Д_2}{2}; \quad е = \frac{E_1}{2}$$

и получить, таким образом, полное уравнение размерной цепи

$$X_1 = \frac{A_1}{2} + \left(-\frac{B_3}{2} + B_2 + B_1\right) + (-B_1 + B_2) + \\ + (-Г_3 + Г_1 - Г_2) + \left(Д_1 - \frac{Д_2}{2}\right) + \frac{E_1}{2}.$$

Очевидно, что для более сложных узлов с большим числом деталей и их размеров (составляющих звеньев) построение минимальных и поде- тальных размерных цепей позволит решить задачу более быстро и безо- шибочно. Это тем более настоятельно рекомендуется потому, что раз- мерная цепь — это некоторая схема, выражающая определенные (геомет- рические точностные) связи элементов конструкции узла, точно так, как кинематическая схема выражает характер взаимодействия элемен- тов, динамическая схема — взаимодействие сил. Кинематическая и дина- мическая схемы размерных связей обычно осваиваются настолько, что позволяют представить образ исследуемой конструкции. Точно так кон- струкция узла должна быть представлена и размерной цепью, но такая степень освоения размерных расчетов достигается позднее. Размерные расчеты еще не признаны равноценными таким расчетам, как расчеты ки- нематики, динамики, прочности и т.п.

Таким образом, описанная общая методика составления размерных цепей предусматривает следующую последовательность действий.

1. Определение характера и предельных значений узлового размера, при которых обеспечиваются требуемая точность и надежность функцио- нирования узла. Для этой цели могут понадобиться специальные исследо- вания или (не размерные) расчеты.

2. Уточнение взаимного положения деталей, их контактов с сопря- женными деталями соответственно направлению действующих сил. При этом узел в целом и его детали, на данном этапе расчета рассматривают- ся как абсолютно жесткие тела. Упругие деформации деталей под дейст-

вием рабочих (эксплуатационных) нагрузок или возникающих в процессе сборки учитываются как дополнительные факторы.

3. Выявление структурных размеров и составление минимальной размерной цепи и ее уравнения.

4. Составление подетальных размерных цепей и их уравнения.

5. Составление полного уравнения размерной цепи.

1.2. ВИДЫ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Соответственно многообразию конструкций узлов весьма многообразны и их размерные цепи, отражающие геометрические связи этих конструкций. В теории размерных цепей все это многообразие целесообразно сведено к нескольким видам цепей, позволяющим обслужить все множество конструкций. Общая методика составления каждого вида размерных цепей остается в силе, а их особенности учитываются соответствующими дополнениями к общей методике.

Любая размерная цепь, необходимость в составлении которой возникает при проектировании изделия или проверке взаимозаменяемости уже спроектированного изделия, может быть отнесена к одному из следующих видов: линейных, плоскостных и пространственных размерных цепей.

Эти виды размерных цепей различаются прежде всего способом их изображения, соответствующим расположением их звеньев.

Л и н е й н а я размерная цепь — размерная цепь, все звенья которой (и узловые, и составляющие или структурные) выражены в линейных единицах измерения, параллельны и поэтому могут быть расположены на одной линии. И если их располагают не на одной линии, а так, как это показано на рис. 1.2, а, 1.3, а, б, в, то это делается ради наглядности — выделения и изображения каждого звена. Поскольку все звенья размерной цепи параллельны, эти цепи называют также размерными цепями с параллельными звеньями.

П л о с к о с т н ы е размерные цепи, как это следует из названия, расположены на плоскости чертежа и по внешнему виду представляют собой замкнутый многоугольник. Данный вид размерных цепей подразделяется на два подвида:

а) размерные цепи с непараллельными звеньями, в которых все звенья-размеры выражены в линейных единицах измерения, но одно или несколько звеньев данной размерной цепи непараллельны узловому размеру;

б) размерные цепи с угловыми размерами, в составе размеров которых, указанных в чертежах узла или его детали, имеются не только линейные, но и угловые размеры; соответственно угловой размер включается и в размерную цепь. Данный подвид размерных цепей, в свою оче-

редь, разделяется на две группы: размерные цепи, в которых угловой величиной характеризуется угловой размер, и размерные цепи, где угловой величиной характеризуется положение (направление), наклон одной из контактных поверхностей детали.

Пространственные размерные цепи — цепи, звенья которых расположены во всех трех измерениях в любом направлении. Однако построение таких размерных цепей оказалось настолько сложным, что такие задачи пытаются решать лишь специалисты-энтузиасты.

В теории размерных цепей выработана более простая и рациональная методика решения подобных задач: для каждой плоскости, как правило, для отдельных сопряжений составляются свои (линейные или плоскостные несложные) размерные цепи, а их взаимосвязь в рамках рассматриваемого узла фиксируется с помощью кинематической схемы узла. Наибольшее применение эта методика получила в расчетах кинематической точности (мертвых ходов) и плавности работы (шаткости) передач. Рассмотренные виды размерных цепей (РЦ) представлены схемой-классификацией на рис. 1.4.

Особенности названных видов размерных цепей и целенаправленность их составления рассмотрены на примерах узлов, предназначенных для одной и той же цели, но различных по конструктивному исполнению — это отражает тем самым и сущность поиска с помощью размерных расчетов оптимального конструкторско-технологического решения.

Представленные на рис. 1.2 и рис. 1.3 примеры — это примеры размерных цепей с параллельными звеньями. Описанная выше методика составления размерных цепей создавалась прежде всего на основе этого вида размерных цепей, и каких-либо дополнений по отношению к этим размерным цепям не требуется.

В качестве примера объекта размерного анализа принят электропневмоклапан, потому что, во-первых, к конструкции данного электро-

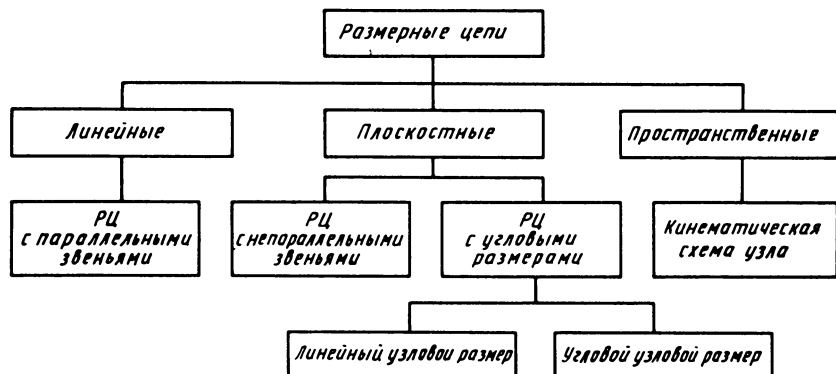


Рис. 1.4. Схема-классификация размерных цепей

пневмоклапана предъявлены повышенные требования по точности хода клапана (X — узловой размер), быстродействию, герметичности посадки клапана на седло, ресурсу и, во-вторых, возможны такие варианты конструкторско-технологического решения, для размерного анализа которых необходимо составить и линейную, и плоскостную размерные цепи. Иными словами, имеются все условия, при которых размерный расчет обязателен еще на стадии принятия решения. Полное отражение эскизом, выполняемом при размерном расчете, всех подробностей чертежа не нужно. Эскиз должен четко выражать содержание и цели размерного расчета.

На рис. 1.5 представлены схемы к вариантам конструкторско-технологического решения электропневмоклапана и соответствующим размерным расчетам. На рис. 1.5,а показано также решение конструктора о способе контроля величины хода клапана (по выходу хвостовика клапана X над корпусом), что для размерного расчета необязательно, так как корпус в состав деталей, оказывающих влияние на значения узлового размера, не входит. Здесь конструкцию отражает размерная цепь с параллельными звеньями. Размеры C (седла), Π (прокладки) и Γ (герметизирующего элемента клапана) непосредственно выражают расстояние между контактными поверхностями, т.е. чертежные размеры являются одновременно и структурными. Для клапана необходимо найти значение структурного размера k , т.е. размера, непосредственно выражающего расстояние между контактными поверхностями (в чертеже нет). Его значение можно найти и без помощи поддетальной размерной цепи: $k = K_1 - K_2$.

Но для накопления опыта такую цепь лучше составить.

Уравнение минимальной размерной цепи

$$-X + C_1 + \Pi_1 - k - \Gamma_1 = 0$$

$$\text{или } X = C_1 + \Pi_1 - k - \Gamma_1;$$

уравнение полной размерной цепи

$$X = C_1 + \Pi_1 - K_1 + K_2 - \Gamma_1.$$

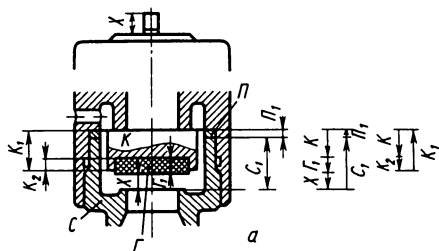
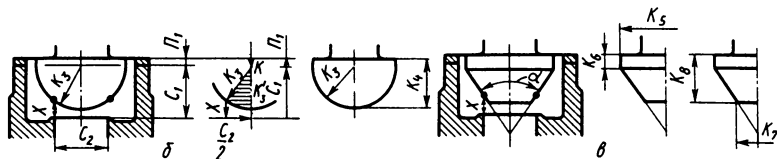


Рис. 1.5. Электропневмоклапан как объект размерного анализа



Необходимые выводы сделаем после рассмотрения всех вариантов клапана, численного решения и анализа их уравнений. А пока заметим, что в уравнение размерной цепи входит пять размеров.

В рассматриваемом варианте конструкции электропневмоклапана имеется герметизирующий элемент (фторопласт, капрон, резина). Исследования показали, что ресурс данного клапана ниже заданного. Кроме того, необходим учет дополнительного фактора: податливость упруго-пластического герметизирующего элемента, его деформации в месте контакта с седлом. Поэтому продолжают исследовать конструкцию электропневмоклапана, в которой герметичность достигается за счет посадки сферического клапана на седло.

Наличие контактных поверхностей одинарной или двойной кривизны является одним из основных признаков необходимости составления размерной цепи с непараллельными звеньями. Контакт такой поверхности, как правило, линейный — в данном примере по круговой линии. В сечении чертежа он представлен точкой (двумя точками).

Составление размерной цепи для данного варианта клапана осуществляется по описанной выше методике: изобразив вектором узловой размер X (начав его с точки контакта клапана с седлом при закрытом электропневмоклапане), продолжая движение по размерам (структурным или составляющим) детали C к следующей на данном пути детали Π . Это можно сделать двумя перемещениями по размерам: структурным $s =$

$$= \frac{C_2}{2} \text{ и составляющим } C_1, \text{ далее по размеру прокладки } \Pi_1. \text{ Так можно}$$

выйти к контактной поверхности клапана. Других деталей, оказывающих влияние на узловой размер, здесь нет. Следовательно, надо возвратиться к началу размерной цепи (к точке контакта) размеров клапана: структурным k и чертежным (радиусам) K_3 . Если в чертеже клапана размер k , определяющий положение центра сферы, показан, то можно составлять уравнение размерной цепи. Если этого размера нет в чертеже, то необходимо составить подетальную размерную цепь и ее уравнение для нахождения размера k . Из этого описания процесса составления размерной цепи с непараллельными звеньями следует, что положение контактной точки на поверхности сферы (на поверхности одинарной или двойной кривизны) неопределенно, оно может быть найдено с помощью двух взаимно перпендикулярных размеров сопряженной детали — в

$$\text{данном случае с помощью размеров } s = \frac{C_2}{2} \text{ и } C_1. \text{ Их надо включать в}$$

состав звеньев размерной цепи. Итак, особенность методики составления размерной цепи с непараллельными звеньями состоит в том, что деталь, находящаяся в контакте с неплоской, в данном случае сферической поверхностью, должна быть представлена в размерной цепи двумя взаимно перпендикулярными структурными размерами.

Для составления уравнения размерной цепи с непараллельными звеньями (см. рис. 1.5,б) ее необходимо спроектировать на плоскость (линию), параллельную узловому размеру

$$X = C_1 + \Pi_1 - \kappa - K'_3.$$

Размеры C_1 , Π_1 и κ проектируются целиком. Для нахождения значения проекции размера K_3 (радиуса) можно использовать теорему Пифагора

$$K'_3 = \sqrt{K_3^2 - c^2} = \sqrt{K_3^2 - \left(\frac{C_2}{2}\right)^2}.$$

Тогда

$$X = C_1 + \Pi_1 - \kappa - \sqrt{K_3^2 - \left(\frac{C_2}{2}\right)^2}.$$

Заметим, что в уравнение размерной цепи входит пять размеров, а если в чертеже размера K нет, а есть размер K_4 , то шесть размеров, причем размер K_3 входит в уравнение дважды, что вносит некоторую неопределенность в нахождение предельных значений узлового размера. Как исключить такую неопределенность покажем далее. Здесь же напомним, что нанесение размеров на чертеже — дело далеко не произвольное.

Для обработки сферической поверхности необходима более высокая квалификация рабочего и специальный инструмент: режущий (фасонный резец) и измерительный (шаблон). Поэтому конструктор, продолжая поиск оптимального конструкторско-технологического решения, исследует и вариант с коническим клапаном (см. рис. 1.5,в).

Наличие углового размера в одной из деталей узла и определяет необходимость составления размерной цепи с угловым размером. Составление такой размерной цепи осуществляется, как и в предыдущем варианте. Изобразив вектор узлового размера X (начав его от контактной точки) и выйдя, таким образом, на деталь C , продолжаем движение

к следующей детали Π с размерами $c = \frac{C_2}{2}$ и C_1 , далее размером Π_1 к

детали K и т.д. Здесь возможны два варианта нанесения размеров клапана, оказывающих влияние на узловой размер: размеров K_5 и K_6 или размеров K_7 и K_8 . Оба варианта в технологическом отношении равноценны, в обоих вариантах необходим шаблон. С нашей точки зрения, предпочтительнее первый вариант. При токарной обработке или шлифовании проще получить более высокую точность детали с размером K_5 , чем размером K_8 . Но могут быть и другие взгляды, обусловленные навыками, традициями, состоянием оборудования.

На рис. 1.6,а представлена размерная цепь для первого варианта нанесения размеров, на рис. 1.6,б — для второго варианта.

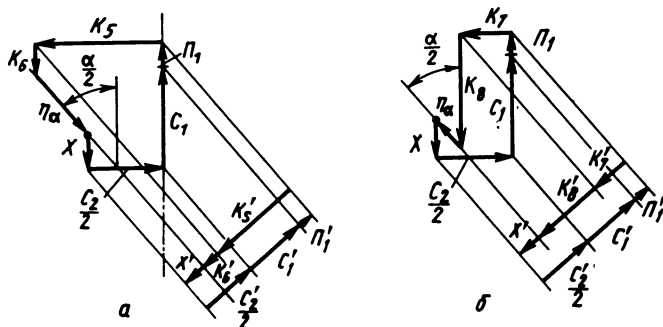


Рис. 1.6. Размерные цепи электропневмоклапана с угловыми размерами. Угловой размер выражен линейной величиной

В обоих вариантах, как и в любой другой размерной цепи с угловыми размерами, имеется дополнительное звено, так называемый переходный размер η_α , который имеет направление, задаваемое угловым размером α . Включение его в цепь обусловлено, во-первых, неопределенностью положения контактной точки на наклонной (в данном случае конической) поверхности и, во-вторых, необходимостью включения в уравнение размерной цепи тригонометрических функций углового размера.

Наличие переходного размера является основной особенностью размерной цепи с угловым размером. Величина эта неизвестна и не определяется. Она исключается из размерного расчета путем проектирования размерной цепи на плоскость (линию), перпендикулярную переходному размеру, т.е. $\eta'_\alpha = 0$. Благодаря этому и включаются в уравнение размерной цепи тригонометрические функции углового размера. Проекции этих размерных цепей представляют собой размерные цепи с параллельными звеньями и служат основой для получения уравнения размерной цепи

$$-X' + C' + C'_1 + P'_1 - K'_5 - K'_6 = 0$$

$$\text{или } -X' + C' + C'_1 + P'_1 - K'_7 - K'_8 = 0.$$

Значения проекций всех этих звеньев находятся элементарно. В первом случае

$$X = X \sin \frac{\alpha}{2}, \quad C' = C \cos \frac{\alpha}{2}; \quad C'_1 = C_1 \sin \frac{\alpha}{2},$$

$$P'_1 = P_1 \sin \frac{\alpha}{2}, \quad K'_5 = K_5 \cos \frac{\alpha}{2}; \quad K'_6 = K_6 \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Подставив эти значения в уравнение проекции размерной цепи и произведя преобразования, получим

$$X = \frac{C_2}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + C_1 + \Pi_1 - K_5 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - K_6.$$

Аналогично для второго случая

$$X = \frac{C_2}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} + C_1 + \Pi_1 - K_7 \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - K_8.$$

В предыдущих примерах размерной цепи с угловыми размерами величина α могла быть не заданной или принятой по тем или иным соображениям, а искомой. Например, все линейные размеры (их номинальные и предельные значения) приняты соответственно требуемым габаритам и производительности клапана, а также традиционной технологией их изготовления. Необходимо же знать, какие будут номинальные и предельные значения и, следовательно, допуски углового размера (α , $\alpha_{\min}$, $\alpha_{\max}$, $\delta\alpha$). В этом случае полученное уравнение размерной цепи решается относительно α :

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{K_5 - \frac{C_2}{2}}{C_1 + \Pi_1 - K_6 - X}.$$

Однако такое преобразование уравнения размерной цепи не дает основания для отнесения ранее рассматриваемого вида размерных цепей к виду, описанному здесь.

Размерные цепи с угловым размером, выражающим значение узлового размера, составляются для узлов, в которых детали совершают поворот на заданный или искомый угол, величина которого обусловлена функционированием узла.

Методика составления таких размерных цепей аналогична методике составления размерных цепей ранее рассмотренных видов. Но так как в данном случае нет вектора узлового размера, с которого рекомендовалось начинать построение размерной цепи и обуславливать знаки членов уравнения, то составление размерной цепи данного вида может быть начато с любого звена. Однако выбранное направление первого вектора надо строго (последовательно) продолжать.

На рис. 1.7 представлены схемы узла, состоящего из корпуса K и рычага R с роликом P . Поворот рычага ограничивает вертикальная или наклонная стенки корпуса. Необходимо знать номинальные и предельные значения угла поворота рычага.

Размерные цепи изображены непосредственно на схемах узла. В состав этих цепей непременно входит переходный размер η_α , размер, представляющий в размерной цепи ролик P_1 , корпус представлен структурным размером K_1 . Если такой размер представлен в чертеже

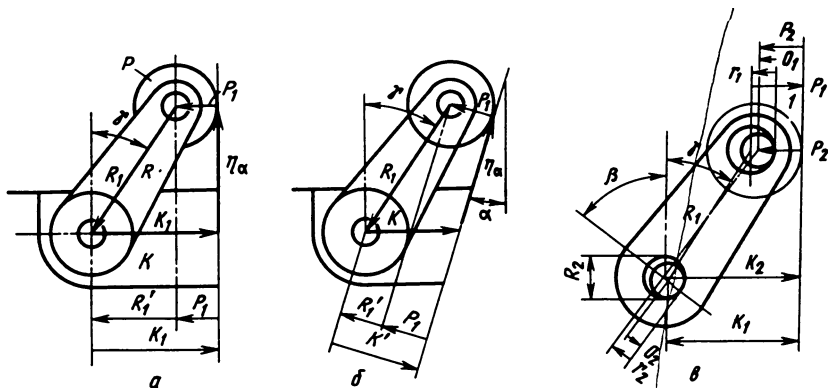


Рис. 1.7. Размерные цепи с угловыми размерами. Узловой размер выражен угловой величиной

корпуса, то структурный размер является одновременно и составляющим. Если размеры представлены иначе, то составляется подetailная размерная цепь для нахождения структурного размера K_1 . Такая размерная цепь проектируется на плоскость (линию), перпендикулярную переходному размеру. На рис. 1.7,а

$$\frac{R'_1}{R_1} = \sin \gamma, \quad \gamma = \arcsin \frac{R'_1}{R_1} = \frac{K - P_1}{R_1};$$

на рис. 1.7,б

$$\frac{R'_1}{R_1} = \sin(\gamma - \alpha), \quad \gamma - \alpha = \arcsin \frac{R'_1}{R_1},$$

$$R'_1 = K' - P_1, \quad K' = K \cos \alpha.$$

Так как угол α известен, то нетрудно найти и значение γ . Если необходимо выполнить более точный расчет с учетом зазоров в сопряжениях, то находятся направления, в которых выбираются зазоры и составляют вспомогательные размерные цепи для нахождения структурных размеров P_2 и K_2 или смещения осей, которые включаются непосредственно в размерную цепь. В рассматриваемых примерах принято, что ось рычага запрессована в корпус, а рычаг посажен на ось по ходовой посадке. Ось ролика запрессована в рычаг, а ролик посажен на ось по ходовой посадке.

В данном примере (см. рис. 1.7,в)

$$P_2 = P_1 + O_1 - r_1,$$

где P_1 — половина диаметра ролика; O_1 — половина диаметра оси; r_1 — половина диаметра отверстия в ролике;

$$K_2 = K_1 + (r_2 - O_2) \sin \beta,$$

здесь O_2 — половина диаметра оси; r_2 — половина диаметра отверстия в рычаге;

$$\gamma = \arcsin \frac{K_2 - P_2}{R_1}.$$

Нередки узлы и соответственно размерные цепи, в которых имеется два угловых размера. Такой узел представлен в качестве примера на рис. 1.8. Здесь имеются угловой размер α , определяющий наклон контактной поверхности стопора С, и β — угол, определяющий наклон вектора Z_1 (размер, принадлежащий защелке 3, вектор этот выражает расстояние от центра оси защелки до точки контакта защелки со штоком Ш). Угловой размер α задан чертежом. Значения угла β обусловлены сочетанием размеров сопряженных деталей, т.е. угол неизвестен. Для нахождения его значений (номинального и предельных) необходима вспомогательная размерная цепь. В данном примере эта цепь относится к группе размерных цепей с угловыми размерами.

Здесь угловой размер β представляет собой узловый размер

$$\beta = \arcsin \frac{Z_1}{3_1} = \arcsin \frac{K_1 - \frac{K_2}{2} + \frac{\text{Ш}_1}{2} + \frac{\text{Ш}_2}{2}}{3_1}.$$

Этой узловой цепью учтен и зазор между отверстием в корпусе K_2 и направляющей частью штока Ш_1 . Если необходимо учесть зазоры в сопряжении корпус — ось защелки — защелка, то это выполняется, как в предыдущем примере.

Узловым размером X в размерной цепи с угловым размером α является зазор между торцом штока и защелкой. Необходимо, чтобы защелка повернулась с заданной точностью в положение, обозначенное углом β , и воспрепятствовала выпаданию штока из корпуса (перемещение вправо по рисунку). Для этого необходимо, чтобы сочетание размеров, входящих в состав размерной цепи, обеспечивало значение $X > 0$. При этом из условий функционирования необходимо, чтобы максимальное значение X было малым, т.е. допуск X должен быть весьма жестким. Далее будет показано, что для обеспечения такого значения узлового размера X экономически целесообразна компенсация; в качестве компенсатора

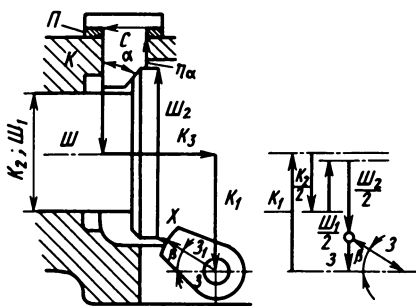


Рис. 1.8. Узел с двумя угловыми размерами

предусмотрена прокладка П, подбором и пригонкой которой можно установить стопор С выше или ниже, смещая тем самым шток Ш влево или вправо.

При расчетах мертвых ходов и шаткостей нередки (и даже, как правило, обязательны) размерные цепи с угловыми размерами (угловой величиной выражен узловой размер). Посадка "отверстия" (охватываемая деталь согласно терминологии системы допусков и посадок [6, 7, 15] на "вал" (охватываемая деталь), если эта посадка с зазором, неизбежно сопровождается поворотом отверстия относительно вала или вала относительно отверстия в пределах зазоров. В качестве примеров на рис. 1.9 и рис. 1.10 представлены размерные цепи рассматриваемой здесь группы для посадки "на квадрат" и "на шпонку".

На рис. 1.9 квадратный вал повернулся — в пределах зазора в квадратном отверстии от среднего положения по часовой стрелке. Контактные элементы здесь представлены точками n_1 и n_2 , n_3 и n_4 . Для составления размерной цепи достаточно использовать одну из этих пар: от точки n_1 размера вала B_1 и переходного размера Π_B перемещаемся к точке n_2 и к началу размерной цепи переходного размера Π_A и размера отверстия A_1 . Для составления уравнения размерной цепи с угловыми размерами ее надо спроектировать на направление, перпендикулярное переходному размеру. Но здесь два переходных размера, значения которых неизвестны. Проектируя размерную цепь на направление, перпендикулярное переходному размеру Π_A , получим

$$A_1 - \Pi'_B - B'_1 = 0;$$

$$\Pi'_B = \Pi_B \sin \gamma;$$

$$\Pi_B = \sqrt{B_2^2 - B_1^2};$$

$$B'_1 = B_1 \cos \gamma.$$

Следовательно,

$$A_1 - \sqrt{B_2^2 - B_1^2} \sin \gamma - B_1 \cos \gamma = 0.$$

При малых значениях γ , характерных в подобного рода сопряжениях, можно принять $\cos \gamma \approx 1$. Тогда

$$A_1 - \sqrt{B_2^2 - B_1^2} \sin \gamma - B_1 = 0.$$

Откуда найдем

$$\gamma = \arcsin \frac{A_1 - B_1}{\sqrt{B_2^2 - B_1^2}}.$$

В шпоночном соединении, если оно выполнено по посадкам с гарантированным зазором, неизбежны зазоры S_1 и S_2 , т.е. $S_\Sigma = S_1 + S_2$, в преде-

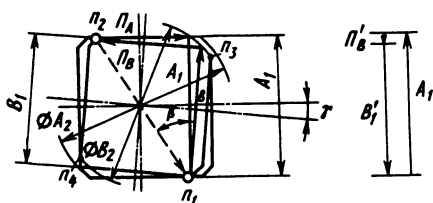


Рис. 1.9. Сопряжение "квадрат" с заданным зазором и размерная цепь для нахождения мертвого хода или шаткости

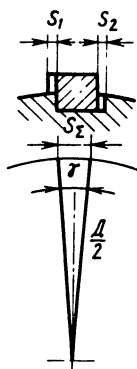


Рис. 1.10. Шпоночное соединение – посадка с заданным зазором

лах которых вал относительно отверстия (или отверстие относительно вала) поворачивается на угол γ . При выводе уравнения такой размерной цепи (см. рис. 1.10) обычно принимают: хорда равна дуге

$$l = \pi d \frac{\gamma}{360 \cdot 60},$$

откуда

$$\gamma = \frac{360 \cdot 60 S_{\Sigma}}{\pi d} = 6880 \frac{S_{\Sigma}}{d} (\gamma \text{ в мин}).$$

Такое допущение приемлемо для многих сопряжений, где $S \rightarrow \min$; эта зависимость используется обычно для шпоночного и шлицевого сопряжений, кулачковых муфт, зубчатых зацеплений и т.п. В практике размерных расчетов нередко возникает также необходимость определения значений угла смещения (поворота, закрутки) одного сборочного элемента по отношению к другому, причем взаимное положение этих сборочных элементов задано только угловыми размерами.

Размерная цепь такого узла состоит только из угловых размеров (рис. 1.11). По своей структуре она сходна с линейной размерной цепью, но векторы – звенья этой размерной цепи представляют собой угловые размеры и изображены в виде отрезков дуг. Уравнение этой размерной цепи составляется, как и уравнение размерной цепи с параллельными звеньями. При этом предполагается, что геометрические оси этих сборочных элементов совпадают.

Составление пространственной размерной цепи и ее уравнения, а также численное решение уравнения представляют собой чрезвычайно сложную задачу, требующую большого опыта и времени. Поэтому данную размерную цепь представляют в виде сочетания линейных или плоскостных размерных цепей, составляемых для отдельных сопряжений, элементов конструкции и кинематической схемы узла, выражающих

Мертвым ходом называется перемещение (линейное или угловое) ведущего звена механизма относительно неподвижного ведомого звена за счет зазоров в сопряжениях узла. На практике измерение действительного значения мертвого хода осуществляется в точном соответствии с этим определением: ведомые звенья — конечные (исполнительный орган) или промежуточные закрепляют (зашемляют) и перемещают (поворачивают) ведущее звено от его исходного положения до тех пор, пока это возможно, пока не будут выбраны зазоры в сопряжениях. Затем определяют его новое положение. Разность между конечным и начальным (исходным) положениями ведущего звена и есть мертвый ход механизма или его отдельных, промежуточных сопряжений.

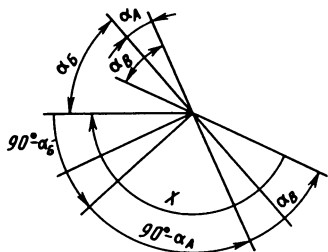
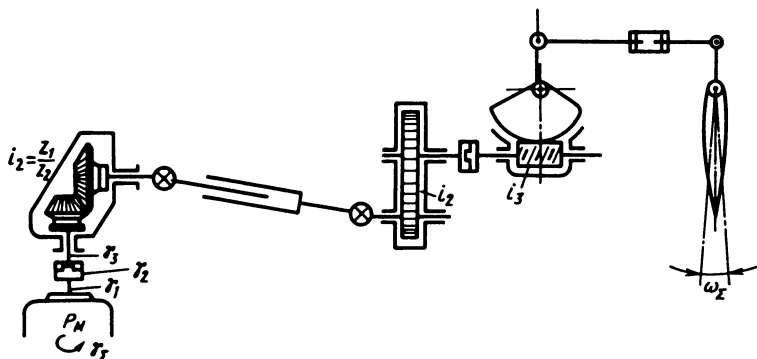
$$\gamma_{\Sigma} = \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 + \gamma_4 + \gamma_5 i_1 + \gamma_6 i_1 + \dots = \sum_{i=1}^n \gamma_j i_j,$$


Рис. 1.12. Кинематическая схема механизма к расчету мертвого хода и шаткости



где γ_1 — мертвый ход ведущего звена механизма относительно неподвижной (защемленной) муфты, соединяющей вал рулевой машинки с валом конической передачи; γ_2 — мертвый ход ведущей части муфты относительно (неподвижной) ведомой; γ_3 — мертвый ход ведомой части муфты относительно валика конической передачи; γ_4 — мертвый ход валика относительно ведущей шестерни конической передачи; γ_5 — мертвый ход ведущей шестерни конической передачи относительно ведомой шестерни; $i = \frac{z_1}{z_2}$ — передаточное число конической передачи;

γ_6 — мертвый ход ведомой шестерни относительно ее валика и т.д. Если в i -м сопряжении осуществлена неподвижная (с натягом) посадка, то $\gamma_i = 0$, и он в уравнение не включается. Расчет значений γ_i для тех сочленений, где неизбежны посадки с гарантированным зазором, выполняются по зависимостям (уравнениям размерных цепей) вида, представленного для шпоночного соединения (см. рис. 1.10).

Для наиболее употребляемых сопряжений, показанных в данном примере, расчетные уравнения представлены в Приложении 1. Если бы в данном механизме была использована рулевая машинка с осевым перемещением ее ведущего звена, то ее мертвый ход

$$L_{\Sigma} = \frac{2R\gamma_{\Sigma}}{6880} \quad \text{или} \quad L_j = \frac{2R\gamma_j}{6880},$$

где R — плечо (радиус рычага), на которое воздействует рулевая машинка, мм; γ — выражается в минутах.

Шаткостью называется (угловое или линейное) перемещение ведомого звена механизма относительно неподвижного (защемленного) ведущего звена за счет зазоров в сопряжениях узла. Измерения шаткости производятся в обратном (по сравнению с измерениями мертвого хода) порядке. Заклинивается ведущее звено, поворачивается или перемещается (в пределах зазоров) ведомое звено. Шаткость

$$\omega_{\Sigma} = \sum_{j=1}^n \omega_j \frac{1}{i_j}.$$

Допустимые значения мертвых ходов и шаткостей, а также усилия, прилагаемые к ведущему звену при измерениях мертвого хода и к ведомому звену при измерениях шаткости (суммарные и в отдельных сопряжениях), обычно указываются в технических условиях на изготовление и приемку данных узлов или собранных изделий. Для измерения мертвых ходов и шаткостей, как правило, используются специальные приспособления, воспроизводящие рабочие (эксплуатационные) нагрузки и позволяющие заклинить (защемить) звенья и измерить значения γ_j или γ_{Σ} ; ω_j или ω_{Σ} .

2. УРАВНЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ И МЕТОДЫ ИХ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ

Полученные ранее уравнения представляют собой уравнения номинальных значений звеньев размерных цепей. Они позволяют определить номинальные значения узловых размеров при известных (принятых, заданных) значениях составляющих звеньев или любого другого звена при известных остальных звеньях цепи:

$$X = f(q_i),$$

$$F(q_i, x) = 0.$$

Обозначим узловые размеры буквами латинского алфавита X, Y, Z, S, H , а составляющие звенья — q_i .

Уравнения, необходимые для вычисления предельных значений узлового размера $X_{\max}, X_{\min}$ или среднего значения узлового размера $\bar{X}$, предельных отклонений Δ_X^B, Δ_X^H и допуска δx , могут быть получены из уравнения номинальных размеров.

Уравнения:

допуска узлового размера

$$\delta x = f(q_i)_{\max} - f(q_i)_{\min};$$

верхнего отклонения

$$\Delta_X^B = f(q_i)_{\max} - f(q_i);$$

нижнего отклонения

$$\Delta_X^H = f(q_i)_{\min} - f(q_i)$$

называют уравнениями точности.

Уравнением средних значений узлового размера будет соотношение

$$\bar{X} = f(\bar{q}_i),$$

где $\bar{X}$ — математическое ожидание узлового размера; $\bar{q}_i$ — математическое ожидание составляющего звена. Конкретные выражения этих уравнений различны для различных видов размерных цепей и при различных методах вычисления значений звеньев размерной цепи.

В настоящее время нашли применение два метода вычисления узлового размера: расчет на максимум-минимум и теоретико-вероятностный расчет.

2.1. РАСЧЕТ НА МАКСИМУМ-МИНИМУМ

Размерную цепь с параллельными звеньями, состоящую из множества составляющих звеньев, можно представить как цепь, состоящую из ветви положительного направления M , в которую входят только звенья положительного направления, и из ветви отрицательного направления N , в которую входят остальные (отрицательного направления) составляющие звенья. Такая размерная цепь с параллельными звеньями представлена на рис. 2.1. Уравнение номинальных значений звеньев такой размерной цепи имеет вид

$$X = M - N;$$

уравнения предельных значений

$$X_{\max} = M_{\max} - N_{\min},$$

$$X_{\min} = M_{\min} - N_{\max};$$

уравнение точности

$$\begin{aligned} \delta x &= X_{\max} - X_{\min} = (M_{\max} - N_{\min}) - (M_{\min} - N_{\max}) = \\ &= (M_{\max} - M_{\min}) + (N_{\max} - N_{\min}) = \delta M + \delta N. \end{aligned}$$

В общем виде допуск узлового размера выражается уравнением

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i,$$

где n — число составляющих звеньев.

Верхнее и нижнее отклонения

$$\Delta_x^B = X_{\max} - X = (M_{\max} - N_{\min}) - (M - N) = \Delta_M^B - \Delta_N^H,$$

$$\Delta_x^H = X_{\min} - X = (M_{\min} - N_{\max}) - (M - N) = \Delta_M^H - \Delta_N^B.$$

Наиболее удобно и с меньшей вероятностью ошибки вычисления производятся табличным способом (табл. 1).

Здесь необходимо строго выполнять следующее правило: в графах "верхнее" и "нижнее" записываются отклонения составляющих звеньев, но уже как составляющие узлового размера. Поэтому нижние отклонения составляющих звеньев, входящих в отрицательную ветвь, записываются в графу верхнего отклонения узлового размера и с противоположным знаком, а верхние отклонения этих составляющих звеньев записываются в графу нижнего отклонения узлового размера, и также с про-

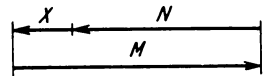


Рис. 2.1. Размерная цепь с параллельными звеньями

Таблица 1

Узловое обозначение звена	Номинальное значение звена		Отклонение узлового размера	
	положительной ветви	отрицательной ветви	верхнее	нижнее
C_1	$+C_1$	—	$\Delta_{C_1}^B$	$\Delta_{C_1}^H$
P_1	$+P_1$	—	$\Delta_{P_1}^B$	$\Delta_{P_1}^H$
K_1	—	K_1	$-\Delta_{K_1}^H$	$-\Delta_{K_1}^B$
K_2	$+K_2$	—	$\Delta_{K_2}^B$	$\Delta_{K_2}^H$
Γ_1	—	$-\Gamma_1$	$-\Delta_{\Gamma_1}^H$	$-\Delta_{\Gamma_1}^B$
X	$+M$	$-N$	Δ_x^B	Δ_x^H

типоволожным знаком. Отклонения звеньев, входящих в положительную ветвь, записываются в своих графах (верхнее в положение "верхнее" ...) со своими знаками. Это правило следует из уравнений предельных отклонений (см. рис. 2.1). Благодаря этому значения Δ_x^B и Δ_x^H получают путем непосредственного суммирования отклонений по колонкам. Приведенные уравнения и методика вычислений относятся лишь к размерным цепям с параллельными звеньями. Плоскостные размерные цепи в отличие от цепей с параллельными звеньями не могут быть приведены к единой схеме расчета в силу разнообразия комбинаций параллельных и непараллельных линейных размеров, угловых размеров деталей и углов поворота.

В общем виде уравнение номинальных значений для таких размерных цепей состоит из следующих членов уравнения:

$$X = M - N + (m_1 - n_1)f(\alpha) + (m_2 - n_2)\varphi(\beta) + \\ + (m_3 - n_3)f(\alpha)\varphi(\beta) + \dots,$$

где M — сумма звеньев положительной ветви, параллельных узловому размеру; N — сумма звеньев отрицательной ветви, параллельных узловому размеру; m_1, m_2, m_3 — сумма звеньев положительной ветви, не параллельных узловому размеру; n_1, n_2, n_3 — сумма звеньев отрицательной ветви, не параллельных узловому размеру; $f(\alpha), \varphi(\beta)$ — тригонометрические функции угловых размеров $\alpha, \beta, \dots$.

Для составления уравнений предельных значений размеров необходимо прежде всего исследовать уравнение номинальных размеров для:

1) выявления повторяющихся членов и их влияния на предельные значения узлового размера;

2) определения влияния тригонометрических функций угловых размеров (взятых для их предельных значений) на предельные значения узлового размера;

3) выявления того переходного размера (если их несколько), относительно которого целесообразнее проектировать размерную цепь и составлять вспомогательные цепи, позволяющие включать в проекцию остальные угловые размеры.

Влияние повторяющихся членов уравнения на предельные значения узлового размера может быть выявлено: способом подстановки, графически и с помощью частных производных. Если, например, в результате составления размерной цепи получено уравнение

$$X = A_1 - B_2 - B_2 \cos \alpha - \sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha},$$

то очевидно, что максимальное значение узлового размера $X_{\max}$ образуется при $A_{1\max}$, $B_{1\min}$, $\Gamma_{1\min}$, а $X_{\min}$ — при $A_{1\min}$, $B_{1\max}$, $\Gamma_{1\max}$. Но размер (линейный) B_2 входит в уравнение дважды, причем с различными знаками, а угловой размер α представлен различными тригонометрическими функциями и при различных знаках.

Эта задача решается просто: просчитываются комбинации $B_{2\max}$, $\alpha_{\max}$; $B_{2\max}$, $\alpha_{\min}$; $B_{2\min}$, $\alpha_{\min}$; $B_{2\min}$, $\alpha_{\max}$. Остальные члены уравнения на этом этапе расчета могут быть выражены максимальными значениями. Определив, что максимальному значению узлового размера $X_{\max}$ соответствует комбинация, например, $B_{2\min}$, $\alpha_{\max}$, и, следовательно, $X_{\min}$ соответствует значению $B_{2\max}$, $\alpha_{\min}$, приступают к вычислениям $X_{\max}$ и $X_{\min}$ с учетом предельных значений всех звеньев размерной цепи. Основной недостаток такого исследования повторяющихся членов уравнения размерной цепи состоит в увеличении объема вычислений. Необходимо выполнить 2^n подстановок, где n — число исследуемых (повторяющихся) членов уравнения.

Графически эти исследования выполняются путем вычерчивания в масштабе размерной цепи (чем больше масштаб — тем нагляднее) вначале при номинальных значениях всех звеньев, затем исследуемый размер изображается увеличенным и можно видеть (изображая остальные звенья при тех же номинальных значениях) как это отражается на значении X .

Для сложных размерных цепей с большим числом повторяющихся членов уравнения более производительное исследование с помощью частных производных. Если частная производная $\frac{\partial x}{\partial q_i} > 0$, то это значит, что функция X возрастает с увеличением составляющего звена q_i и, следовательно, максимальное значение узлового размера $X_{\max}$ имеет место при значениях $q_{i\max}$, а $X_{\min}$ — при $q_{i\min}$.

В рассматриваемом примере уравнение размерной цепи с повторяющимися членами

$$\frac{\partial x}{\partial \alpha} = B_2 \sin \alpha + \frac{B_2^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}}.$$

Очевидно, что $\frac{\partial x}{\partial \alpha} > 0$, т.е. $X_{\max}^I > 0$ при $\alpha_{\max}$;

$$\frac{\partial x}{\partial B_2} = -\cos \alpha + \frac{B_2 \sin^2 \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}}.$$

Здесь, для того чтобы найти значение $\frac{\partial x}{\partial B_2}$ (> 0 , или $= 0$, или < 0)

необходимо осуществить численное решение уравнения (подставляя номинальные значения α , B_2 , Γ_1).

Теперь на основании исследования влияния повторяющихся членов уравнения на точность замыкающего звена можно записать уравнения предельных значений

$$X_{\max} = A_{1\max} - B_{1\min} - B_{2\min} \cos \alpha_{\max} - \\ - \sqrt{\Gamma_{1\min}^2 - B_{2\min}^2 \sin^2 \alpha_{\max}},$$

$$X_{\min} = A_{1\min} - B_{1\max} - B_{2\max} \cos \alpha_{\min} - \\ - \sqrt{\Gamma_{1\max}^2 - B_{2\max}^2 \sin^2 \alpha_{\min}}.$$

Далее можно составить уравнения точности:

$$\delta x = X_{\max} - X_{\min},$$

$$\Delta_x^B = X_{\max} - X,$$

$$\Delta_x^H = X_{\min} - X$$

и вычислить значения δx , Δ_x^B , Δ_x^H . Однако в практике размерных расчетов (и в особенности при выполнении проектных размерных расчетов) выполняющего расчет интересует прежде всего расчетное значение допуска узлового размера δx_p , сопоставив которое с заданным значением δx_z , можно принимать решение. А изложенный выше путь расчета значения δx_p трудоемок.

Поэтому в теории размерных цепей имеются уравнения точности, позволяющие найти значения δx , Δ_x^B , Δ_x^H непосредственно из уравнения номинальных значений звеньев, если известны допуски (и предельные отклонения) составляющих звеньев, без численного решения уравнений номинальных и предельных значений звеньев.

Для линейной размерной цепи (с параллельными звеньями) такие уравнения были показаны ранее:

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i,$$

$$\Delta_x^B = \Delta_M^B - \Delta_N^H,$$

$$\Delta_x^H = \Delta_M^H - \Delta_N^B.$$

Для плоскостной размерной цепи уравнения точности имеют вид

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i \frac{\partial f(q_i)}{\partial q_i},$$

$$\Delta_x = \sum_{i=1}^n \Delta q_i \frac{\partial f(q_i)}{\partial q_i}.$$

Приведенные уравнения выражают полные дифференциалы функции нескольких переменных, в которых дифференциалы последних заменены допусками. Величина $\frac{\partial f(q_i)}{\partial q_i}$ (или, что то же самое, $\frac{\partial x}{\partial q_i}$) пред-

ставляет собой частную производную функции узлового размера по q_i размеру. По существу это коэффициент приведения данного размера (непараллельного узловому) его допуска и отклонений к направлению узлового размера.

Для приведенного выше уравнения плоскостной размерной цепи уравнение точности имеет вид

$$\begin{aligned} \delta x &= \left| \frac{\partial x}{\partial A_1} \right| \delta A_1 + \left| \frac{\partial x}{\partial B_1} \right| \delta B_1 + \left| \frac{\partial x}{\partial B_2} \right| \delta B_2 + \left| \frac{\partial x}{\partial \Gamma_1} \right| \delta \Gamma_1 + \left| \frac{\partial x}{\partial \alpha} \right| \delta \alpha = \\ &= \delta A_1 + \delta B_1 + \left| -\cos \alpha + \frac{B_2 \sin^2 \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right| \delta B_2 + \\ &+ \left| \frac{\Gamma_1}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right| \delta \Gamma_1 + \left| B_1 \sin \alpha + \frac{B_2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right| \delta \alpha. \end{aligned}$$

Здесь используются абсолютные значения частных производных

$$\begin{aligned} \Delta_x^B &= \Delta_{A_1}^B - \Delta_{B_1}^H + \left(-\cos \alpha + \frac{B_2 \sin^2 \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right) \Delta_{B_2}^H - \\ &- \left(\frac{\Gamma_1}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right) \Delta_{\Gamma_1}^H + \left(B_1 \sin \alpha + \frac{B_2^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{\Gamma_1^2 - B_2^2 \sin^2 \alpha}} \right) \Delta_{\alpha}^B. \end{aligned}$$

Аналогично записывается и выражение для Δx^H с учетом знаков частных производных, знаков членов уравнения номинальных значений звеньев (см. табл. 1).

В уравнениях, где нет повторяющихся членов, коэффициент приведения K_{Π} может быть найден с помощью тригонометрической функции узлового размера или теоремы Пифагора. Поэтому в заключение анализа расчета на максимум-минимум, еще раз запишем выражение для допуска узлового размера, которым можно воспользоваться на начальных стадиях размерного расчета.

Для размерной цепи с параллельными звеньями

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i.$$

Для плоскостной размерной цепи

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i K_{\Pi}.$$

Это общее выражение для любой размерной цепи, так как для линейной размерной цепи $K_{\Pi} = 1$.

Итак, допуск узлового размера равен сумме допусков всех составляющих звеньев с учетом коэффициента приведения. Причем значения δq_i всегда входят в уравнение точности со знаком $\ll + \gg$ независимо от того, в какую ветвь (положительную или отрицательную) входит данный размер.

2.2. ТЕОРЕТИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ

При расчете на максимум-минимум рассматриваются два крайних сочетания предельных значений составляющих звеньев. Все размеры — звенья размерной цепи деталей, вошедших в состав данного экземпляра узла, имеют предельные значения, причем так, что звенья отрицательной ветви — минимальны (максимальны для второго крайнего сочетания). Вероятность таких сочетаний не рассматривается, какой бы малой она ни была. Узел, собранный на основе полной взаимозаменяемости (его узловый размер), должен отвечать требованиям ТУ, как бы ни сочетались предельные значения составляющих звеньев.

Между тем вероятность таких крайних сочетаний весьма мала и существенно уменьшается с увеличением числа звеньев размерной цепи. Так, например, Н.А. Бородачев [3, 4], доказывая целесообразность в ряде случаев выполнения теоретико-вероятностного расчета вместо расчета на максимум-минимум, рассматривает следующий пример. Размерная цепь состоит из десяти составляющих звеньев; действительные значения всех этих звеньев распределяются по закону равной вероятности (рис. 2.2,а).

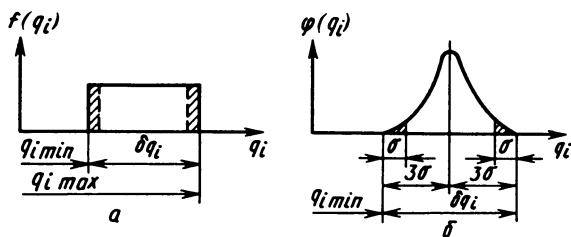


Рис. 2.2. К расчету вероятности неблагоприятных сочетаний предельных значений составляющих звеньев

Вероятность того, что в собранном узле все десять размеров будут иметь крайние значения в пределах $1/10$ поля рассеивания (допуска)

$$P = \left(\frac{1}{10}\right)^n = 10^{-10} = 0,0000000001.$$

Если все составляющие размеры распределяются по нормальному закону (см. рис. 2.2, б), где вероятность нахождения размера в пределах от 3σ до 2σ равна

$$F(q_i) = \int_{3\sigma}^{2\sigma} f(q_i) dq_i = 0,023,$$

то вероятность того, что в одном узле сойдутся размеры, находящиеся в этих пределах, составляет

$$P = (0,023)^n = 10^{-5} = 0,000000006.$$

Однако для "ответственных" изделий предпочитают расчет на максимум-минимум, тем более, что он обязателен, если заказчик или экономика производства диктуют полную взаимозаменяемость конструкции изделия.

Вместе с тем теоретико-вероятностный расчет позволяет расширить допуски составляющих звеньев, так как между допуском составляющего звена δq_i и технологической стоимостью существует гиперболическая зависимость.

Кроме того, к числу ответственных относятся далеко не все элементы систем. Опыт эксплуатации и ремонта многих систем, технических устройств показывает, что доля так называемых "критических" элементов не превышает 6 ... 8% от общего числа элементов системы. Критическими элементами в теории надежности называют те элементы, которые вызывают отказы системы или прогрессирующее ухудшение параметров которых недопустимо снижает эффективность системы. Сложность состоит лишь в том, что на стадии проектирования не так просто определить, к какому элементу – критическому или не критическому относится данный элемент системы. Модель слабейшего звена, разрабатываемая в теории надежности, может оказать существенную помощь в исключении многих элементов проектируемых систем из числа критических.

Изложенное позволяет уточнить роль размерных расчетов в поиске

оптимальных конструкторско-технологических решений. Лучший результат они дают, если осуществляются в комплексе всех видов расчетов и исследований, в том числе и надежности. Экономический эффект, достигаемый за счет расширения допусков составляющих звеньев, является основным доводом к применению теоретико-вероятностного расчета. Однако применение этого метода численного решения уравнений размерных цепей предполагает четко отработанную систему контроля, высокую культуру производства и стабильность технологических процессов.

В основу теоретико-вероятностного расчета положены две основополагающие теоремы теории вероятностей.

1. Математическое ожидание суммы нескольких случайных величин равно сумме математических ожиданий этих величин

$$M[\sum_i^n X_i] = \sum_i^n M[X_i],$$

где X_i – некоторые случайные величины данного наименования. Применительно к размерным расчетам эта теорема выглядит так:

$$M[X] = \sum_i^n M[q_i]$$

или

$$\bar{X} = \sum_i^n \bar{q}_i,$$

где $\bar{X}$ – математическое ожидание (среднее значение) узлового размера; $\bar{q}_i$ – математическое ожидание (среднее значение) i -го составляющего звена; X и q_i рассматриваются как случайные величины, так как их значения обусловлены сложным сочетанием множества факторов, что позволяет воспользоваться аппаратом теории вероятностей.

2. Дисперсия суммы случайных величин равна сумме дисперсий этих случайных величин

$$D[\sum_i^n X_i] = \sum_i^n D[X_i].$$

Поскольку $\sqrt{D_{X_i}} = \sigma_{X_i}$ (среднеквадратичному отклонению случайной величины X_i) эту теорему можно переписать и так:

$$\sigma_{\sum X_i} = \sqrt{\sum_i^n \sigma_{X_i}^2},$$

где X_i – также некоторая случайная величина. Этой записью воспользуемся при выводе расчетных уравнений. Применительно к размерному расчету эта запись означает

$$\sigma_X = \sqrt{\sum_i^n \sigma_{q_i}^2},$$

где X — узловой размер; q_i — составляющий размер. Известно, что

$$\sigma_{q_i} = \frac{\delta q_i}{2z_i},$$

где $2z_i$ — число среднеквадратичных отклонений, характерное для данного закона распределения. Для нормального закона $z = 3$ (3σ влево, 3σ вправо от центра группирования). Тогда и

$$\sigma_X = \frac{\delta X}{2z_X},$$

т.е.

$$\frac{\delta x}{2z_x} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\delta q_i}{2z_i} \right)^2},$$

или

$$\frac{\delta x}{2} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\delta q_i}{2} \right)^2 \left(\frac{z_X}{z_i} \right)^2}.$$

Здесь $\frac{z_X}{z_i} = K_z$ — представляет собой коэффициент приведения закона распределения q_i к закону распределения X . Дело в том, что исследования показали: распределение (рассеивание) узлового размера всегда описывается нормальным законом независимо от того, какими законами описываются распределения q_i . А распределения q_i могут быть различными. Они зависят главным образом от масштаба производства и от технологического процесса изготовления детали. Так, например, при токарной обработке деталей на станках нормальной точности в условиях массового и крупносерийного производства распределение q_i описывается нормальным законом (тогда $K_z = 1$), а в условиях серийного производства — законом треугольника (законом Симпсона), тогда $K_z = 1,22$. При обработке деталей по 2-му классу точности на шлифовальных станках нормальной точности действует закон равной вероятности $K_z = 1,74^*$. Поскольку при нормальном законе распределения отклонения узлового размера симметричны относительно центра группирования (относительно $\bar{X}$), полученное уравнение точности для размерных цепей с параллельными звеньями имеет вид

$$\delta x = 2\sqrt{\sum \left(\frac{\delta q_i}{2} \right)^2 K_{zi}^2}.$$

* Некоторые значения K_z для типовых условий производства приведены в Приложении 2.

Для плоскостных размерных цепей необходимо учитывать и коэффициент приведения (непараллельных) звеньев к направлению узлового размера

$$\delta x = 2\sqrt{\sum_i^n \left(\frac{\delta q_i}{2}\right)^2 K_{z_i}^2 K_{\Pi_i}^2}.$$

Так как размерная цепь с параллельными звеньями $K_{\Pi_i} = 1$, то эту запись можно принять как обобщенное уравнение точности, используемое и при теоретико-вероятностном размерном расчете и при расчете на максимум-минимум. Учитывая, что нормальный закон, которым описывается распределение узлового размера, симметричен относительно своей оси, нетрудно показать значение предельных отклонений узлового размера

$$\Delta_x^{B(H)} = \pm \sqrt{\sum_i^n \left(\frac{\delta q_i}{2}\right)^2 K_{z_i}^2 K_{\Pi_i}^2}.$$

Очевидно также, что $X_{\max, \min} = \bar{X} \pm \frac{\delta x}{2}$. И согласно первой теореме

$$\bar{X} = \sum_i^n \bar{q}_i.$$

Значения $\bar{q}_i$ рассчитываются с помощью уравнений, которые удобнее обосновать геометрической интерпретацией задачи. Сделаем это на примере. На рис. 2.3 представлены размерная цепь (с параллельными звеньями) и графические изображения законов распределения составляющих звеньев. Предположим, что распределение размера A_1 описывается нормальным законом. На рис. 2.3 видно, что $\bar{A}_1 = A + E_{A_1}$, где E_{A_1} — величина смещения центра группирования (математического ожидания) $\bar{A}_1$

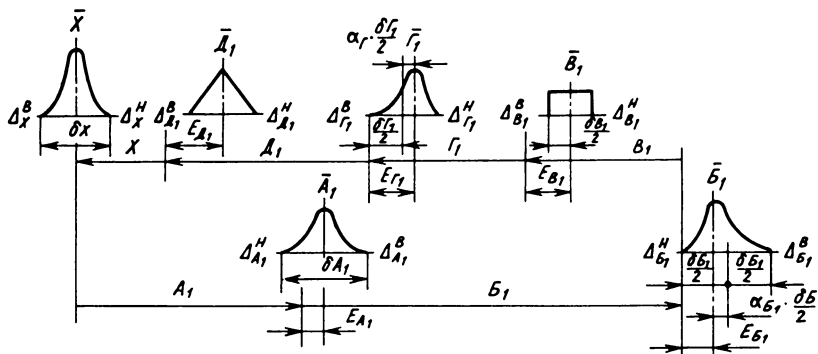


Рис. 2.3. Размерная цепь с различными законами распределения составляющих звеньев

с линии номинального значения A_1 , т.е. $E_{A_1} = \frac{\delta A_1}{2} - \Delta_{A_1}^M$. Распределение размера B_1 описывается асимметричным законом с коэффициентом асимметрии α_{B_1} :

$$\bar{B}_1 = B_1 + E_{B_1},$$

где

$$E_{B_1} = \Delta_{B_1}^H + \frac{\delta B_1}{2} - \alpha_{B_1} \frac{\delta B_1}{2}.$$

Распределение размера $\bar{B}_1$ описывается законом равной вероятности:

$$\bar{B}_1 = B_1 - E_{B_1}, \quad E_{B_1} = \Delta_{B_1}^B + \frac{\delta B_1}{2};$$

$$\bar{\Gamma}_1 = \Gamma_1 - E_{\Gamma_1}, \quad E_{\Gamma_1} = \Delta_{\Gamma_1}^B + \frac{\delta \Gamma_1}{2} + \alpha_{\Gamma_1} \frac{\delta \Gamma_1}{2};$$

$$\bar{D}_1 = D_1 - E_{D_1}, \quad E_{D_1} = \Delta_{D_1}^H - \frac{\delta D_1}{2}.$$

При этих вычислениях необходимо или согласовывать знаки отклонений со знаком в уравнении для E_{q_i} или, что удобнее, представлять в уравнения абсолютные значения $\Delta_{q_i}^B$, $\Delta_{q_i}^H$. Для линейной размерной цепи (на рис. 2.3 показано $E_X = 0$):

$$E_X = \sum_{i=1}^n E_{q_i}.$$

Для плоскостной размерной цепи

$$E_X = \sum_i^n E_{q_i} \frac{\partial x}{\partial q_i}, \quad q_i = q_i(\pm) E_{q_i}.$$

$$\bar{X} = X(\pm) E_X \quad \text{или} \quad \bar{X} = \sum_{i=1}^n q_i = \sum_{i=1}^n (q_i \pm E_{q_i}).$$

Приведенные в Приложении 2 значения K_z , α могут служить начальными ориентирами в конкретном решении задач теоретико-вероятностным расчетом.

3. МЕТОДЫ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕШЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Рассмотренные в предыдущей главе методы вычисления предельных значений и отклонений замыкающего звена, а также допуски узлового размера представляют собой обычные в математике методы численного решения уравнений. В настоящей главе рассматривается процесс, который в начале книги назван поиском оптимального конструкторско-технологического решения на основе размерных расчетов. В теории размерных цепей этот процесс называется методом решения размерных цепей и рассматривается именно как процесс конструкторско-технологической реализации размерных цепей, процесс принятия решения с учетом требований точности. В практике проектирования многих узлов используются следующие методы (конструкторско-технологического) обеспечения точности исходных звеньев размерных цепей:

- 1) метод полной взаимозаменяемости,
- 2) метод неполной взаимозаменяемости,
- 3) методы технологической компенсации,
- 4) методы конструктивной компенсации.

Имеется в виду компенсация погрешностей составляющих звеньев для достижения заданных предельных значений и допуска узлового размера. Выбор того или иного метода обусловлен требованиями к точности узлового размера, особенностями конструкции узла и технологии изготовления его деталей и сборки узла, экономикой производства и эксплуатации. Осуществляться этот выбор должен, как правило, на основе сопоставления результатов размерного расчета при всех названных методах. Если заказчик требует обязательного достижения полной взаимозаменяемости конструктивных элементов, то надобность в сопоставлении всех методов решения отпадает, так как полная взаимозаменяемость достигается лишь первым методом; при этом должны быть определены такие предельные значения составляющих звеньев, при которых обеспечивается точность узлового размера.

3.1. МЕТОД ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Метод полной взаимозаменяемости состоит в том, что конструкторско-технологическое решение (включая и назначение, и точность составляющих размеров) обеспечивает требуемые номинальные и предельные значения узлового размера при крайних сочетаниях предельных значений составляющих звеньев размерной цепи данного узла. Из этого следует, что при этом методе решения размерной цепи должен выполняться расчет на максимум-минимум. Полученные из расчета значения должны

находиться в определенных соотношениях с заданными значениями, а именно:

$$X_p \leq X_3,$$

$$\delta x_p \leq \delta x_3,$$

$$\Delta_{x_p}^B \leq \Delta_{x_3}^B,$$

$$\Delta_{x_p}^H \geq \Delta_{x_3}^H,$$

где $X_3, \delta x_3, \Delta_{x_3}^B, \Delta_{x_3}^H$ — заданные значения.

Если результаты выполнения размерного расчета соответствуют этим условиям, то взаимозаменяемость обеспечена. Если же, например, $X_p > X_3$, то необходимо уточнить номинальные значения составляющих звеньев; если $\delta x_p > \delta x_3$ — повысить точность составляющих звеньев, если $\delta x_p \leq \delta x_3$, но значения $\Delta_{x_p}^B$ и $\Delta_{x_p}^H$ не соответствуют указанным условиям, то необходимо сместить отклонения $\Delta_{q_i}^{B(H)}$ (не забывая при этом требования ЕСКД о предпочтительности стандартных номинальных размеров и стандартных предельных отклонений). Взаимозаменяемость в решающей мере зависит от заданной точности узлового размера (δx_3) и от назначения размеров. Из известного уравнения

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i \frac{\partial x}{\partial q_i}$$

очевидно, что:

1) при той же точности составляющих звеньев допуск узлового размера тем больше (его точность тем ниже), чем больше звеньев в составе размерной цепи. Именно это обстоятельство определило сформулированный ранее тезис о том, что, простановка размеров — дело далеко не произвольное;

2) чем выше точность замыкающего звена δx_3 , тем (при прочих равных условиях) должна быть выше точность составляющих размеров.

Рассмотрим это на примере узла (см. рис. 1.3), для которого ранее было составлено уравнение номинальных размеров

$$X = \frac{A_1}{2} - \frac{B_3}{2} + B_2 + B_1 - B_1 + B_2 - G_3 + \\ + G_1 - G_2 + D_1 - \frac{D_2}{2} + \frac{E_1}{2}.$$

Здесь двенадцать звеньев размерной цепи, т.е. двенадцать составляющих звеньев (размеров).

Допустим, что конструктор обоснованно назначил допуски на эти размеры:

$$\delta A_1 = 0,05; \delta B_3 = 0,05; \delta B_2 = 0,2(\pm 0,1);$$

$$\delta B_1 = 0,2; \delta B_1 = 0,2; \delta B_2 = 0,3;$$

$$\delta \Gamma_3 = 0,2; \delta \Gamma_1 = 0,3; \delta \Gamma_2 = 0,1;$$

$$\delta D_1 = 0,2(\pm 0,1); \delta D_2 = 0,05; \delta E_1 = 0,05$$

и выполнил проверочный расчет

$$\delta x_1 = \Sigma \delta q_i = 1,8 \text{ мм.}$$

Приемлемо или нет полученное значение δx_1 мы не рассматриваем. Отметим лишь, что оно велико и его надо уменьшить, не повышая точности составляющих размеров. Для этого необходимо выполнить рекомендацию, приведенную в теории размерных цепей, о том, что в чертежах деталей по возможности должны быть проставлены структурные размеры, т.е. размеры, непосредственно выражающие расстояния между контактными поверхностями (линиями, точками).

В рассмотренном примере согласно этой рекомендации можно проставить:

1) размер b_1 вместо размеров B_1 и B_2 , т.е. численно $b = B_1 + B_2$; допуск на этот размер можно назначить такой же, как и на B_1 (так как точность здесь определена главным образом кондуктором $\delta b_1 = 0,2$);

2) структурный размер v_1 численно равен $B_2 - B_1$, $\delta v_1 = 0,2$;

3) размер d_1 , выполнение которого может быть предусмотрено после сборки деталей Γ и D , при этом из размерной цепи исключаются звенья $D_1, \Gamma_2, \Gamma_1, \Gamma_3$; $\delta d_1 = 0,3$.

$$\delta x_1 = \frac{\delta A_1}{2} + \frac{\delta B_3}{2} + \delta b_1 + \delta v_1 + \delta d_1 + \frac{\delta D}{2} + \frac{\delta E}{2} = 0,9.$$

Таким образом, только за счет более рационального (вытекающего из размерного расчета) назначения размеров можно повысить точность узлового размера, не повышая точности обработки деталей. Назначению структурных размеров лишь в редких случаях противоречит правило единства конструкторской и технологической баз. В данном примере это правило единства баз назначению структурных размеров не противоречит.

Между тем размерные расчеты позволяют назначить оптимальную, действительно необходимую точность первичных сборочных элементов, обеспечивающую заданную точность узлового размера. Известно два расчетных метода назначения оптимальной точности: по принципу равных влияний и по минимуму себестоимости производства. Деление допуска

узлового размера поровну между составляющими звеньями $\delta q_i = \frac{\delta x}{n}$ может быть приемлемо лишь в тех редких случаях, когда все составляющие звенья данной цепи имеют близкие значения, вписывающиеся в один интервал.

Назначение оптимальных допусков на составляющие или (и) структурные звенья размерной цепи по *принципу равных влияний* основывается на совместном решении двух известных уравнений:

$$\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i,$$

$$\delta q_i = ik,$$

где i — единица допуска; k — число единиц допуска в данном качестве.

Согласно стандарту СЭВ 145–75 для размеров от 1 до 500 мм единица допуска

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

где D_H — в мм, i — в мкм.

В самолетостроении все размеры готовых изделий выполняются в пределах 5 ... 12 квалитетов.

Для размеров свыше 500 до 10 000 мм

$$I = 0,004D_H + 2,1,$$

где D_H — среднее геометрическое интервала размеров (в мм):

$$D_H = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}.$$

Согласно системе допусков и посадок ОСТ на гладкие изделия допуск q_i -го размера

$$\delta q_i = k\text{ЕД}.$$

Здесь единица допуска

$$\text{ЕД} = 0,5\sqrt{D_{\text{ср}}},$$

где $D_{\text{ср}} = \frac{D_{\min} + D_{\max}}{2}$, k — число единиц допуска.

Напомним, что классы точности и соответственно квалитеты для каждого данного интервала размеров отличаются лишь числом единиц допуска.

Согласно стандарту СЭВ число единиц допуска k для квалитетов с 5-го по 17-й представлено в табл. 2.

Таблица 2

Число единиц допуска для квалитетов точности

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число ЕД, k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1000

Таблица 3

Число единиц допуска для классов точности

Класс		1	2	2а	3	3а	4	5	7	8	9
Число ЕД, k	вал	7	10	16	30	64	100	200	~400	~640	~1000
	от- вер- стие	10	16	25							

Согласно системе допусков ОСТ число ЕД для классов с 1-го по 9-й представлено в табл. 3.

Здесь учтено для 1,2 и 2а классов, что отверстия являются, как правило, более сложной деталью и на эти детали установлены большие допуски, чем на вал.

На основании этих значений k можно сопоставить квалитеты и классы точности (табл. 4).

Соответственно значениям k и i = ЕД (табл. 5) построены таблицы допусков. Так, например, деталь-отверстие имеет размер $A_1 = 60$ и должно быть выполнено по 2-му классу точности или по 8-му квалитету.

Размер 60 входит в интервал 50 ... 80 мм:

$$D_H = \sqrt{50 \cdot 80} = 63,25 \text{ мм},$$

$$i = 0,45 \sqrt[3]{63,25} + 0,001 \cdot 63,25 = 1,85 \text{ мм},$$

$$\delta A_1 = 1,85 \cdot 25 = 46,27 \approx 46 \text{ мкм}.$$

Такое же значение составляющего звена δA_1 получилось бы и в системе ОСТ, поскольку класс 2а построен (как и стандарт СЭВ в целом) на основе международной системы единиц ISO. Если размер $A_1 = 60$ необходимо выполнить, например по 4-му классу точности или по 11-му квалитету, то

$$\delta A_1 = 0,5 \sqrt[3]{65} \cdot 100 \approx 200 \text{ мкм}.$$

Таблица 4

Сопоставление квалитетов и классов точности

Квалитеты СЭВ	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Классы точности ОСТ	вал	1	2	2a	3	3a	4	5	7	8	9	—	
	отверстие	—	1	2	2a	3	3a	4	5	7	8	9	—

Таблица 5

Число единиц допуска i для интервалов диаметров в ЕСП СЭВ

Интервалы диаметров, мм	До 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80
Единицы допуска, i	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86

Продолжение табл. 5

Интервалы диаметров, мм	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	Свыше 250 до 315	Свыше 315 до 400	Свыше 400 до 500
Единицы допуска, i	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Согласно ОСТ 1014 $\delta A_1 = 200$ мкм:

$$\delta A_1 = (0,45\sqrt[3]{63,25} + 0,001 \cdot 63,25) \cdot 100 = 185 \text{ мкм.}$$

Согласно таблицам стандарта СЭВ допуск $IT_8 = 190$ мкм. Решая совместно приведенные выше уравнения, получим

$$\delta x = \sum_1^n k_i 0,5\sqrt[3]{D_{cp}}$$

или

$$\delta x = \sum_1^n k_i (0,45\sqrt[3]{D_{и}} + 0,01D_{и}).$$

Но здесь столько неизвестных k_i , сколько в размерной цепи составляющих звеньев. Поэтому данный принцип (равных влияний) предусматривает условие (допущение) одинакового (среднего) качества точности всех звеньев цепи, т.е. $k_i = k_{\text{ср}}$. Тогда это уравнение можно записать в виде

$$\delta x = 0,5 k_{\text{ср}} \sum_1^n 0,5 \sqrt[3]{d_{\text{ср}i}}$$

и найти среднее значение

$$k_{\text{ср}} = \frac{\delta x}{\sum 0,5 \sqrt[3]{d_{\text{ср}i}}}$$

$$\text{или } k_{\text{ср}} = \frac{\delta x}{\sum (0,45 \sqrt[3]{D_{\text{н}}} + 0,001 D_{\text{н}})}.$$

Таким образом принцип равных влияний приводит к нахождению некоторого среднего класса точности (среднего качества), по которому должны быть выполнены все звенья размерной цепи, чтобы обеспечить требуемое значение узлового размера. Но выполнение всех звеньев размерной цепи по одному классу точности (качеству), как правило, нерационально. Поэтому принцип равных влияний следует рассматривать как первое приближение. Становятся эффективными и опыт, и интуиция: на более сложные в технологическом отношении геометрические характеристики деталей назначаются более свободные допуски, на менее сложные характеристики — более жесткие допуски так, чтобы было в целом достигнуто среднее значение $k_{\text{ср}}$. После такой корректировки допусков необходимо обязательно осуществлять поверочный размерный расчет.

При этой технологической отработке конструкции обычно учитываются точностные характеристики методов обработки деталей и узлов (табл. 6).

В качестве примера рассмотрим узел, представленный на рис. 1.5, а (клапан): $K_1 = 15$ мм; $K_2 = 5$ мм; $\Gamma_1 = 6$ мм; $\Pi_1 = 3$ мм; $C_1 = 15$ мм. Здесь

$$X = C_1 + \Pi_1 - (K_1 - K_2) - \Gamma_1 = 2,2 \text{ мм.}$$

Поскольку чертежи данного изделия выполнены в соответствии с системой допусков ОСТ, в данном примере оперируем $\text{ЕД} = 0,5 \sqrt[3]{D_{\text{ср}}}$. Допустим, что в силу высоких требований к точности и надежности функционирования клапана замыкающего звена $\delta x_3 = 0,05$ мм

$$k_{\text{ср}} = \frac{50}{0,5(\sqrt[3]{14} + \sqrt[3]{4,5} + \sqrt[3]{14} + \sqrt[3]{4,5} + \sqrt[3]{2})} \approx 10,5.$$

Таблица 6

Экономически обоснованная точность механической обработки

Метод обработки	Класс точности, система ОСТ		Квалитет точности, система СЭВ 145–75	
	Размеры			
	диамет- ральные	линейные	диамет- ральные	линейные
Обтачивание на токар- ных станках:				
черновое	5 ... 7	7	12 ... 14	14
чистовое	3а ... 4	5 ... 4	10 ... 11	11 ... 12
чистовое повы- шенной точности	2а	—	7	—
тонкое	2	—	6	—
Фрезерование и стро- гание:				
черновое				
стали	—	5	—	12
чугуна	—	4	—	11
чистовое				
стали	—	4	—	11
чугуна	—	3а	—	10
чистовое повы- шенной точности				
стали	—	3	—	9
чугуна	—	2а	—	8
Шлифование:				
за один проход	3	3	9	9
чистовое	2а	2а	8 ... 7	8 ... 7
Чистовое повы- шенной точности	2	2	6 ... 7	6 ... 7
тонкое	1	—	5 ... 6	—
Растачивание:				
черновое	5	7 ... 10	12	14 ... 17
чистовое	4	7	11	14
алмазно-расточное	1 ... 2	3	6 ... 7	9
координатно- расточное	1 ... 2	3	6 ... 7	9
Сверление:				
без кондуктора	5	8	12	15
по кондуктору	4	3а ... 4	11	10 ... 11
Развертывание				
однократное	3	—	9	—
двукратное	2	—	7	—
Протягивание				
Хонингование	2а ... 2	2а ... 2	7 ... 8	7 ... 8
	1 ... 2	—	6 ... 7	—

Ближайшее значение

$$k_{\text{табл}} = \frac{10 + 16}{2} = 13,$$

т.е. в качестве первого приближения принимаем, что составляющие размеры деталей клапана должны выполняться в среднем по 2-му классу точности. Принимаем решение: C_1 (отверстие) выполнять по классу 2а, остальные размеры — по 1-му классу. Поверочный расчет покажет, насколько можно допуск расширить для более трудоемкого размера (K_2), так как здесь есть некоторый резерв. Классы 1 и 2а потребуют значительных затрат времени и использования прецизионных станков; экономически приемлем для данных условий производства данного изделия, например, класс 3. Нельзя ли увеличить допуск узлового размера до значения

$$\frac{\delta x}{4,7} = 30, \text{ т.е. } \delta x \approx 150 \text{ мкм} = 0,15 \text{ мм?}$$

Аналогичный расчет для вариантов клапана b и b (см. рис. 1.5) дает приблизительно такие же результаты. Здесь такое же число составляющих звеньев, таких же или близких номинальных значений, а сфера или конус — более трудоемкие элементы конструкции. Иными словами (проблемные) классы точности такие же. Кроме того, в вариантах b и b более высокие требования предъявляются к соосности седла и отверстия под хвостовик клапана. На основании анализа конструкций принимается вариант a . После подбора материала герметизирующего элемента клапана, т.е. капрона, с предварительным отбором участков листа, где этот материал обладает лучшими качествами оказалось, что даже в пределах одного листа показатели капрона существенно различаются. Необходимо также экспериментальное определение той части хода клапана, которая обусловлена податливостью капрона. И если для данных условий производства классы точности 1–2а недоступны или экономически нецелесообразны, а необходимо выполнить условие $\delta x_3 = 0,05$, то приходится обращаться к другим методам решения размерных цепей, так как уменьшить число составляющих звеньев здесь не предоставляется возможным.

Метод *оптимизации допусков по себестоимости* позволяет назначать допуски на составляющие звенья с учетом трудоемкости деталей, входящих в узел, т.е. упомянутые выше корректировки в данном случае не нужны.

В основу этого метода положена зависимость между стоимостью обработки C и точностью δq_i .

Как показали исследования, эта зависимость может быть выражена математически уравнением равнобокой гиперболы:

$$y = y_0 + x^{-\frac{m}{n}} \quad \text{или} \quad y = y_0 + \frac{a^2}{2x},$$

где $a^2 = x^2 - y^2$.

Применительно к рассматриваемой задаче зависимость между стоимостью C и точностью δq_i обработки i -й детали узла может быть выражена уравнением

$$C_i = C_{0i} + \frac{b_i}{\delta q_i},$$

где C_{0i} — та часть стоимости обработки, которая практически не зависит от точности.

Стоимость обработки всех деталей, входящих в узел:

$$C_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (C_{0i} + \frac{b_i}{\delta q_i}).$$

Это уравнение может быть записано как функция Лапласа с неопределенным членом λ :

$$\phi = \sum_{i=1}^n (C_{0i} + \frac{b_i}{\delta q_i}) + \lambda(\delta x - \sum_{i=1}^n \delta q_i).$$

Такое выражение C_{Σ} правомерно, поскольку известно, что $\delta x - \sum \delta q_i = 0$, т.е. функция ϕ представляет собой в данном выражении функцию стоимости.

Если взять частную производную

$$\frac{\partial \phi}{\partial \delta q_i} = - \frac{b_i}{\delta^2 q_i} + \lambda$$

и приравнять ее нулю, то получим $\phi_{\min}$, т.е. минимум функции себестоимости

$$\lambda - \frac{b_i}{\delta^2 q_i} = 0.$$

Следовательно,

$$\delta q_i = \sqrt{\frac{b_i}{\lambda}} = \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \sqrt{b_i}.$$

Так как $\delta x = \sum_{i=1}^n \delta q_i$,

$$\text{то } \delta x = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \sqrt{b_i} = \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \sum_{i=1}^n \sqrt{b_i}.$$

Но из предыдущего уравнения известно, что

$$\sqrt{\frac{1}{\lambda}} = \frac{\delta q_i}{\sqrt{b_i}}.$$

Следовательно,

$$\delta x = \frac{\delta q_i}{\sqrt{b_i}} \sum_{i=1}^n \sqrt{b_i}$$

и тогда

$$\delta q_i = \delta x \frac{\sqrt{b_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{b_i}}.$$

Таким образом, на каждое i -е звено размерной цепи может быть назначен допуск с учетом трудоемкости и себестоимости обработки как данной детали, так и всех деталей узла.

3.2. МЕТОД НЕПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Методология размерных расчетов позволяет найти единое толкование понятия взаимозаменяемости.

Внутренняя взаимозаменяемость конструкции согласно методологии размерных расчетов относится к методу решения размерной цепи внутри данного узла, как первичной сборочной единицы. Значение его узлового размера X достигается на основе полной взаимозаменяемости за счет соответствующей точности составляющих звеньев размерной цепи. Но поскольку этот узел (первичная сборочная единица) входит в состав последующей сборочной единицы, то значение его узлового размера X_1 , если он оказывает влияние на значение узлового размера X_2 последующей сборочной единицы, относится уже к понятию внешняя взаимозаменяемость.

Полная взаимозаменяемость означает, что численное решение уравнения размерной цепи выполняется расчетом на максимум-минимум и при этом должны быть выполнены приведенные ранее условия

$$X_p \leq X_3, \delta x_p \leq \delta x_3 \text{ и т.д.,}$$

благодаря чему каждая любая деталь данного наименования, взятая из партии любого периода изготовления, устанавливается на место без каких-либо дополнительных работ и обеспечивает требуемые значения узлового размера, т.е. правильность и точность функционирования узла.

Неполная взаимозаменяемость означает, что численное решение уравнения размерной цепи выполняется теоретико-вероятностным расчетом. Это понятие означает один из методов конструкторско-технологического решения размерной цепи, сущность которого состоит в следующем.

На составляющие размеры назначаются допуски, большие, чем этого требует расчет на максимум-минимум, чем это необходимо для обеспечения полной взаимозаменяемости. Благодаря этому существенно уменьшается стоимость изготовления деталей или первичных сборочных элементов. При этом предельные значения узлового размера могут с некоторой вероятностью выходить за пределы установленного допуска на этот узловой размер. Таким образом, при частичной или неполной взаимозаменяемости существует большая вероятность того, что взаимозаменяемость обеспечена в пределах меньше единицы — в этом и состоит отличие неполной взаимозаменяемости от полной. При полной взаимозаменяемости вероятность обеспечения взаимозаменяемости равна единице (если, разумеется, расчет выполнен без ошибок).

Если вероятность выхода поля рассеивания действительных значений δx_p за пределы поля допуска δx_z невелика или система контроля надежно выявляет, бракует узлы, в которых $\delta x_p > \delta x_z$, то такое конструкторско-технологическое решение принимается. Сборка при этом осуществляется, как и при методе полной взаимозаменяемости, т.е. каждая любая деталь данного наименования устанавливается на свое место без каких-либо дополнительных работ.

Ранее в результате расчета на максимум-минимум клапана (см. рис. 1.5) мы убедились, что заданный допуск $\delta x_z = 0,05$ может быть достигнут лишь при условии выполнения составляющих звеньев размерной цепи (в среднем) по второму классу точности. А если эти звенья выполнять по третьему классу точности, то $\delta x_p = 0,147$. Посмотрим, какое значение будет иметь допуск δx_p , если составляющие размеры выполнены по более доступному третьему классу точности, а в качестве метода реализации размерной цепи принят метод неполной взаимозаменяемости

$$\delta x_p = 2\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta q_i}{2}\right)^2 K_{\Pi}^2 K_z^2} \approx 0,65.$$

Здесь $K_{\Pi} = 1$, так как данная размерная цепь линейная, $K_z = 1$, так как клапан изготавливается в условиях, при которых распределение всех составляющих звеньев описывается нормальным законом. Тогда при $\delta K_1 =$

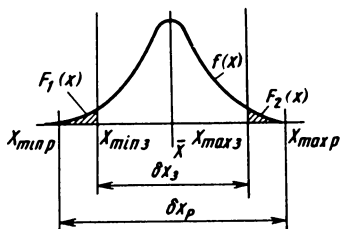


Рис. 3.1. Вероятность выхода действительного значения допуска узлового размера δx_p за пределы поля допуска δx_3

$= 36$ мкм, $\delta K_2 = 25$ мкм, $\delta G_1 = 25$ мкм, $\delta P_1 = 19$ мкм, $\delta C_1 = 36$ мкм, $\delta x_p = 0,065$ мм, $\delta x_3 = 0,05$ мм найдем вероятность выхода действительного значения допуска узлового размера за пределы поля допуска.

Эта вероятность графически представлена на рис. 3.1 заштрихованными площадками. Напомним, что распределение узлового размера всегда описывается нормальным законом, величинами вероятности $F_1(x)$ и $F_2(x)$.

На рис. 3.1 показано, что $\bar{X} = X$ (как на рис. 2.3), т.е. центр группирования ($\bar{X}$) совпадает со серединой поля допуска. Поэтому

$$F_1(x) = F_2(x) = \frac{\delta x_p - \delta x_3}{2} \int_0^{\frac{\delta x_p - \delta x_3}{2}} f(x) dx.$$

Если данного совпадения нет, т.е. $\bar{X} \neq X$, $F_x > 0$, то вероятность узлового размера $F_1(x)$ не равна вероятности узлового размера $F_2(x)$ и их необходимо находить каждую в отдельности по зависимостям теории вероятностей.

Если ОТК осуществит мероприятия по отбору брака (по X), тогда решение по экономическому эффекту, получаемому от увеличения допусков на составляющие звенья, может быть принято.

Если по техническим условиям необходимо обеспечить $\delta x_3 = 0,05$ мм и расширение его невозможно, то следует перейти к рассмотрению других методов взаимозаменяемости.

3.3. МЕТОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ КОМПЕНСАЦИИ

Все многообразие конструкторско-технологических решений, в основе которых лежит анализ возможных вариантов технологического процесса сборки и соответствующих им вариантов конструкторского исполнения узла, сводится к трем основным методам технологической компенсации: методу пригонки, методу подбора, методу селективной сборки.

Метод подгонки (пригонки) заключается в том, что на контактной поверхности одной из деталей, представленной в размерной цепи узла составляющим или структурным размером, предусматривается припуск,

который в меру необходимости (до достижения заданного значения узлового размера) удаляется тем или иным способом (опиловкой вручную или обработкой на станке) непосредственно в процессе сборки. На рис. 3.2 представлена размерная цепь, состоящая из звеньев положительной M и отрицательной N ветвей. Припуск (технологический компенсатор T_K) предусмотрен на звене N_2 . Величина припуска

$$T_{K_{\max}} = \delta x_p - \delta x_z,$$

где δx_p — значение допуска узлового размера, полученное при расчете на максимум-минимум ($\delta x_p = \sum_{i=1}^n \delta q_i$).

Но если припуск вызывает существенный перерасход конструкционного материала, а его удаление требует значительных затрат времени, то в интересах экономии материала (или относительного снижения трудоёмкости сборки) в это уравнение может быть включено значение δx_p , полученное теоретико-вероятностным расчетом. Как показано ранее, $\delta x_{pTB} < \delta x_{p\max-\min}$, но при этом имеется вероятность того, что при сборке какого-либо экземпляра узла припуск T_K может оказаться недостаточным. Вероятность эта мала и тем меньше, чем больше звеньев входит в состав размерной цепи.

Основное преимущество этого метода компенсации погрешностей составляющих звеньев состоит в том, что все остальные звенья размерной цепи могут быть выполнены по любому грубому качеству (классу точности), но не ниже IT12 (или 5-го класса точности), что диктуется другими, а не размерными соотношениями. Благодаря этому достигается существенная экономия затрат на этапе обработки деталей (первичных сборочных элементов).

Однако этот метод имеет существенные недостатки: необходима более высокая квалификация сборщика; пригонка требует значительных затрат времени, продолжительность процесса сборки может быть различной для различных экземпляров узла данного наименования, качество изделия существенно зависит от исполнителя.

Указания о таком методе компенсации должны быть в конструкторской документации и (или) в ТУ. Если деталь с припуском (N_2 в данном примере) подлежит замене при ремонте узла, то в сменяющей ее детали также надо предусмотреть припуск T_K .

Метод подгонки наиболее приемлем в условиях единичного и мелкосерийного производства, где весьма ограничены возможности специальной технологической оснастки, а необходимо дости-

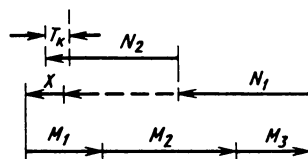


Рис. 3.2. Размерная цепь при технологической компенсации T_K

жение высокой точности составляющих звеньев. Метод подгонки осуществляется также и в самолетостроении в силу особенностей конструкции элементов планера самолета (большие габариты, малая жесткость деталей) и плазово-шаблонного метода (ПШМ), точность которого значительно уступает точности общемашиностроительного метода. Плазово-шаблонный метод означает метод построения технологических процессов основного и вспомогательного производств и применяется в самолетостроении для обеспечения точности взаимной увязки деталей и узлов самолета и их взаимозаменяемости. Подгонка здесь неизбежна: панели имеют припуски, которые обрезаются в процессе сборки, отверстия под заклепки сверлят или совместно в обеих деталях или во второй детали через отверстия, просверленные ранее в первой детали.

В сварных тонколистовых конструкциях осуществляется подгонка торцов свариваемых элементов для обеспечения зазора между торцами в пределах, необходимых для качественной сварки и т.д.

В рассматриваемом примере (см. рис. 1.5,а) подгонка могла быть осуществлена, например, путем обработки (подрезки, шлифования) нижнего торца герметизирующего элемента клапана. Но повторная установка клапана на станке может не обеспечить перпендикулярности торца оси клапана. Кроме того, передача клапана на станок существенно увеличила бы цикл сборки. Подрезка торца вручную не даст необходимой точности, в частности, перпендикулярности торца. Более приемлемый для этой цели является прокладка П, но и ее надо обработать на плоскошлифовальном станке, что увеличивает цикл сборки и себестоимость клапана. Поэтому метод подгонки в данном случае нежелателен, за исключением единичного производства, где подгонка (шлифование прокладки) — единственный способ обеспечения заданной высокой точности узлового размера.

Метод подбора заключается в том, что детали, подаваемые на сборку партиями, изготовлены с экономически и технически приемлемой точностью, но не ниже 5-го класса, при которой, если бы осуществлялся расчет на максимум-минимум, $\delta x_p \geq \delta x_3$.

Для обеспечения заданной точности узлового размера сборщик должен подобрать к первой (базовой) детали размером A_1 (рис. 3.3) вторую деталь В с таким значением размера В, при котором $X_{\text{факт}} \leq X_3$.

Из рис. 3.3 (рассматривается узел, состоящий из двух деталей А и В) видно, что эффект этого метода невелик. В лучшем случае

$$X_{\text{факт}} = \delta B + X_{\min},$$

если совпадут размеры A_2 и B_2 . Может быть и вариант

$$X_{\text{факт}} = A_{\min} - B_{\max} = X_{\min}.$$

Но для того, чтобы использовать весь комплект (партию) деталей А и В, т.е. собрать такую же партию узлов, надо чтобы совпадали вели-

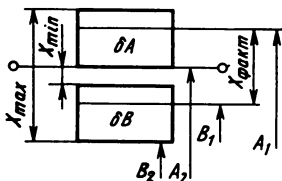


Рис. 3.3. Стандартное расположение полей допусков при методе подбора

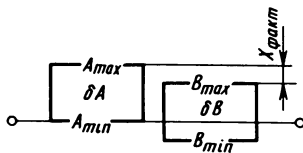


Рис. 3.4. Нестандартное расположение полей допусков при методе подбора

чины $A_{\min}$ и $B_{\min}$, $A_{\max}$ и $B_{\max}$ и т.д. Поэтому в технической документации должно быть указание о достигаемом значении

$$X_{\text{факт}} = A_1 - B_1,$$

так как, если узел собран (например, при $B_{\max}$ и $A_{\min}$), деталь с размером $B_{\min}$ останется без законченной пары.

Для повышения эффективности метода технологической компенсации конструктор может предусмотреть специальное (в данном случае нестандартное) расположение полей припусков (рис. 3.4):

$$X_{\text{факт}} = A_{\max} - B_{\max} = A_{\min} - B_{\min} \dots,$$

если $\delta A = \delta B$.

Как видно, при этом методе компенсации можно получить любые малые значения $X_{\text{факт}}$, а δx определяется точностью метода измерения $X_{\text{факт}}$ при сборке. Поэтому необходима тщательная обработка полей допусков и должна быть предусмотрена возможность точных измерений $X_{\text{факт}}$. Основным недостатком этого метода состоит в том, что многократно чередуются процессы сборки—измерений—разборки—новый сборки при иной комбинации и т.д.

Метод подбора может быть осуществлен и в рассматриваемом ранее примере (см. рис. 1.5). В качестве подбираемой детали выбрана прокладка П, а для измерения размера X предусмотрен хвостовик клапана, выступающий над корпусом электропневмоклапана.

Знание и использование конструктором размерных расчетов позволяют избежать зависимости от случая и обеспечивают высокую точность узлового размера на втором этапе сборки. Здесь прежде всего выделяется или специально предусматривается (как в рассмотренном примере) компенсационная деталь (П) и находятся ее предельные значения путем решения уравнения размерной цепи относительно компенсационного размера:

$$X = C_1 + П_1 + K_2 - K_1 - Г_1;$$

$$П_1 = X + Г_1 - K_2 + K_1 - C_1;$$

$$П_{1\max} = 3,01, \quad П_{1\min} = 2,18.$$

Размеры G_1 , K_2 , K_1 , C_1 выполнены по 5-му классу точности. Принимая $\delta x_3 = 0,02$ мм ($X = \pm 0,01$), найдем

$$\delta P_1 = P_{\max} - P_{\min} = 0,83.$$

Для осуществления сборки по этому методу была изготовлена технологическая прокладка размером $P_T = P_{1\max}$ с точностью, присущей плоскопараллельным плиткам, т.е. погрешностью технологической прокладки можно было пренебречь.

Сборщик осуществляет первый этап сборки с технологической прокладкой и измеряет $X_{\text{факт}}$, находит разность $X_{\text{факт}} - X_3$ и, следовательно, размер прокладки, которую следует установить на втором (окончательно) этапе сборки

$$P_1 = P_T - (X_{\text{факт}} - X_3).$$

Если осуществляется метод подбора, то сборщик подбирает (отыскивает путем измерений толщины) прокладку, нужную в данном экземпляре электропневмоклапана, из партии прокладок P_1 с различными размерами в пределах от 3,01 до 2,18 мм. В данном случае проявляется основной недостаток метода: его зависимость от случая. Чтобы исключить эту зависимость, на сборку подставляют несколько небольших партий прокладок с различными (известными) значениями размера P_1 с интервалом в 0,1 мм, т.е. девять партий: $P_1 = 3,05; 2,95; \dots; 2,15$. Поскольку при шлифовании действует закон равной вероятности, то можно ожидать, что в каждой такой партии интервал $\approx 0,01$ мм. При этом сборщик подбирает для данного экземпляра электропневмоклапана прокладку не из всей совокупности прокладок, а только из той партии, в интервал которой входит подбираемая шайба. На такой подбор путем измерения микрометром уходит не более 2 мин. Большого числа прокладок и их точной обработки не требуется. Но это все же дешевле, чем выполнение всех составляющих звеньев по второму классу точности (при $\delta x_3 = 0,02$ с точностью выше 1-го класса).

Описанный процесс не относится в полной мере к методу подбора, он сочетает несколько методов: прокладку можно рассматривать как конструктивный компенсатор, а подготовку нескольких партий со строго установленными интервалами размеров компенсатора как селективную сборку; вместе с тем в нем есть и элементы метода подбора.

Метод подбора в чистом виде или в комбинации с другими методами конструкторской или технологической компенсации наиболее широко осуществляется в серийном производстве изделий, к точности узловых размеров которых предъявляются повышенные требования.

Селективная сборка — метод технологической компенсации, родственный методу подбора; этот метод уже частично описан в только что рассмотренном примере. Его сущность заключается в том, что подбор (отбор) деталей поручают не сборщику, а осуществляют заранее до

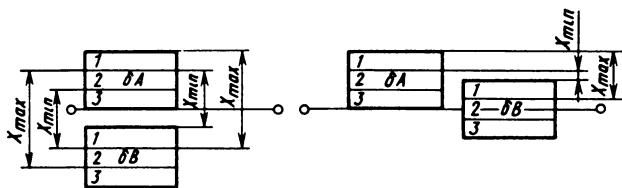


Рис. 3.5. Стандартное и нестандартное расположение полей допусков при селективной сборке

начала процесса сборки. Поля допусков собираемых деталей А и В (рис. 3.5) делят на одинаковое число частей и всю партию подают на сборку в виде отдельных ее частей соответственно делению на части всего поля допуска. В задачу сборщика входит соединение A_1 с B_1 , A_2 с B_2 и т.д. При этом

$$\delta x = \frac{\delta A + \delta B}{n},$$

где n — число частей, на которые разделена партия.

Смещением поля допуска одной из деталей (одного из размеров) можно получить также желаемые предельные значения $X(X_{\max}, X_{\min})$, а желаемое значение δx — выбором соответствующего числа частей n .

Селективная сборка в таком ее виде получила применение в массовом производстве тех узлов, точность узлового размера которых не может быть обеспечена даже при высшей точности выполнения составляющих размеров, а взаимозаменяемость (основа массового производства) все-таки должна быть обеспечена. Типичный пример: поршневой цилиндр — поршневые кольца — поршень автомобильного двигателя обрабатываются по 1–2-му классам точности и все-таки необходимая для эффективной работы двигателя величина зазора ($X, \delta x$) не обеспечивается. Детали этого сопряжения и подлежат селекции (отбору).

Метод подбора и селективную сборку в виде, показанном на рис. 3.3, 3.4 и 3.5, можно осуществить лишь для двух сопряженных деталей. Уже для сборки трех деталей организация этих методов значительно усложняется.

Но в любой сложной размерной цепи может быть осуществлена комбинация этих методов путем выделения компенсационной детали и ее подбора и (или) селекции. При этом процесс сборки осуществляется по описанной ранее схеме: сборка с технологической компенсационной деталью — измерение узлового размера — разборка — повторная сборка с постановкой штатной компенсационной детали, подобранной или прошедшей селекцию. Полная внутренняя взаимозаменяемость в данном случае не обеспечивается, но внешняя взаимозаменяемость узла обеспечивается, так как достигнутые предельные значения узлового размера находятся в пределах, необходимых для внешней взаимозаменяемости.

3.4. МЕТОД КОНСТРУКТОРСКОЙ КОМПЕНСАЦИИ

Конструкторским компенсатором называется одна из штатных деталей узла, или, как правило, специально предусматриваемая дополнительная деталь, допускающая (рассчитанная) изменение ее составляющего или структурного размера в процессе сборки или в процессе эксплуатации, или при ремонте для достижения заданной (высокой) точности узлового размера. Как и рассматриваемые ранее методы технологической компенсации, конструкторская компенсация позволяет значительно расширять допуски составляющих размеров, т.е. получать существенный экономический эффект на стадии обработки деталей. Конструкторская компенсация осуществляется в тех узлах, где заданную высокую точность узлового размера невозможно или экономически нецелесообразно получить рассмотренными ранее методами.

По сравнению с другими методами конструкторско-технологического решения размерных цепей метод конструкторской компенсации обладает одним недостатком: наличие дополнительной детали, а иногда и узла – увеличивает массу и затраты на изготовление, т.е. включает дополнительный член уравнения, выражающего надежность последовательной системы

$$P(t) = \prod_{i=1}^{n+1} p_i(t).$$

В отношении последнего утверждения необходимо уточнить: рационально встроенный в узел конструкторский компенсатор может способствовать повышению надежности изделия, так как позволяет обеспечить в производстве и поддерживать в процессе эксплуатации необходимую точность узлового размера. Но вместе с тем, увеличивая число элементов, он, как это следует из приведенного уравнения (теоремы умножения вероятностей), влечет за собой некоторое снижение надежности.

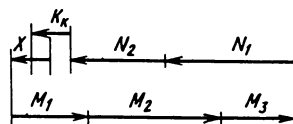
В размерной цепи конструкторский компенсатор представлен одним или двумя взаимно перпендикулярными в плоскостной размерной цепи составляющими или структурными размерами – звеном K_K (рис. 3.6 – линейная размерная цепь).

Номинальное значение звена K_K и пределы компенсации находятся так же, как и значения технологической компенсации, путем решения уравнения размерной цепи относительно K_K . Для представленной на рис. 3.6 размерной цепи

$$K_K = M_1 + M_2 + M_3 - N_1 - N_2 - X;$$

$$K_{K\max} = M_{1\max} + M_{2\max} + M_{3\max} - N_{1\min} - N_{2\min} - X_{\min}.$$

Рис. 3.6. Размерная цепь с конструкторским компенсатором



Нередко пределы компенсации назначаются более широкими с учетом запаса на изнашивание контактных поверхностей деталей узла или на дополнительные факторы, упоминавшиеся ранее.

Одним из примеров штатной детали, выполняющей роль и конструкторского компенсатора, может служить прокладка электропневмоклапана (см. рис. 1.5). Она является не только средством герметизации, но и средством компенсации погрешностей составляющих звеньев. Если прокладка изготавливается из мягкого деформируемого при окончательной сборке металла, то это учитывается как дополнительный фактор.

Но большинство конструкторских компенсаторов представляет собой специально предусмотренную для целей компенсации дополнительную деталь (или дополнительное устройство).

Все многообразие конструкторских компенсаторов, используемых в различных технических устройствах, показано на схеме, представленной на рис. 3.7. Основными признаками классификации являются: назначение компенсатора, геометрическая характеристика узлового размера, характер действия (функционирования) компенсатора.

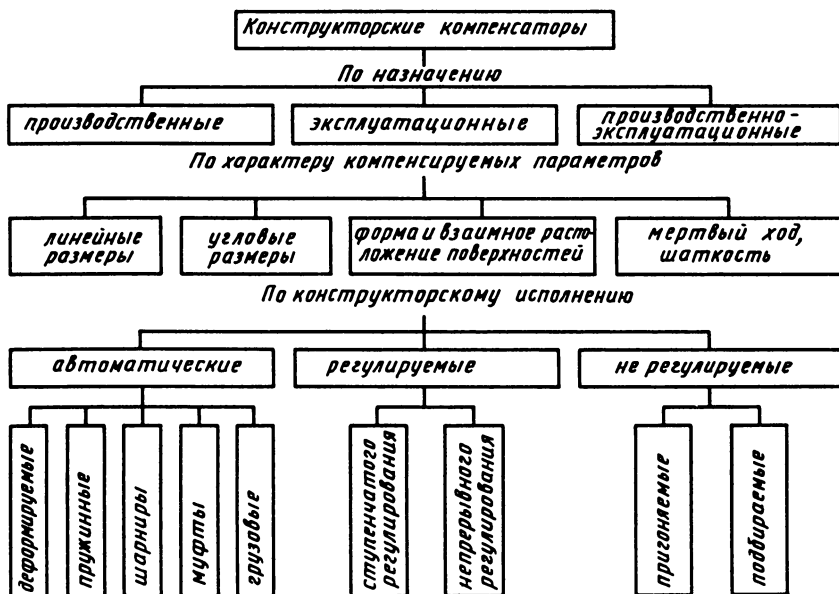


Рис. 3.7. Классификация конструкторских компенсаторов

Производственные компенсаторы предусматриваются в конструкции узла в интересах экономики производства, снижения требований к точности составляющих звеньев или когда заданной точности узлового размера достичь другими методами невозможно.

Эксплуатационные компенсаторы включаются в конструкцию узла для периодического восстановления требуемых размеров, изменяющихся в процессе эксплуатации вследствие перераспределения остаточных напряжений, самопроизвольного нарушения начального взаимного положения элементов конструкции. Эксплуатационные компенсаторы обязательны также в узлах, отдельные части которых работают в различных тепловых режимах. Производственно-эксплуатационные компенсаторы одновременно удовлетворяют и условиям производства, и условиям эксплуатации.

Существо конструкторской компенсации погрешности линейных и узловых размеров, а также мертвых ходов и шаткостей вытекает из самих наименований этих видов компенсации. Компенсация погрешностей этих видов формы и взаимного положения поверхностей деталей узла (элементов конструкции узла) осуществляется в весьма широких пределах во многих конструкциях: несоосность вращающихся деталей (шарниров, карданов, муфт). Эти устройства используются настолько широко, что рассматриваются уже как самостоятельные конструкции, хотя они представляют собой типичные конструктивные компенсаторы; например, элемент для компенсации несоосности невращающихся деталей в виде сильфонов в соединениях пневмогидросистем. В большинстве случаев на основах полной взаимозаменяемости соосность не может быть обеспечена, а технологическая компенсация — пригонка гибкой возможна только трубопроводов малых сечений и из пластичных материалов. Сильфоны относятся к виду производственно-эксплуатационных компенсаторов: они компенсируют производственные погрешности элементов пневмогидравлической системы, а также относительные перемещения соединяемых ими элементов, вызываемые неодинаковыми деформациями конструкции в связи с рабочими нагрузками или различными тепловыми режимами этих элементов.

Перпендикулярность, непараллельность, некруглость, неплоскостность — таковы погрешности геометрических параметров формы и взаимного положения поверхностей деталей и узлов, для которых наиболее целесообразна конструкторская компенсация.

4. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ

Особенность технологических размерных расчетов состоит в том, что в число звеньев размерной цепи кроме размеров обрабатываемого или собираемого изделия включают также размеры станка или приспособ-

собления. Эти технологические звенья, как правило, представляют собой составляющие звенья, точность которых принимается соответствующей данному типу станка или приспособления. Но возможно также включение в размерную цепь (исследование) этих звеньев как искомым, если необходимо найти, с какой точностью должно быть изготовлено приспособление, чтобы была обеспечена заданная точность размера, достигаемая при выполнении данного технологического процесса. В большинстве случаев технологические размерные расчеты выполняются при выборе способа базирования обрабатываемого или собираемого изделия. Несмотря на то, что это технологические размерные расчеты, выбор оптимального способа базирования в значительной степени зависит от решения, принятого конструктором.

При выборе способа базирования наиболее четко проявляются взаимосвязь и взаимообусловленность конструкции и технологии, единство конструкторско-технологического решения.

4.1. ВИДЫ БАЗ

Понятия "база", "базирование" возникли на основе потребностей производства. При установке (базировании) заготовки на станке, в приспособлении, в штампе, на формоблоке необходимо обеспечить такое ее фиксированное положение, при котором достигаются при прочих равных условиях наименьшие погрешности геометрических характеристик деталей.

Для обеспечения фиксированного положения тела относительно некоторой (неподвижной или подвижной) системы координат это тело необходимо лишить шести степеней свободы, т.е. исключить возможность его перемещения вдоль осей x , y , z , и вращения относительно этих осей (рис. 4.1).

Обеспечение фиксированного положения заготовки (детали) является обязательным условием ее базирования, но недостаточным. Необходимо обеспечить такое определенное фиксирование положения заготовки, при котором она ориентирована относительно станка – приспособления – инструмента правильно, с необходимой точностью. Соответственно этой задаче и данного этапа производства определяется установочная технологическая база – совокупность поверхностей (три точки), линий (две точки) и точек, используемых при установке заготовки (полуфабриката, детали) на станке, в приспособлении для обеспечения ее правильной ориентировки относительно режущего инструмента или формообразующих элементов штампа, формоблока, приспособления. Установочную базу обозначим знаком ∇ .

В качестве установочной базы могут быть выбраны реальные поверхности, которым принадлежат три, две или одна точки, и условные по-

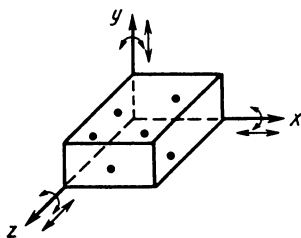
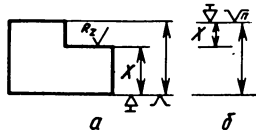


Рис. 4.1. Правило шести точек

Рис. 4.2. Установочные базы:
а – опорная; б – поверочная



верхности (образуемые, например, разметкой). Реальные поверхности могут образовать опорную установочную базу (рис. 4.2,а) и поверочную установочную базу (см. рис. 4.2,б). Знаком R_z здесь обозначена чистота обрабатываемой поверхности. Уже на рис. 4.2 можно заметить, что выбор вида установочной базы зависит от конструкторского решения, в данном примере – от назначения размеров. Далее это будет рассмотрено более обстоятельно. Установочная, как и остальные виды технологических баз, выбирается для каждой отдельной операции технологического процесса.

Технологический процесс изготовления изделия (детали, узла, агрегата) неизбежно сопровождается проверкой полученных размеров. Поэтому сложилось также понятие измерительной технологической базы – совокупность поверхностей, линий, точек, используемых при измерениях (геометрических характеристик изделия) для определения достигнутого в процессе производства взаимного положения и размеров других поверхностей.

При сборке изделия (узла, агрегата) необходимо было также обеспечить оптимальное базирование, что вызвало понятие сборочной технологической базы – это совокупность поверхностей, линий и (или) точек, используемых при сборке изделия для обеспечения требуемого взаимного положения и взаимодействия конструкции собираемого изделия с заданной точностью.

Взаимосвязь конструкции изделия и технологии ее производства обусловила еще один вид базы – конструкторской – это совокупность поверхностей, линий и точек, используемых конструктором для задания, путем назначения размеров, положения, формы и размеров остальных поверхностей (линий, точек), принадлежащих данному изделию. Конструкторскую базу обозначим знаком ∇ .

Указанная взаимосвязь между конструкцией изделия и технологией его производства обусловила правило единства (конструкторской и технологической) баз, о выполнении которого должны заботиться и конструктор, и технолог. В качестве конструкторской и технологической баз должна быть избрана одна и та же совокупность поверхностей, линий и (или) точек. Если это правило не выполняется, то неизбежна

(существенная по величине) погрешность, которая называется погрешностью базирования (ΔB_{q_i} или ΔB_x , где q_i — составляющее звено размерной цепи; X — искомое звено, т.е. звено, полученное в процессе производства).

4.2. УСТАНОВОЧНЫЕ БАЗЫ

В данном разделе рассматриваются процессы обработки заготовок (деталей) на настроенных металлообрабатывающих станках. Дело в том, что технолог всегда может добиться выполнения правила единства баз и избежать погрешности базирования. Для этого ему достаточно использовать поверочную установочную базу. Так, например, на рис. 4.2,б показано выполнение правила единства баз (при данном назначении размеров) за счет принятия в качестве поверочной установочной базы ∇ П поверхности, избранной конструктором в качестве конструкторской базы.

Но при этом возникает необходимость настройки станка на заданный размер X при установке каждой очередной детали, что существенно увеличивает вспомогательное время и снижает продолжительность обработки. Обработка же на настроенных станках способствует значительному повышению производительности труда, так как при этом время на настройку станка затрачивается лишь один раз — в начале обработки запланированной партии деталей. Кроме того, возможна обработка нескольких деталей одновременно. При вынужденном выборе поверочной базы возможна лишь обработка каждой детали. На примере, представленном на рис. 4.3, показано влияние погрешности базирования на точность изготовления детали, т.е. погрешность базирования представляет собой одну из многих составляющих итоговой погрешности. На рис. 4.3,а (назначение размера X_1 и выбора установочной базы) образуются размерные цепи:

$$A_3 - X_2 - H - A_2 - A_1 = 0; X_2 = A_3 - H - A_2 - A_1;$$

$$\Delta B_{x_2} = \delta A_3 + \delta A_2 + \delta A_1$$

$$\text{или } A_3 - X_2 - H - A_1 = 0; X_2 = A_3 - H - A_1;$$

$$\Delta B_{x_2} = \delta A_3 + \delta A_1,$$

$$\text{или } A_3 - X_2 - H = 0; X_2 = A_3 - H; \Delta B_{x_2} = \delta A_3.$$

Погрешность настройки (δH) войдет в состав итоговой погрешности размера X_2 (δx_2). Здесь рассматриваем лишь одну из составляющих итоговой погрешности, а именно — погрешность базирования ΔB_{x_2} .

Как видим, наименьшая погрешность базирования образуется, когда опорная установочная база выбрана по торцу детали, лучшим вариантом

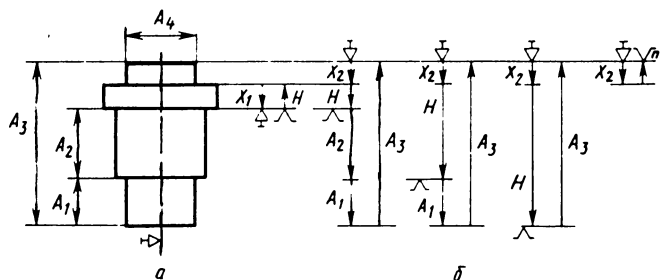


Рис. 4.3. Погрешности базирования в зависимости от размера X_1 или X_2

представляется базирование по буртику. Уже в этом простом примере просматривается общая закономерность: погрешность базирования ΔB равна погрешности размера, выражающего расстояние между конструкторской и установочной базами, т.е. $\Delta B_{\max}$ равна допуску этого размера или сумме допусков этих размеров.

Если, например, размер X_2 должен быть выполнен по 9-му качеству (3-му классу точности), а размеры A_1, A_2, A_3 — свободные, т.е. выполнены по 12-му качеству (5-му классу) точности, то заданная точность обработки размера или не может быть достигнута при данном способе базирования, или для достижения заданной точности размера X_2 необходимо существенно повысить точность размеров (звеньев) A_i и Π или H . В данном случае подтверждается приведенный тезис, что назначение размеров — дело далеко не произвольное. Желательно выбирать в качестве конструкторской базы поверхность (линию, точку), которая при обработке на настроенных станках, может быть использована как опорная установочная база.

На рис. 4.4 приведен пример токарной обработки детали A из заготовки — прутка с вариантами назначения размеров. Знак ∇ показывает, что используется самоцентрирующее приспособление, т.е. установочная база приводится к конструкторской (для диаметральных размеров) с помощью базирующего приспособления. В вариантах a и b назначение размеров обеспечивает выполнение правила единства конструкторской и установочной баз, т.е. $\Delta B_{q_i} = 0$. Назначение размеров по варианту a несколько усложнит настройку операции, однако оно может оказаться наиболее рациональным, если например, размер A_2 должен быть выполнен с высокой точностью. В варианте b совмещение баз сопряжено со значительными затратами подготовительно-заключительного и вспомогательного времени, а несоблюдение правила единства установочной и конструкторской баз приводит к значительным погрешностям базирования ($\Delta B_{A_5} = \Delta A_4$; $\Delta B_{A_6} = \delta A_4$) особенно, если размер A_4 — свободный. Допустим далее, что в торце рассматриваемой детали (или любой другой

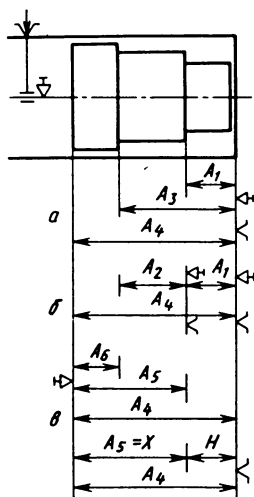


Рис. 4.4. Базирование при токарной обработке и погрешность базирования в зависимости от назначения размеров

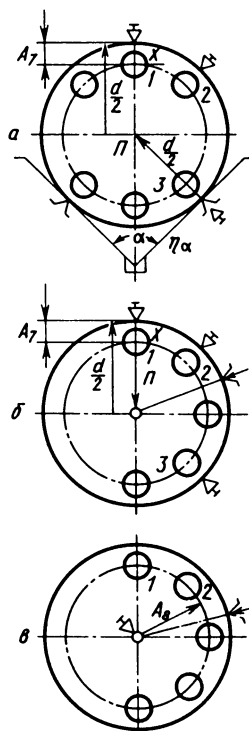


Рис. 4.5. Базирование при сверлильной операции и погрешность базирования в зависимости от назначения размеров

подобной детали или детали типа шпангоут) необходимо обработать отверстия. Рассмотрим для этого случая несколько вариантов назначения размеров и способов базирования (рис. 4.5):

а) размер, определяющий положение отверстия (№ 1, 2, 3 ...) задан в чертеже от наружной поверхности A_7 . Базуем деталь на призму. Кондуктор с базирующим элементом – призмой наиболее прост по конструкции и имеет низкую стоимость. Как видим, для отверстия 1 конструкторская и установочная базы не совпадают. Размерная цепь, построенная как плоскостная в полном соответствии с методикой построения таких цепей, спроектирована на плоскость, перпендикулярную переходному размеру η_α ; она позволяет найти величины δx и $\Delta B_{x \max}$:

$$\delta x = \frac{\delta d}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right) + \delta \Pi, \quad \Delta B_{x \max} = \frac{\delta d}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right),$$

где α – угол призмы;

б) размер A_7 задан так же, как и в варианте а, но кондуктор содержит самоцентрирующие зажимные устройства (цанга для малых деталей, кулачки и т.п.), что обеспечивает базирование в самоцентрирующем приспособлении по наружной поверхности. При таком способе базирования

$$\Delta B_x = \frac{\delta d}{2} \text{ для каждого отверстия};$$

в) размер, определяющий положение отверстий, задан как радиус A_8 окружности, на которой расположены отверстия. Здесь $\Delta B_x = 0$, так как установочная и конструкторская базы совпадают при самоцентрирующем элементе приспособления.

На рис. 4.6 представлена конструкция, определяющая технологический процесс изготовления, в частности, способ базирования. Согласно требованию чертежа поверхность детали должна быть обработана с высокой точностью, т.е. шлифованием. Так, обозначение на чертеже размера R (см. рис. 4.6,а) определяет шлифование на шлифовальном станке, а это, в свою очередь, — необходимость создания на предшествующей (токарной) операции технологической базы, т.е. поверхности 5 для установки ее в центрах круглошлифовального станка. Но если по условиям работы в детали у буртика допускается канавка (см. рис. 4.6,б), а требования к concentricity поверхностей 1, 2, 3 в чертеже не определены, то возможно выполнение операции шлифования на более производительном бесцентрово-шлифовальном станке, поскольку наличие канавки позволяет исключить касание торцов шлифовального и ведущего кругов о буртик детали. Настройкой станка на размер H можно гарантировать зазор S , который при данном способе шлифования исключает опасность вибраций детали или даже разрушения круга. Вся рабочая поверхность будет обработана для тех размеров, которые ориентированы относительно плоскости I—I (A_1 , A_2 , рис. 4.7). Но положение плоскости II—II детали при ее установке на призму существенно зависит от сочетания предельных размеров детали и от угла призмы. Так, например, как это следует из размерной цепи, показанной на рис. 4.7:

$$\Delta_{\text{ц}} = \frac{\delta d}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}.$$

Для размера A_3 при таком способе базирования неизбежна погрешность, как и в ранее рассмотренном примере (см. рис. 4.5,а):

$$\Delta B_{A_3} = \frac{\delta d}{2} \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right).$$

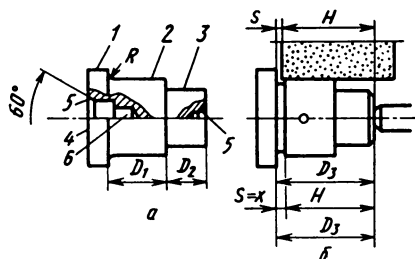


Рис. 4.6. Конструкция, определяющая операцию шлифования:
 а — на круглошлифовальном станке;
 б — на бесцентрово-шлифовальном станке

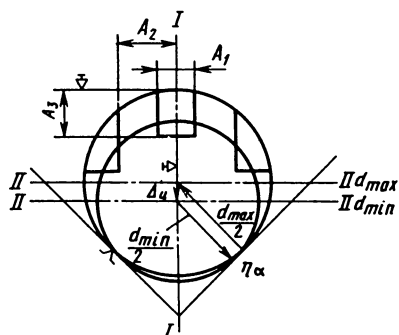


Рис. 4.7. Погрешность при базировании на призме

Назначение размера A_4 (вместо A_3) позволяет восполнить погрешность базирования $\Delta B_{A_4} = 0$, но при этом не обеспечивается точность положения паза относительно вертикальной плоскости симметрии (рис. 4.8). Назначение размера A_5 (вместо A_3 или A_4) и использование приспособления с самоцентрирующим зажимным элементом обеспечивают выполнение правила единства баз ($\Delta B_{A_5} = 0$). Но при этом усложняется измерение размера A_5 . Поэтому выбор способа назначения размера, определяющего глубину паза, зависит от назначения паза и условий функционирования детали. Если необходимо получить размер A_3 с высокой точностью, то технолог использует поверхность конструкторской базы в качестве поверочной базы; если высокой точности размера A_3 не требуется, то желательно указать расширенный (нестандартный) допуск, включающий в себя и погрешность базирования ΔB_{A_3} . Это исключает браковку детали по этому размеру, так как если предельные отклонения размера не указаны, это значит, что он должен быть выполнен по 12-му качеству (5-му классу) точности и позволяет вести обработку паза на настроенном станке. Широко используемое в машиностроении базирование по двум отверстиям (рис. 4.9) обеспечивает высокую точность установки детали в приспособлении благодаря тому, что один из штырей срезан по бокам. Это компенсируется погрешностью межцентрового расстояния, поэтому возможно осуществление посадки отверстия на штыри по высокому качеству точности.

Нередко такой способ базирования осуществляется и в конструкции многих изделий (сборочная база). И здесь возникает проблема, которая нередко остается нерешенной на стадии проектирования. Так, например, в широко используемых в самолетных конструкциях стыках (соединения типа ухо-вилка: стыковочные штангоуты, соединяемые шпилька-

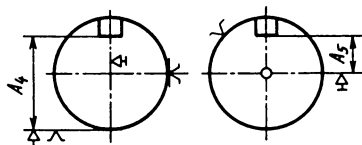


Рис. 4.8. Варианты базирования в зависимости от назначения размера

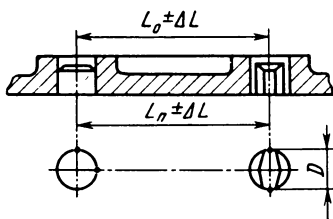


Рис. 4.9. Базирование по двум отверстиям

ми; крепление крыла группой болтов и т.д.) нередко назначают допуски на отверстия и болты или шпильки $\frac{H9}{f8}$, $\frac{H8}{f9}$ ($\frac{A3}{X3}$). Номинальные значения диаметров отверстий D и болтов d одинаковые. При этом возможность достижения полной взаимозаменяемости обусловлена посадкой $f8$, $f9(X3)$ и $\Delta L_{\min}$.

Покажем это на примере размерной цепи. На рис. 4.10 изображено возможное сочетание предельных значений межцентрового расстояния L . У одного отсека это расстояние равно $L + \Delta L$, у второго $L - \Delta L$. В связи с этим, как это видно из рисунка, диаметр болта (шпильки) d должен быть меньше диаметра отверстия D . Значение номинальное d трудно найти из уравнения размерной цепи

$$\frac{D}{2} + (L - \Delta L) + \frac{D}{2} - d + \frac{D}{2} - (L + \Delta L) + \frac{D}{2} - d = 0,$$

$$d = D - \Delta L.$$

Итак, номинальное значение диаметра болта (шпильки) должно быть меньше номинального значения диаметра отверстия на величину, равную предельному отклонению межцентрового расстояния. Для обеспечения собираемости узла находим зазор

$$S_{\min} = \Delta L = D_{\min} - d_{\max}.$$

Допустим, что выполняется сопряжение при диаметре $20 \frac{H9}{f8}$ ($\frac{A3}{X3}$).

При этом

$$D_{\min}^{\max} = 20_0^{+0,045}; d_{\min}^{\max} = 20_{-0,085}^{-0,025}.$$

Следовательно,

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 0,025 \text{ мм.}$$

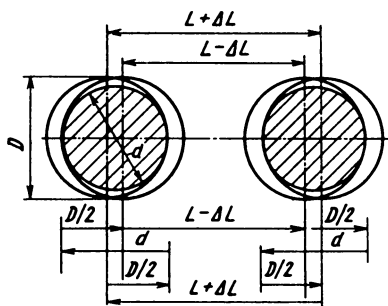


Рис. 4.10. Размерная цепь для исследования взаимосвязи между погрешностью межцентрового расстояния и диаметром стыковочной детали (болта, шпильки)

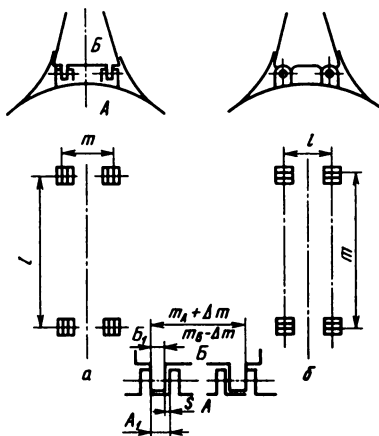


Рис. 4.11. Вариант стыковки

Откуда при $\frac{H9}{f8}$ полная взаимозаменяемость достигается, если $\Delta L = S_{\min} = 0,025$ мм. Этот допуск ($L \pm \Delta L$) и должен быть указан в чертеже.

Только при этом условии обеспечивается полная взаимозаменяемость изделия. Однако наличие зазора означает, что, во-первых, часть болтов не воспринимает перерезывающих нагрузок

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

(в данном примере 0,13 мм) и, во-вторых, возможны перемещения соединяемых частей изделия в пределах зазора S , т.е. вибрации и дополнительные динамические нагрузки.

Размеры l (рис. 4.11, а, б) имеют отклонения $\pm \Delta l$, следовательно, для обеспечения взаимозаменяемости по этому параметру необходимо выполнить условие: $d_{\max} = D_{\min} - \Delta l$. Отклонения размеров m также могут вызвать зазор, равный $2\Delta m$, т.е. достижение взаимозаменяемости и по данному параметру может означать, возможно, снижение качества стыковки. Качественная стыковка (без зазоров в сопряжениях) достигается в подобных узлах путем осуществления одного из методов технологической компенсации: пригонки (размер m), совместной обработки отверстий (D). При этом более технологичным является вариант (см. рис. 4.11, а) в отношении размера l и вариант (см. рис. 4.11, б) в отношении размера m . Подобный размерный анализ желателен по любому виду сопряжения.

4.3. КОМПЛЕКСНЫЕ КАЛИБРЫ. СИСТЕМА МАСТЕР-ПЛИТ

Согласно требованиям ЕСКД, вытекающим из необходимости обеспечения заданной точности при лучших экономических показателях производства, в качестве основного измерительного средства для контроля геометрических характеристик деталей и узлов должны быть максимально использованы стандартные предельные калибры.

Но предельные калибры позволяют наиболее экономично, объективно и с минимальной затратой времени контролировать лишь отдельные элементы изделия (вал, отверстие). Для контроля точности формы и взаимного положения совокупности элементов конструкции изделия, например межцентрового расстояния, эксцентриситета, углового размера и т.п., предельные калибры оказались бы чрезвычайно сложными и дорогими. Универсальные средства контроля также дороги, измерения с их помощью длительны и требуют более высокой квалификации и рабочего, и контролера.

Поэтому для контроля перечисленных выше параметров используют комплексные калибры. Комплексный калибр представляет собой одно-предельный "нормальный" калибр, с его помощью контролируется собираемость контролируемого изделия с сопряженным, роль которого и исполняет комплексный калибр. Но геометрические характеристики и контролируемого, и сопряженного с ним изделия регламентированы допусками. Это должно быть учтено соответствующими (предельными) значениями размеров и форм комплексного калибра. Значения геометрических характеристик комплексного калибра находятся с помощью размерных расчетов. При этом предусматривается, что отдельные элементы контролируемого изделия предварительно проверены предельными калибрами.

На рис. 4.12 представлены схемы комплексных калибров, предназначенных для контроля соосности (а), межцентрового расстояния (б), расположения группы отверстий относительно центрального отверстия (в). Как видим, комплексный калибр представляет собой "нормальный" (однопредельный) калибр. Из размерной цепи для комплексного калибра, контролирующего соосность отверстий D_A и d_A при допуске на несоосность (рис. 4.13), следует

$$-e_A + \frac{d_A}{2} - \frac{d_K}{2} - \frac{D_K}{2} + \frac{D_A}{2} = 0.$$

По логике собираемости

$$e_A \leq \frac{1}{2} (D_{A_{\min}} - D_{K_{\max}}) + \frac{1}{2} (d_{A_{\min}} - d_{K_{\max}}).$$

Допуски на исполнительные размеры комплексного калибра d_K , D_K , e_K регламентируются в зависимости от заданного значения e_A .

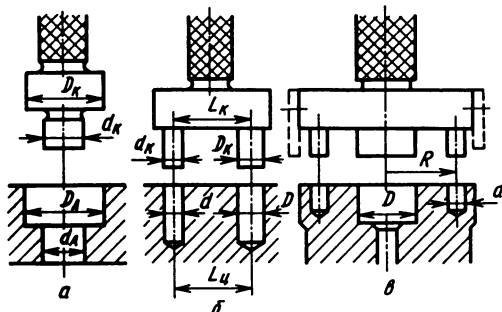


Рис. 4.12. Комплексные калибры

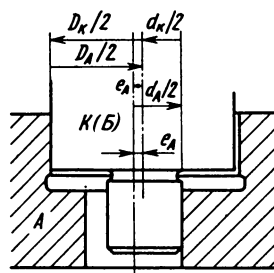


Рис. 4.13. Размерная цепь для комплексного калибра

Так, например, если $e_A = 0,008 \dots 0,18$ мм, то $\delta d_K = \delta D_K = 0,003$ мм, $e_K = 0,002$ мм; если $e_A = 0,018 \dots 0,24$ мм, то $\delta d_K = \delta D_K = 0,004$ мм, $e_K = 0,003$ мм. Здесь мы пренебрегаем e_K ввиду малого эксцентриситета калибра.

Таким образом, с помощью комплексного калибра можно убедиться (в случае входимости калибра в отверстие), что при данных значениях D_A и d_A (и соответственно D_K и d_K) эксцентриситета детали e_A не препятствует вхождению в отверстие сопряженной детали.

Но вторая (сопряженная) деталь выполнена не так точно, как калибр. Поэтому сопряжение должно быть выполнено при соотношениях, учитывающих погрешности обеих деталей (предлагается худшее сочетание — одностороннее направление эксцентриситетов e_A и e_B):

$$e_A + e_B \leq \frac{1}{2}(D_{A_{\min}} - D_{B_{\max}}) + \frac{1}{2}(d_{A_{\min}} - d_{B_{\max}}).$$

Для контроля межцентрового расстояния значения d_K и D_K или ΔL , ΔR аналогично находятся с помощью уравнения размерной цепи, представленной на рис. 4.10.

Если необходимо контролировать взаимное положение отверстий друг относительно друга и их положение относительно центрального отверстия (см. рис. 4.12, в), то комплексный калибр должен иметь столько штырей d_K , сколько отверстий, а также втулку (на рис. 4.12 она показана пунктиром), совмещающую центры окружностей группы отверстий.

Хотелось бы обратить внимание на следующее: единые системы допусков и посадок (ОСТ и стандарт СТ СЭВ 144—75) представляют собой системы предельно асимметричные, что обусловлено более экономичной — при предельно асимметричной системе допусков — системой предельных калибров. Но там, где контроль осуществляется не предельными

ми калибрами, более эффективной и экономичной оказывается система предельно симметричная ($\pm \Delta_N^B$); при этом наиболее вероятно получение номинального значения размера. Поэтому в чертеже указываются предельные значения размеров $\pm e$, $\pm \Delta L$, $\pm \Delta \alpha$, ..., что может служить указанием для контроля комплексными калибрами или универсальными измерительными средствами, хотя последнее дорого и трудоемко.

Система мастер-плит (МП) представляет собой, по существу, развитие "нормальных" (комплексных однопредельных) калибров, предназначенных для крупногабаритных сопряжений. Кроме того, она позволяет не только контролировать собираемость на основах полной взаимозаменяемости узла, но также и обеспечивать взаимозаменяемость.

Схематично система мастер-плит представлена на рис. 4.14. Эталонная МП (ЭМП) и рабочая МП (РМП) состоят, как правило, из двух частей, каждая из которых представляет собой носитель номинальных размеров стыковочного элемента одного из отсеков. В их конструкции предусмотрены базирующие элементы (выступы, БО), обеспечивающие правильное совмещение (базирование) как частей ЭМП (РМП) между собой, так и элементов системы МП с отсеком. Деление ЭМП и РМП на две части обусловлено необходимостью обеспечения высокой точности перенесения размеров с ЭМП и РМП, с РМП на кондукторную плиту (КП), плиту стыка (ПС), плиту разделочного станда (ПРС) (см. рис. 4.14). Правая, например, часть РМП изготавливается по левой части ЭМП путем установки втулок по штырям (IIб), вставленным в готовую левую часть ЭМП. В этом положении втулки фиксируются (в правой части ЭМП) путем заливки цемента в зазор между втулкой и отверстием в корпусе МП (диаметр отверстия больше, чем наружный диаметр втулки). Цемент обеспечивает прочную связь между втулкой и корпусом; коэффициент линейного расширения цемента близок к коэффициенту линейного расширения стали. Левая часть РМП таким же методом изготавливается по правой части ЭМП, правая РМП – по левой ЭМП; КП, ПС и ПРС таким же образом изготавливаются по соответственно правой или левой части РМП. Если при изготовлении левой части ЭМП (первый этап изготовления элементов системы МП) была допущена значительная погрешность ΔL или ΔR , это не исключало бы взаимозаменяемости: эти погрешности будут воспроизведены на всех последующих элементах системы МП.

Так как центрующий штырь и внутренний диаметр (стальной закаленной) втулки выполнены по 6-му качеству (2-му классу) точности, то погрешность межцентрового расстояния ΔL при перенесении на очередной элемент системы весьма мала (максимальное ее значение равно по величине зазору между втулкой и штырем: $\Delta S_{\max} = D_{A\max} - d_{\min}$). При $D = 20$ мм, например, $\Delta S_{\max} = 0,063$ мм).

Теоретически (в предположении крайних сочетаний)

$$\Delta L_{\text{изд}} = \Delta L_{\text{РМП}}^{\text{ЭМП}} + \Delta L_{\text{КП}}^{\text{РМП}} + \Delta L_{\text{изд}}^{\text{КП}}$$

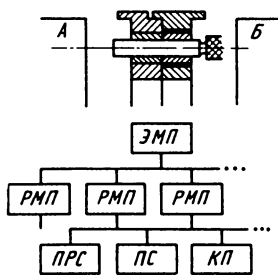


Рис. 4.14. Система мастер-плит

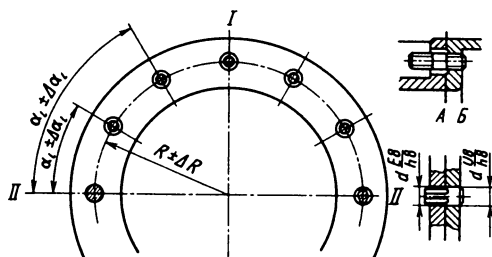


Рис. 4.15. Один из способов совмещения стыковочных поверхностей

(для данного примера $\Delta L_{\text{изд}} = 0,189$). Однако вероятность таких крайних сочетаний на всех этапах перемещения размера весьма мала и поэтому выполнение размеров D и d в изделии по 7 ... 8 квалитетам $\frac{H9}{f8} \dots \frac{H8}{f9}$ (3-му классу $\frac{A_3}{X_3}$) точности обеспечивает, как правило, полную взаимозаменяемость стыков при использовании системы мастер-плит.

Однако при этом неизбежны посадки с гарантированным зазором. А между тем многочисленными исследованиями доказано, что ресурс болтовых или заклепочных соединений существенно повышается, если достигнуты посадки с гарантированным натягом. В стыковочных поверхностях всех типов посадки с гарантированным натягом могут быть получены лишь путем совместной обработки отверстий в процессе сборки. Система мастер-плит конструируется так, чтобы, во-первых, каждый раз образовывалась пара отверстий ($\alpha_1 \pm \Delta\alpha$, $\alpha_2 \pm \Delta\alpha \dots$), что позволяет оптимизировать значения ΔL при данных значениях $\Delta\alpha$ и ΔR (рис. 4.15) или назначать оптимальные значения $\Delta\alpha$ и ΔR при приемлемом значении $S_{\min} = \Delta L = D_{\min} - d_{\max}$. Как показано на рис. 4.16 $d < D$, что означает, во-первых, вероятность того, что некоторая часть шпилек не воспринимает перерезывающих нагрузок и, во-вторых, обеспечивает совмещение центров (геометрических осей), внешних поверхностей отсеков (если они в поперечном сечении имеют форму круга) и центров окружности стыковочных отверстий (рис. 4.17). Поэтому вопросам базирования МП по отсекам между собой должно уделяться максимум внимания. На рис. 4.15 показано базирование по двум шпилькам, одна из них имеет боковые срезы, что компенсирует погрешность межцентрового расстояния между этими шпильками.

При стыке типа ухо—вилка система мастер-плит (в самолетостроении ее называют чаще калибр стыка) формируется так же, как и система других МП по схеме двух отверстий, когда $\Delta L = D_{\min} - d_{\max}$. На рис. 4.11 представлено два варианта расположения стыковочных элемен-

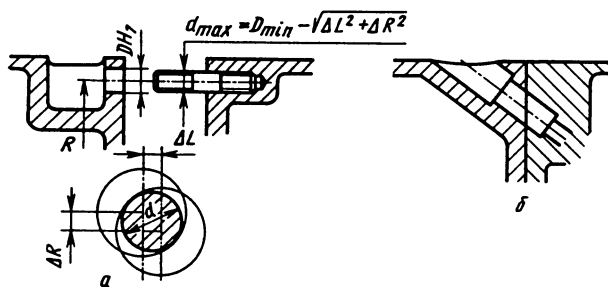


Рис. 4.16. К расчету значения d (а) и конструктивного исполнения, допускающего достижение значения $d = D$ (б) за счет совместной обработки отверстий

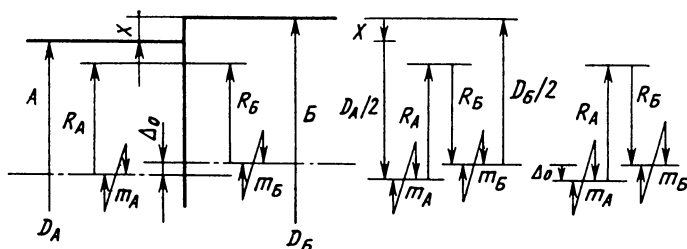


Рис. 4.17. К расчету выступающего одного отсека по отношению к другому

тов; более технологичным является вариант *a*, так как обеспечивает более удобный подход к детали при обработке отверстий. Возможна совместная обработка отверстий, т.е. создание посадки с натягом. На рис. 4.16,б представлена конструкция стыка, рассчитанная на совместную обработку отверстий в обоих отсеках, т.е. на обеспечение посадки переходной или посадки с гарантированным натягом.

5. СБОРОЧНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Рассмотренные методы конструкторско-технологического решения размерных цепей, а именно: полной взаимозаменяемости, неполной взаимозаменяемости, технологической и конструкторской компенсации — в значительной мере определяют методы сборки. Выбор того или иного метода обусловлен заданной точностью узлового размера и техническими возможностями или экономикой производства (в отношении достижения взаимозаменяемости), а также условиями эксплуатации (в отношении необходимости взаимозаменяемости).

5.1. БАЗИРОВАНИЕ ПРИ СБОРКЕ

Методы сборки различают также и в зависимости от принятого способа базирования, т.е. от выбранной совокупности поверхностей, используемых при сборке для совмещения в требуемом взаимном положении и обеспечения требуемой точности взаимодействия собираемых элементов узла, называемой сборкой по базовой детали. Она осуществляется, если в конструкции изделия (его деталей, узлов) предусмотрены поверхности, позволяющие установить (и зафиксировать) собираемые элементы в требуемое взаимное положение. Требуемая точность узлового размера при этом достигается одним из изложенных выше методов конструкторско-технологического решения размерных цепей.

В технической документации (конструкторской и технологической), предназначенной для производства данных изделий, указана исчерпывающая информация о геометрических характеристиках всех сборочных элементов и собираемого изделия (о размерах, форме, взаимном положении и шероховатости поверхностей), а также об их точности, т.е. о предельных отклонениях, предпочтительно стандартных, в соответствии с системой допусков и посадок, предусмотренных для данных сопряжений государственными стандартами или стандартами СЭВ. Увязка размеров сборочных элементов, а также сборочных элементов и специальных приспособлений осуществляется с помощью размерных расчетов.

При этом методе сборки специальные сборочные приспособления используются как средство повышения производительности и улучшения условий труда или с целью уменьшения влияния на качество изделий субъективного фактора. Однако, если применение такого приспособления не оправдывается экономически, например в условиях единичного или мелкосерийного производства, то процесс сборки может быть осуществлен и без специального приспособления, поскольку конструкция изделия, содержащая базирующие элементы, допускает достижение требуемой точности и без помощи приспособления. Если такие (базирующие) поверхности в конструкции изделия и его элементов не предусмотрены, то установка сборочных элементов в требуемое взаимное положение осуществляется:

или с помощью совмещения разметочных линий, обозначающих координатные плоскости или плоскости симметрии, предварительно нанесенных на сборочные элементы. Этот метод сборки может быть оправдан лишь в условиях единичного производства и лишь для изделий, технологическая проработка конструкции которых по каким-то причинам оказалась недостаточной;

или с помощью специальных сборочных приспособлений, предназначенных прежде всего для установки сборочных элементов в требуемое взаимное положение и для фиксирования их в этом положении предус-

мотренным видом соединения (заклепочным, сварным, паяным, болтовым и т.п.).

В самолетостроении особенности конструкции планера самолета и его отсеков, агрегатов, секций, узлов, панелей (фюзеляжа, крыла, киля, органов управления полетом) в подавляющем большинстве исключают нанесение на чертежах размеров и их предельных отклонений. Поэтому сборка элементов конструкции планера самолета осуществляется, как правило, с помощью специальных сборочных приспособлений (называемых сборочными стапелями), предназначенных прежде всего для установки сборочных элементов в требуемое взаимное положение для их последующего соединения (клепкой, сваркой и т.п.). Необходимость в технологических (сборочных, узловых) размерных цепях возникает именно тогда, когда применяются специальные сборочные приспособления указанного выше назначения. Здесь и проявляется особенность таких (технологических сборочных) размерных цепей: в состав их звеньев кроме узлового размера и размеров первичных сборочных элементов входят (один или несколько) размеры сборочного приспособления. С помощью таких размерных цепей производится оценка принятого способа базирования и принимается оптимальный метод сборки.

5.2. ОСОБЕННОСТИ РАЗМЕРНЫХ РАСЧЕТОВ В ПРОИЗВОДСТВЕ ПЛАНЕРА САМОЛЕТА

В самолетостроении (производство планера) применяют несколько способов базирования и соответствующие им конструктивно-технологические решения. Нужно подчеркнуть, что оптимально технологичная конструкция узла, как правило, ориентирована на определенный способ базирования, т.е. здесь четко проявляется взаимосвязь и взаимообусловленность конструкции и технологии ее производства.

Из теории размерных цепей следует, что наиболее высокую точность узлового размера должна обеспечивать сборка с базированием по внешней поверхности обшивки, поскольку при этом образуется самая короткая (с наименьшим числом звеньев) размерная цепь.

Сущность этого способа базирования и соответствующего ему конструкторско-технологического решения показана на примере, изображенном на рис. 5.1.

Панели (их размеры P_1 и P_3 , P_4 и P_2) прижимаются к рубильникам сборочного стапеля изнутри внешними поверхностями и, таким образом, узловой размер (X_1) собираемого изделия равен размеру стапеля (C_1 , рис. 5.1 а)

$$\delta x_1 = \delta C_1.$$

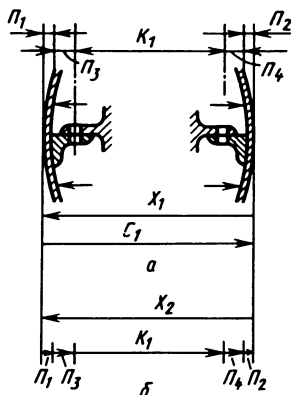


Рис. 5.1. Базирование по внешней поверхности обшивки (а) и по сборочным отверстиям (б)

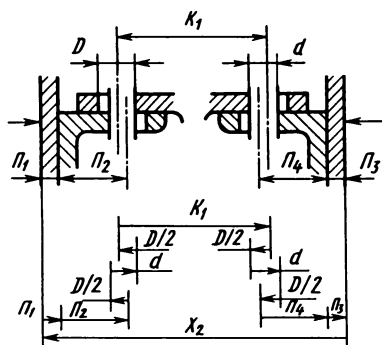


Рис. 5.2. Размерный расчет с учетом зазоров

Отверстия в панелях и в каркасе при этом выполняются в процессе сборки, т.е. осуществляется один из методов технологической компенсации или в конструкции узла предусмотрена конструкторская компенсация.

Если отверстия в панели и в каркасе выполнены заранее как сборочные отверстия, позволяющие зафиксировать собираемые элементы в их требуемом взаимном положении без помощи сборочного приспособления, то образуется более длинная размерная цепь (см. рис. 5.1,б)

$$\delta x_2 = \delta \pi_1 + \delta \pi_3 + \delta K_1 + \delta \pi_4 + \delta \pi_2.$$

Если при этом учесть зазоры между сборочными отверстиями в каркасе и панелях с одной стороны, и соединительными элементами (болтами, шпильками) с другой стороны (рис. 5.2), то

$$X_{2\max} = \pi_{1\max} + \pi_{2\max} - 2z_{\min} + K_{1\max} + \pi_{4\max} + \pi_{3\max};$$

$$X_{2\min} = \pi_{1\min} - \pi_{2\min} - 2z_{\max} + K_{1\min} + \pi_{4\min} + \pi_{3\min};$$

$$\delta x_2 = \delta \pi_1 + \delta \pi_2 + 2\delta z + \delta K_1 + \delta \pi_4 + \delta \pi_3,$$

где зазор

$$z = D - d,$$

$$\delta z = z_{\max} - z_{\min} = \delta D + \delta d.$$

На рис. 5.2 показано, что панели прижаты к каркасу внешними сжимающими силами. Если предположить, что панели могут раздвигаться внутренними силами в пределах зазоров, то

$$\delta x_2 = \delta \pi_1 + \delta \pi_2 + 4\delta z + \delta K_1 + \delta \pi_4 + \delta \pi_3.$$

Однако утверждение, что $\delta x_2 \gg \delta x_1$, вытекающее из состава звеньев, представленных здесь размерных цепей, не может быть признано как окончательная точностная оценка способа базирования. Необходимо еще оценить, с какой точностью выполнен размер C_1 сборочного стапеля.

Необходимость такого исследования обусловлена сущностью плазово-шаблонного метода (ПШМ). Основу плазово-шаблонного метода составляет теоретический плаз (ТП), т.е. теоретический чертеж, выполненный в натуральную величину на специально подготовленной поверхности, стойкой против изменения форм и размеров, и комплект шаблонов, используемых для перенесения размеров с теоретического плаза на изделие.

Теоретический плаз — носитель номинальных размеров. На ТП размеры и тем более их предельные отклонения не показывают, это невозможно технически и не нужно по сути метода. Однако такое утверждение, строго говоря, неточно. Толщина линий ТП должна быть равна 0,2 мм. Это означает, что здесь уже заложен допуск 0,2 мм, т.е. толщина линии есть поле допуска.

Такая точность геометрических характеристик узлового размера для подавляющего большинства самолетов была бы превосходной. Но достижение такой высокой точности при современном ПШМ практически невозможно.

Система перенесения размеров с теоретического плаза на изделие (на сборочный стапель, размер которого C_1 — см. рис. 5.1 ... 5.3) многоступенчатая. Например, чтобы получить контур рубильника 1 (см. рис. 5.3), необходимо осуществить последовательную цепочку: теоретический плаз (ТП) — конструктивный плаз (КП) или шаблон контрольно-контурный (ШКК) — шаблон приспособления (ШП) — рубильник (Р), контур которого определяет обвод изделия. На каждом таком этапе перенесения допускается (потому что оно неизбежно) отклонение: $\pm 0,1$; $-0,2$; $\pm 0,15$; $+0,2$ мм и т.п.

Чтобы образовать отверстия в рубильнике, которыми он подвешивается на верхней (2В) и нижней (2Н) балках сборочного стапеля (см. рис. 5.3), необходимо выложить рубильники на плаз-кондукторе по шаблону приспособления (ШП). При изготовлении ШП осуществляется такая же цепочка: ТП — КП (ШКК) — ШП.

Шаблоны согласовываются с ШКК по базовым отверстиям (БО). Эти отверстия во всех шаблонах (не менее двух штук) выполняются с высокой точностью. Но их смещение с осевой линии допускается до $\pm 0,15$ мм, а допуск на смещение самих осевых линий $\pm 0,1$ мм (ось ШКК, например, от оси на ТП) и $\pm 0,15$ мм (ось ШК или ШП от оси ШКК). В довершение этих погрешностей, сопутствующих перенесению размеров с ТП на C_1 , при установке рубильников на плаз-кондукторе (ПК) их совмещают по рискам, имеющимся на ШП и Р. Здесь также неизбежно смещение рисок на их толщину ($\pm 0,2$ мм).

и при теоретико-вероятностном расчете

$$\delta x_2 = \sqrt{\sum (\delta q_i)^2} \approx \begin{matrix} +0,35 \\ -0,37 \end{matrix}.$$

Иными словами, если учесть погрешность δC_1 , накопленную в процессе многоступенчатого перенесения размеров с ТП на C_1 , то оказывается, что более точна сборка по СО.

Образование СО для установки на обшивке элементов силового набора в требуемом положении осуществляется с помощью ШОК (шаблон обрезки – кондуктор). Простота и низкая стоимость ШОК обусловили предпочтительность конструкторско-технологического решения многих сборочных панелей, ориентированных на сборку СО, в особенности, если необходима обрезка контура (периметра) панели.

Для образования сборочных отверстий в силовом наборе панели, предназначенных для установки панели на каркасе или шпангоутах, используется, как правило, переналаживаемое приспособление, схема которого представлена на рис. 5.5.

На рис. 5.5 показаны варианты размерной цепи:

а) кондуктор для обработки СО настраивается соответственно БО шаблона (ШВК), образуется длинная размерная цепь с погрешностями, сопутствующими многоступенчатому перенесению размера с ТП на изделие:

$$\delta \Pi_2 = \sum \delta q_i;$$

б) кондуктор для обработки СО настраивается по обшивке

$$\delta \Pi_2 = \delta K_4.$$

Образование СО в каркасе, т.е. достижение столь же высокой точности размера K_1 (см. рис. 5.1) потребовало бы весьма сложного специального приспособления, например кондуктора, стоимость которого не на много ниже стоимости сборочного стапеля, надобность которого исключает базирование по СО.

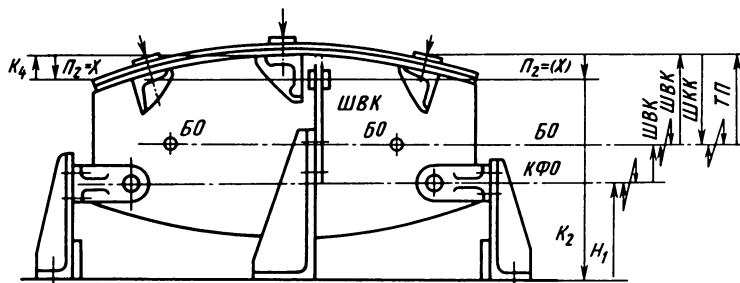


Рис. 5.5. Схема переналаживаемого приспособления для образования сборочных отверстий (СО)

Поэтому все большее внимание конструкторов и технологов привлекает базирование по КФО (координатно-фиксирующим отверстиям). Первоначально преимущества базирования по КФО оценивались главным образом, как способ существенного упрощения конструкции сборочного стапеля: исключается необходимость множества фиксаторов (соответственно множеству сборочных элементов, которые надо зафиксировать в требуемом взаимном положении). Настройка этих фиксаторов также усложняет и повышает стоимость сборочного стапеля. Как показывает размерный анализ способов базирования, базирование по КФО обеспечивает также и более высокую точность узлового (достигаемого в процессе сборки) размера.

Сущность сборки при базировании по КФО показана на рис. 5.6. На нем представлены:

1 — опорные (фиксирующие) элементы сборочного стапеля с координатно-фиксирующими отверстиями. Координаты КФО заданы чертежом изделия (размеры $C_1, C_2, C_3, C_4 \dots$). Образовываются эти отверстия ($\phi 5 \dots 8$ мм) по 9-му квалитету (3-му классу точности) на плаз-кондукторе, обеспечивающем высокую точность межцентровых расстояний ($\delta C_i = \pm 0,02$ мм);

2 — элементы составного (собираемого здесь) шпангоута; КФО в них образуют с помощью переналаживаемого кондуктора, в котором шпангоут устанавливается (базируется) по шаблону (контура сечения ШКС-В), т.е. достигаются размеры Π_i ($\delta \Pi_i = \pm 0,02$ мм). Дополнительную и самую существенную погрешность вносит ШКС, действительный контур которого может находиться в пределах толщины линии (см. рис. 5.6а) 0,2 мм — поле допуска контура. Другие погрешности шаблона здесь не оказывают влияние на точность размеров Π_i ;

3 — обшивка, она собрана ранее (вполне возможно, что ее силовой набор устанавливается по СО) и может быть установлена здесь же. К

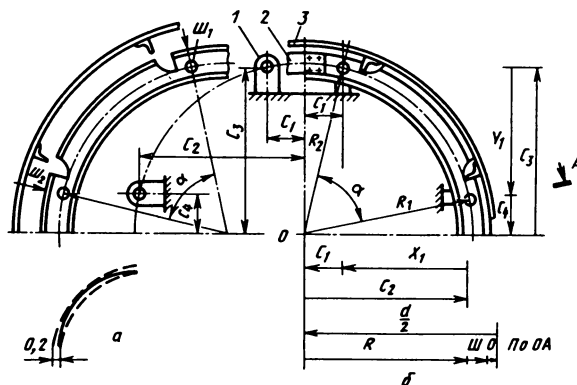


Рис. 5.6. Сборка при базировании по координатно-фиксирующим отверстиям (КФО)

шпангоуту она прижимается натяжной лентой (еще одно упрощение конструкции стапеля).

Достигаемый в процессе сборки размер $\frac{d_i}{2} = R_i + \text{Ш}_i + O_i$; допуск на него $\delta d_i = 2(\delta R_i + \delta \text{Ш}_i + \delta O_i)$.

При указанных ранее предельных отклонениях (δC_i , $\delta \text{Ш}_i$...) получим

$$\delta R_i = \pm \sqrt{\delta C_1^2 + \delta C_2^2} \approx \pm 0,03 \text{ мм}; \quad \delta R_i = 0,06 \text{ мм};$$

$$\delta \text{Ш}_i = \pm 0,12 \text{ мм}; \quad \delta \text{Ш}_i = 0,24 \text{ мм};$$

$$\delta O_i = \pm 0,1 \text{ мм};$$

$$\delta d_i = 0,12 + 0,48 + 0,4 = 1,0 \text{ мм}$$

при расчете на максимум-минимум;

$$\delta d_i = 0,64 \text{ мм};$$

при теоретико-вероятностном расчете.

Здесь наибольшую долю погрешности вносит также шаблон, хотя лишь только одним параметром – погрешностью контура в отличие от множества погрешностей системы шаблонов при базировании по внешней поверхности обшивки (см. рис. 5.3).

Погрешности межцентровых расстояний здесь

$$\Delta L = \pm \sqrt{\Delta X_i^2 + \Delta Y_i^2} \approx \pm 0,056 \text{ мм}.$$

При базировании по двум отверстиям

$$\Delta L = D_{\min} - d_{\max} = S_{\min}.$$

Координатно-фиксирующие отверстия обычно выполняются по 9-му качеству (3-му классу точности), фиксирующие штыри – по посадке с гарантированным зазором типа $f9(X_3)$. При этом $S_{\min} = 0,015 \text{ мм}$. Однако здесь $S_{\text{ср}} = 0,055 \text{ мм}$, т.е. наиболее вероятное значение зазора совпадает с ΔL . Вхождение фиксаторов в КФО при установке элементов шпангоута в стапель вызывает упругое деформирование шпангоута.

Итак, при базировании по внешней поверхности обшивки

$$\delta d \approx \pm 1,65 \text{ мм},$$

при базировании по СО

$$\delta d \approx \begin{matrix} +0,6 \\ -0,8 \end{matrix} \text{ мм},$$

при базировании по КФО

$$\delta d \approx \pm 0,5 \text{ мм}.$$

Указанные значения предельных отклонений получены расчетом для сечения OA . Для промежуточных сечений эти значения могут отличаться

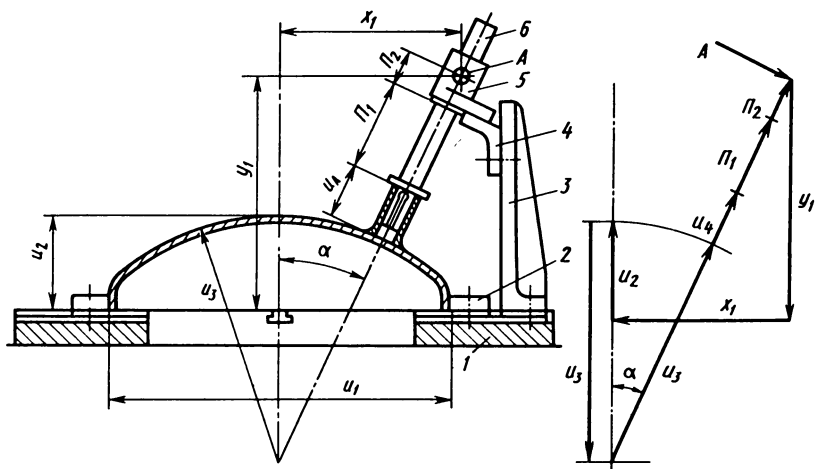


Рис. 5.7. К расчету универсально-сборочного приспособления

от названных лишь на толщину линии (0,2 мм), в пределах которой находится контур шаблона.

Размерные расчеты осуществляются также при проектировании и монтаже универсально-сборных приспособлений (УСП), используемых обычно в мелкосерийном, единичном, а также в опытном производствах, где создание специальных приспособлений экономически или по срокам, невозможно. Пример такого расчета представлен на рис. 5.7.

Допустим, что необходимо присоединить сваркой патрубок к сферической детали, типа днище, установив его под углом $\alpha \pm \Delta\alpha$ к геометрической оси изделия. Без приспособления обеспечить такую точность невозможно, а изготовление специального приспособления в данных условиях (например, в опытном производстве) экономически не выгодно. Используя стандартный комплект деталей УСП, выбираем из него необходимые: из числа базовых деталей – плиту (или кольцо) круглую 1; из числа опорных деталей – четыре планки 2, используемых для центровки днища; стойку 3; угольник 4; направляющую планку 5; стержень с цанговым разжимом 6. В задачу размерного расчета и самого монтажа УСП входит задание (и обеспечение в процессе монтажа) координат x_1 и y_1 точки А. Высокая точность установки патрубка определяется, во-первых, высокой точностью деталей УСП и, в частности, хорошей посадкой стержня в направляющей планке, во-вторых, тщательностью монтажа приспособления и, в-третьих, предусмотренной технологическим процессом сборки изделия центровкой его при установке в приспособление, поскольку центрирующие стойки 3 установлены жестко, а размер I_1 базировочной поверхности изделия может быть различным в пределах допуска на этот размер.

5.3. УЧЕТ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ФАКТОРОВ

Рассмотренные размерные расчеты основаны на допущении, позволившем выработать сравнительно простую и эффективную методологию: геометрические характеристики всех элементов конструкции изделия (или технологической оснастки) и изделия в целом остаются неизменными:

при их нагружении, т.е. в размерных расчетах не учитываются возможные деформации элементов конструкции, вызываемые эксплуатационными нагрузками или нагрузками, возникающими в процессе сборки. Иными словами, изделия рассматриваются как абсолютно жесткие тела;

при изменении температуры окружающей среды или при высоких рабочих температурах;

при изнашивании контактных поверхностей (поверхностей трения).

Эти факторы рассматриваются, как правило, на этапе численного решения уравнения размерной цепи. Если при этом выявляется существенное влияние факторов на предельные значения узлового размера (на эффективность, надежность, ресурс), то принимаемое конструкторско-технологическое решение должно учитывать и это влияние.

Величина деформации (упругой, разумеется) под действием рабочих или технологических нагрузок определяется обычными методами сопротивления материалов.

Пусть, например, некоторая размерная цепь состоит из четырех звеньев (3 составляющих размера). Допустим, что размеры A_1 и B_1 в результате воздействия рабочей нагрузки (растяжения) получили приращение предельных значений.

$$\Delta A_1 = A_1 \frac{\epsilon_{A_1}}{E_{A_1}}; \Delta B = B_1 \frac{\epsilon_{B_1}}{E_{B_1}},$$

а размер A_2 под действием сжимающей нагрузки уменьшился

$$-\Delta A_2 = -A_2 \frac{\epsilon_{A_2}}{E_{A_2}}.$$

Тогда

$$X_{\max} = -A_{1\min} \left(1 + \frac{\epsilon_{A_1}}{E_{A_1}}\right) + B_{1\max} \left(1 + \frac{\epsilon_{B_1}}{E_{B_1}}\right) + A_{2\max} \left(1 - \frac{\epsilon_{A_2}}{E_{A_2}}\right);$$

$$X_{\min} = -A_{1\max} \left(1 + \frac{\epsilon_{A_1}}{E_{A_1}}\right) + B_{1\min} \left(1 + \frac{\epsilon_{B_1}}{E_{B_1}}\right) + A_{2\min} \left(1 - \frac{\epsilon_{A_2}}{E_{A_2}}\right).$$

При этом величина ϵ принимает значения $\epsilon_{\max}$ и $\epsilon_{\min}$, если предельные значения рабочих сечений, длины и рабочей нагрузки существенно различны (большое рассеивание их значений).

Сопоставляя расчетные (р) и заданные (з) значения

$$X_p \text{ и } X_z,$$

$$\delta x_p \text{ и } \delta x_z,$$

$$\Delta X_p^B \text{ и } \Delta X_z^B,$$

$$\Delta X_p^H \text{ и } \Delta X_z^H,$$

назначаем соответствующие предельные (стандартные) значения составляющих звеньев (методом равных влияний или по минимуму себестоимости), если требуется обязательное обеспечение взаимозаменяемости, или выбираем оптимальный в данных условиях метод компенсации, назначая для составляющих звеньев экономическую обоснованную точность.

Обязателен учет этого дополнительного фактора в размерных расчетах конструкций, передающих знакопеременный крутящий момент, т.е. при расчете мертвых ходов или шаткостей. В подобных узлах ранее учитывали лишь влияние зазоров в сочленениях. Но если длинный вал (ось, стержень) длиной L и диаметром d передает крутящий момент $M_{кр}$ заметного влияния, то необходимо найти угол закручивания вала

$$\pm \gamma_y = \frac{M_{кр} L}{GJ},$$

где GJ — жесткость бруса круглого сечения, и включить его в суммарный мертвый ход $\gamma_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \gamma_{ij}$ или шаткость $\omega_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \omega_{ij} \frac{1}{i}$.

Если тепловые условия работы данного узла отличаются от условий, характеризующихся нормальной температурой t_H (20°C или 293°K), то необходимо найти значения составляющих звеньев соответственно температурному коэффициенту линейного расширения α и приращению температуры и далее найти соответствующие предельные значения узлового размера.

Как известно, приращение размера d детали при ее нагревании

$$\Delta d = d\alpha(t_p - t_H).$$

Если эти приращения составляющих звеньев размерной цепи могут вызвать недопустимые отклонения значения узлового размера, то это должно быть предусмотрено соответствующей конструкторской или тех-

нологической компенсации и необходимо пересмотреть значения (допуски) составляющих звеньев так, чтобы

$$X_p + \Delta X \leq X_3;$$

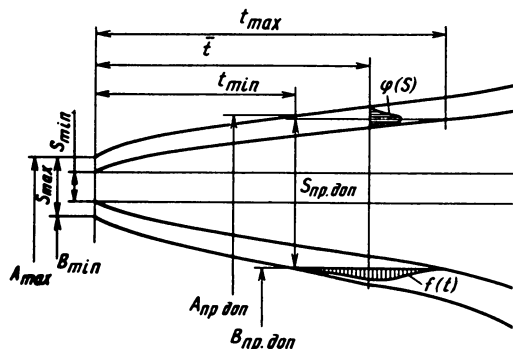
$$\delta X_p + \delta \Delta X \leq \delta X_3.$$

Изнашивание деталей (их поверхностей трения), как правило, вызывает увеличение значения узлового размера. Если при этом значение узлового размера выходит за пределы поля допуска, то изделие подлежит ремонту или списанию, когда изделие неремонтно-пригодно или ремонт экономически нецелесообразен.

Предельно допустимые значения узлового размера изнашивающегося изделия устанавливаются на основании теоретических и экспериментальных исследований влияния степени износа на эффективность изделия или на основании статистических сведений, поступающих из эксплуатирующих и ремонтных организаций. Размерные расчеты при этом выполняют как проектные, т.е. исходя из выявленного исследования предельно допустимого значения узлового размера находят предельно допустимые значения составляющих звеньев. При этом, как правило, выявляются те детали, изнашивание которых оказывает наибольшее влияние на предельно допустимое значение узлового размера, и разрабатываются такие методы ремонта, при которых ресурс, надежность, качество этих деталей восстанавливаются (до уровня новых деталей) или даже увеличиваются.

При исследовании изнашивания деталей и установлении предельно допустимых значений узловых и составляющих звеньев необходимо учитывать:

во-первых, существенную зависимость ресурса сопряжения от точности элементов конструкции узла. Это показано на рис. 5.8. Чем выше точность узлового размера $\delta S = S_{\max} - S_{\min}$, тем при данном значении $S_{\text{пр.доп}}$ выше ресурс узла;



во-вторых, срок эксплуатации до достижения $S_{\text{пр.доп}}$, что обусловлено, как правило, интенсивностью изнашивания. А интенсивность изнашивания обусловлена, как известно, степенью совершенства конструк-

Рис. 5.8. Учет дополнительных факторов (изнашивание)

ции и технологическими методами защиты поверхностей трения от изнашивания.

Расчет может быть выполнен и в обратном порядке: исходя из $S_{\text{пр.доп}}$ и $t(t_{\text{min}}, t_{\text{max}})$ можно найти соответствующие значения S_{max} и S_{min} , т.е. регламентировать такую точность нового изделия, при которой обеспечивается достаточный "запас на изнашивание", если известна интенсивность изнашивания вала и отверстия. При этом главное достоинство такого расчета состоит в стимулировании таких конструкторско-технологических решений, при которых минимальна интенсивность изнашивания.

5.4. РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ В ИССЛЕДОВАНИИ НАДЕЖНОСТИ

Точность (предельные значения) параметров изделий есть важнейший, решающий фактор, обуславливающий надежность, эффективность и все остальные критерии качества изделий.

Большинство отказов, проявляющихся в приработочный период и в период эксплуатации технических устройств, есть следствие или недостаточной точности технологического оборудования и оснастки, несоблюдения режимов работы оборудования и оснастки, или несоблюдения в процессе производства ТУ.

Свидетельством значимости точности является и тот факт, что к отказам относят не только прекращение функционирования изделия, но и выход значений параметров изделия или показателей его эффективности за пределы поля допуска.

Исследование взаимосвязи между точностью и надежностью и на этом основании назначение оптимальных номинальных и предельных значений параметров изделий может быть выполнено в следующих направлениях.

1. Учет рассеивания параметров качества сборочных элементов изделия и нагрузки, воспринимаемой ими в процессе эксплуатации или испытаний, на основе известной в теории надежности "модели слабейшего звена". Здесь главное внимание уделяется обеспечению надежности в процессе производства за счет высокой точности компонентов (оборудования, оснастки, режимов) технологического процесса и создания энергетического запаса сборочных элементов изделия, расходуемого в процессе эксплуатации в связи с необратимыми процессами, протекающими в толще и в поверхностных слоях деталей, узлов и вызывающими ухудшение их качества.

В связи с этим направлением исследования надежности укажем, что размерные расчеты не однозначны с "теорией размерных цепей" (как это принято в механических системах). Они выходят за рамки теории размерных цепей, отражая тем самым настоятельную необходимость раз-

мерного анализа тех систем, где собственно размерная цепь не может быть составлена.

2. Испытания изделий на надежность на основе создания предельных сочетаний значений звеньев размерной цепи или элементов систем, что позволяет не только оценивать надежность при малом числе испытываемых экземпляров, но и обоснованно регламентировать точность, при которой достигается заданный уровень надежности. Суть и возможности модели слабейшего звена рассматриваются здесь на основе исследования взаимосвязи между прочностью (элементов механических систем) и силовой нагрузкой, воспринимаемой этими элементами. Применительно к любым системам под прочностью можно понимать или некоторую совокупность, или некоторый обобщающий критерий качества, а под нагрузкой — совокупное воздействие на элементы системы рабочих нагрузок и компонентов окружающей среды.

Укажем, что модель слабейшего звена способствует также пониманию значимости вероятностных исследований технических устройств, пониманию практической целенаправленности теории вероятностей, которую многие специалисты, к сожалению, не признают действенным инструментом инженера в достижении высоких показателей качества, надежности создаваемых ими изделий и избегают пользоваться ею. Модель дает ответ на вопрос: почему для большинства современных технических устройств и их элементов столь велико рассеивание времени безотказной работы. Однако суть модели поясняют описанием простого, но наглядного опыта.

Представим себе, что подвешены цепочки, звенья которых изготовлены по одной и той же технологии, из одного и того же мотка проволоки. Цепочки состоят из одинакового числа звеньев, к ним подвешены сосуды, в каждый из которых последовательно добавляются грузики так, чтобы масса каждого была одинаковой.

При некоторой очередной добавке грузов одно звено одной цепи (реже нескольких) разрывается: одно, а не все. При следующей добавке грузов разрушится еще одно звено или несколько, но не все.

Причина этого явления, которое в теории вероятностей относится к категории случайных, состоит в том, что прочность звеньев цепей (обозначим этот параметр качества через Y) рассеивается вокруг некоторого среднего значения (математического ожидания $\bar{Y}$). При массовом производстве этих цепочек распределение параметра Y хорошо (точно) описывается нормальным законом распределения.

А рассеивание значений этого параметра может быть объяснено тем обстоятельством, что производству металла проволоки, производству самой проволоки и изготовлению цепочек сопутствует множество факторов, вызывающих отклонения значений параметра от номинального (среднего) значения и находящихся в сложном взаимодействии, так что конечный результат взаимодействия (значений параметра) несколько

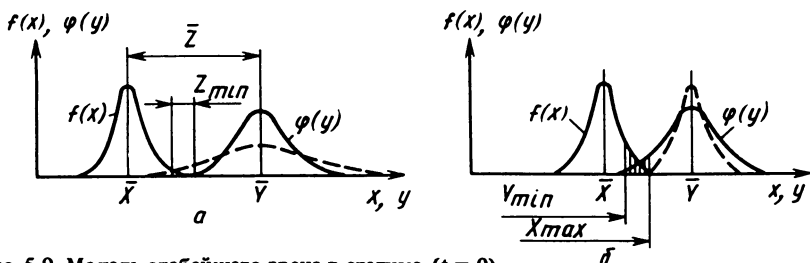


Рис. 5.9. Модель слабейшего звена в статике ($t=0$)

отличается от предыдущего и последующего и это значение становится случайной величиной.

В графической интерпретации модели (рис. 5.9) мы исходили из того, что распределение параметра качества (прочность Y , $\bar{Y}$) и параметра нагрузки X , $\bar{X}$, которой также свойственно рассеивание, описывается нормальным законом. На рис. 5.9,а (сплошными линиями) показано благоприятное сочетание Y и X , так, что $Y_{\min} > X_{\max}$. При этом сочетании вероятность разрушения звеньев цепи равна нулю, имеется даже запас прочности $Z_{\min}$ и его среднее значение $\bar{Z}$.

На рис. 5.9,б показано такое сочетание $\bar{Y}$ и $\bar{X}$, при котором $Y_{\min} < X_{\max}$. Здесь возможно разрушение слабейшего звена, т.е. звена, имеющего предельное значение прочности и воспринимающего к тому же наибольшую (в пределах поля рассеивания) нагрузку. Вероятность разрушения звена (отказа системы, ибо отказ звена в данной последовательной системе означает отказ системы)

$$Q = \frac{F_x F_y}{F_x + F_y};$$

$$F_x = \int_{X=Y_{\min}}^{X=X_{\max}} f(x) dx; \quad F_y = \int_{Y=X_{\max}}^{Y=Y_{\min}} \varphi(y) dy.$$

На рис. 5.9 пунктирной линией показано значение точности параметра. Повышение точности уменьшило рассеивание параметра, обусловленное прежде всего точностью компонентов технологического процесса, и вероятность разрушения звена (при сохраняющихся значениях $\bar{X}$ и σ_x) становится равной нулю. Или точность компонентов технологического процесса стала более низкой (рассеивание параметра увеличилось) и там, где было благополучное сочетание Y и X , вероятность разрушения становится больше нуля.

Покажем значение точности компонент технологического процесса на конкретном примере. Известно, что электродуговая сварка должна обеспечивать параметры сварного шва, точность которых регламентиру-

ется ГОСТом. Применительно к стыковому шву регламентируемыми параметрами являются: a — высота валика, b — ширина валика, h — глубина провара (рис. 5.10). Должным гарантированным качеством обладают швы, параметры которых находятся в установленных пределах: $a \pm \Delta a$; $b \pm \Delta b$; $h \pm \Delta h$. Значения этих параметров зависят от режима сварки (сварочный ток J напряжение U , скорость образования шва V и др.). На рис. 5.10 показана принципиальная зависимость a , b , h от сварочного тока: при малых отклонениях δJ тока от оптимального значения $J_{\text{опт}}$ значения a , b , h находятся в заданных пределах Δa , Δb , Δh . Пунктиром показано поле рассеивания J при разлаженном автоматическом сварочном оборудовании и при ручной сварке. Нетрудно заметить, как недопустимо велики при этом отклонения a , b , h от желаемых (оптимальных) значений.

В данном случае мы имеем дело с размерами сварного шва (векторные величины) и значениями параметров технологического процесса (скалярные величины), т.е. с размерным расчетом, но без размерной цепи. Этим примером иллюстрируется попытка расширить рамки размерного расчета.

Очевидно, что поле рассеивания параметров качества сварочного шва будет большим или меньшим в зависимости от ΔJ и, разумеется, от ΔU , ΔV .

Очевидно, что уменьшение поля рассеивания нагрузки ($\pm 3\sigma_x$) также повысит гарантию качества. В теории надежности соответственно этому рекомендуется "управлять нагрузками", т.е. создавать более рациональные схемы нагружения, использовать эффект демпфирования, буфера.

Однако рассмотрение модели на этом не заканчивается. В толще материала и поверхностных слоях сборочных элементов протекают необратимые процессы, вызывающие, как правило, ухудшение критериев качества изделия и являющиеся следствием естественных процессов (старение, релаксация, перераспределение остаточных напряжений), агрессивного воздействия окружающей среды и рабочих нагрузок.

На схеме модели это можно представить как перемещение с течением времени распределения качества в сторону распределения нагрузки. Если при этом учесть скорость протекания необратимых процессов, то представленную на рис. 5.9 модель можно развернуть во времени (рис. 5.11).

Известный комплекс конструкторско-технологических мероприятий, направленных на обеспечение необходимого уровня надежности, ресурса, вытекает из этой модели:

выбор конструкционного материала с такими значениями $\bar{Y}$ и σ_y , при которых обеспечивается гарантированно-безотказная работа не только в начале эксплуатации, то и в течение t_{min} (см. рис. 5.11), т.е. изделие обладает энергетическим запасом, рассчитанным на его расходование при протекании необратимых процессов;

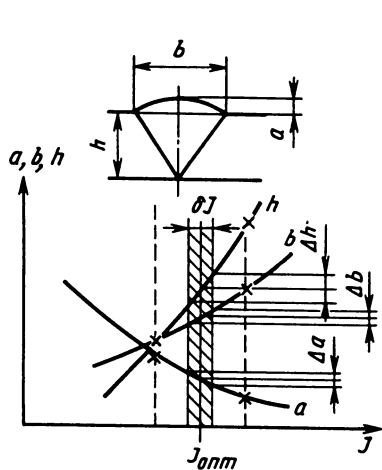


Рис. 5.10. Влияние точности параметров процесса (дуговая сварка) на качество изделия

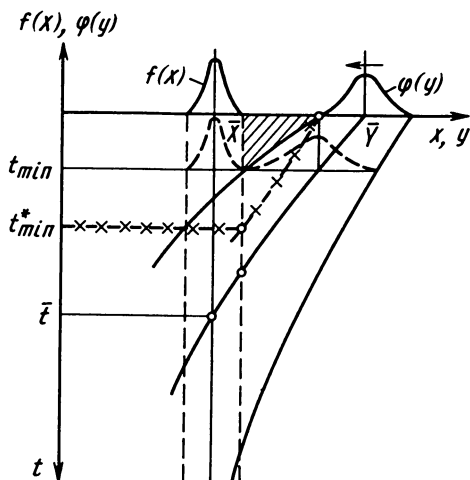


Рис. 5.11. Модель слабейшего звена в динамике ($t > 0$)

”управление нагрузками”;

повышение точности компонент технологического процесса и технологической дисциплины, что способствует увеличению $\bar{Y}$ и уменьшению σ_y ;

защита от агрессивного воздействия окружающей среды (антикоррозионные, теплозащитные, износостойкие покрытия, упрочняющая технология, надежная смазка и защита от грязи поверхностей трения, стабилизация свойств конструкционного материала), что изменяет характер кривой, выражающей скорость протекания необратимых процессов и, таким образом, существенно увеличивает время безотказной работы (см. рис. 5.11).

Прежде, чем рассмотреть задачу обеспечения качества изделия, обратим внимание на следующее: скорость протекания необратимых процессов в элементах (в экземплярах) низшего (в пределах допуска) качества заметно больше, чем в элементах высшего качества.

Применительно к задаче конструкторско-технологического решения модель слабейшего звена может быть распространена на так называемые ускорения испытания.

Ускоренные испытания на надежность проводятся для тех изделий, срок службы (ресурс, время существования) которых весьма большой. Получить оценку качества (надежности изделия) за приемлемо короткое время и составляет суть ускоренных испытаний. Проводятся они, как правило, при повышенных (существенно повышенных) параметрах

"нагрузки". Главная причина некоторой доли сомнений в достоверности результатов таких испытаний состоит в том, что не всегда известны коэффициенты, необходимые для пересчета на нормальные условия работы испытываемого изделия.

Но здесь, как и при испытаниях в нормальных условиях, многое зависит от случая. Неизвестно, какие экземпляры оказались в числе испытываемых: элементы высшего, среднего или низшего качества. Математические же методы, сопутствующие испытаниям на надежность, представляют собой попытку предвидеть этот случай.

Уменьшить зависимость качества от случая и составляет целенаправленность методики, которую мы называли "организация вероятностей". При ускоренных испытаниях надо специально подготовить экземпляры, обладающие низшими показателями качества. Если эти экземпляры обладают $t_{\min}$, большим или равным заданному времени безотказной работы, то можно не сомневаться, что все остальные экземпляры требованиям ТТЗ (по надежности и определяющим ее факторам) вполне удовлетворяют.

Возможность и эффективность организации вероятностей проверена на механической системе, схема которой представлена на рис. 5.12. Изделие это одноразового действия: при срабатывании одного из пиропатронов (трехкратное резервирование) давлением газов срезается буртик стопора 1 и стопор выдергивается из стержня 2, который под действием пружины устремляется вверх и включает систему, от срабатывания которой зависит надежность всего технического устройства. Необходимо обеспечить ход стопора $\geq X$, что зависит от энергии газов, поступающих от пиропатрона; от силы, необходимой для срезания буртика; от интенсивности торможения стопора в цилиндрическом, а затем и в коническом участках прижима 3. Габариты конструкции не позволяли выполнить размер произвольно большим, заведомо гарантирующим должный ход стопора 1.

Учитывая высочайшую ответственность этого устройства в ТТЗ на него была задана надежность (безотказность) $P = 0,9999$. Возникла проблема: как проверить такую высокую надежность? Были рассчитаны размеры выборки (числа испытываемых экземпляров изделия) по всем известным методам испытаний на надежность. Самым благоприятным

оказался метод доверительных интервалов — он потребовал испытания около 7200 экземпляров изделия. При этом надежность $P = 0,9999$ подтверждается, если ни один из этих экземпляров не откажет. Очевидно, что такие испытания невозможны и технически и экономически.

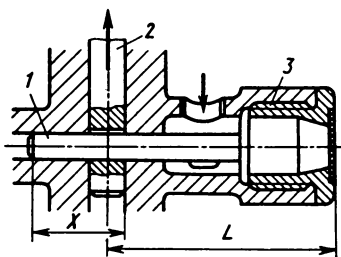


Рис. 5.12. Схема устройства

Поскольку надо испытать огромное количество экземпляров изделия, ибо при $P = 0,9999$ допускается отказ лишь одного экземпляра из 10000, было решено организовать вероятность отказа, т.е. изготовить эти устройства при самых неблагоприятных (крайних) сочетаниях предельных значений звеньев размерной цепи.

Было изготовлено четыре партии по 10 устройств в двух (первой и второй) сменах так, чтобы в двух партиях все размеры были выполнены на нижнем пределе, а в двух — на верхнем, поскольку было не ясно, при каком сочетании имеется слабейшее звено. При испытании этих экземпляров в одном был зафиксирован отказ: стопор не полностью вышел из стержня. Были несколько уменьшены толщина бурта и конусность тормозного участка прижима и при этой доработке изготовлена и испытана еще одна (контрольная) партия устройств (15 шт). Поскольку в данном случае ни одного отказа не было зафиксировано, надежность $P = 0,9999$ была признана подтвержденной. Если при самых худших (крайних) сочетаниях не отказали слабейшие звенья, то очевидно, что все прочие экземпляры изделия (более высокого качества) обладают надежностью более высокой, чем слабейшие.

Эффективность метода очевидна: вместо изготовления и испытания 7200 экземпляров понадобилось (в данном случае) 50 экземпляров.

Чтобы реализовать эту методику при испытаниях многих разнородных устройств, к которому предъявляются весьма высокие требования по надежности, необходимо владеть прежде всего расчетами, приведенными в настоящей главе.

6. УВЯЗКА ЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ И СБОРОЧНОЙ ОСНАСТКИ В САМОЛЕТОСТРОЕНИИ

Согласование размеров элементов конструкции изделия и технологической оснастки, образующих конструкторскую или технологическую размерную цепь и обуславливающих точность и эффективность функционирования элементов конструкции изделия и, следовательно, изделия в целом, называют увязкой.

При машиностроительном методе, основу которого составляет рабочий чертеж, содержащий полную, в том числе и точностную информацию об изделии, увязка осуществляется с помощью размерных расчетов.

В чертежах большей части деталей планера самолета даже номинальные значения размеров и, тем более, их предельные значения не могут быть указаны в силу сложной конфигурации и форм деталей, предъявляемых требованиями аэродинамики и стремлением к максимальной весовой отдаче конструкции. Это и обусловило разработку плазово-шаблонного метода (ПШМ).

6.1. СУЩНОСТЬ И ОСОБЕННОСТИ ПШМ

При машиностроительном методе перенесение размеров (с чертежа на изделие) осуществляется с помощью высокоточного оборудования, технологической оснастки и измерительных средств сравнительно коротким путем (рис. 6.1). Поэтому машиностроительный метод обеспечивает высокую точность составляющих звеньев размерной цепи и достижение полной взаимозаменяемости при сборке преобладающей части наименований первичных сборочных элементов.

При ПШМ перенесение размеров осуществляется более длинным путем и с помощью большего числа менее точных средств, в особенности на этапе перехода от теоретического плаза к изделию (рис. 6.2).

Основу представленной (рис. 6.2) схемы увязки одного из вариантов ПШМ составляет теоретический плаз (ТП) и шаблон контрольно-контурный (ШКК). На теоретическом плазе нанесена координатная сетка с шагом 50, 100 или 200 мм в зависимости от габаритов самолета и его агрегатов. Эта сетка, во-первых, воспроизводится в виде аналогичной сетки из точных отверстий ($IT7$, $\Delta L = \pm 0,02$) на плаз-кондукторе, предназначенном для образования отверстий в рубильниках, которыми они (рубильники) подвешиваются на верхней и нижней балках сборочного стапеля; во-вторых, эта сетка воспроизводится в виде точных отверстий на инструментальном стенде, предназначенном для точной установки на верхней и нижней балках сборочного стапеля проушин с (также точными) отверстиями, на которые подвешивают рубильники; в-третьих, эта сетка используется для образования на каждом шаблоне двух базовых

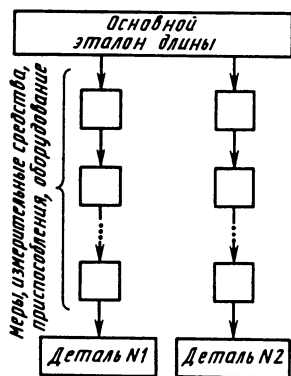


Рис. 6.1. Схема перенесения размеров с чертежа на изделие при машиностроительном методе производства

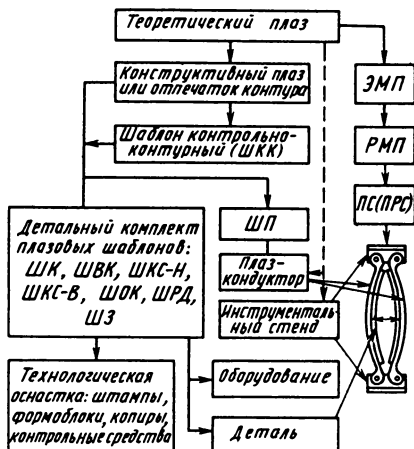


Рис. 6.2. Схема перенесения размеров с теоретического плаза на изделие при ПШМ

отверстий (БО), ориентирующих контур шаблона относительно координатной сетки ТП и, следовательно, относительно базовых плоскостей самолета.

Совмещая данный (рабочий) шаблон, например ШК с ШКК, по базовым отверстиям с помощью двух точных штырей, проверяют соответствие контура ШК с контуром ШКК. Накладывая таким же образом ШВК на ШКК, проверяют соответствие контура ШВК с линией на ШКК, обозначающей внутренний контур и т.д.

Контур шаблона должен находиться в пределах линии на ТП, КП или ОК, ШКК, толщина которой равна 0,2 мм. Это поле допуска было бы весьма приемлемым для показателей эксплуатации. Но соответственно условиям и возможностям производства допускаются и такие погрешности, как смещение оси шаблона с линии координатной сетки на ТП, смещение БО с оси шаблона ($\sim \pm 0,15 \dots 0,20$ мм).

Эти погрешности увязки, естественно, вызывают погрешности оснастки (как следствие копирования погрешностей шаблонов и погрешностей самого процесса перенесения размеров в системе ТП — шаблон — оснастка), деталей и в итоге всего изделия.

На рис. 6.3 показаны (для наглядности упрощено) погрешности кессона, возникающие в связи с погрешностями нервюр, лонжеронов, обшивки.

Существенные погрешности геометрических параметров элементов конструкции, сопутствующие ПШМ, определяют одну из важных особенностей метода. Для достижения приемлемой точности геометрических характеристик самолета и его сборочных элементов при ПШМ широко используются рассмотренные ранее методы компенсации: технологической (пригонка, совместная обработка, подбор, деформирование) и конструкторской (прокладки, регулировочные винты, плавающие гайки), что обуславливает широкое применение ручного труда как при изготовлении деталей (доработке), так и при сборке.

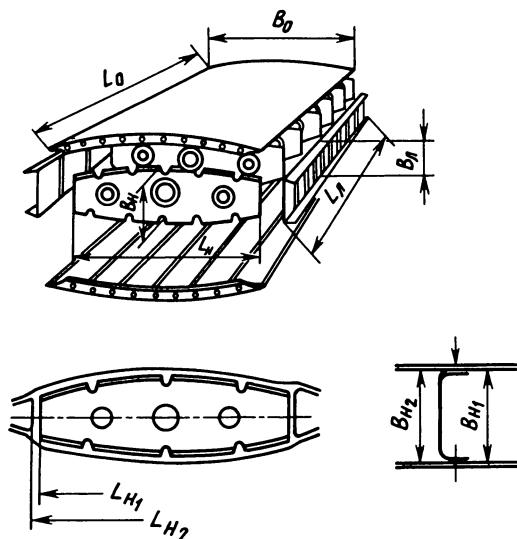


Рис. 6.3. Погрешности кессона, вызываемые погрешностью его деталей

Высокую трудоемкость и стоимость производства самолета обуславливает также и система специальной плазовой оснастки, количество наименований которой очень велико. Так, например, для изготовления планера транспортного самолета клепаной конструкции массой около 40 т с дальностью полета приблизительно 3000 км, состоящего примерно из 40 тыс. деталей (изготавливаемых, главным образом, из алюминиевых сплавов путем холодного деформирования заготовок из листового и профильного материала) используется около 20 тыс. наименований специальной технологической оснастки, главным образом, штампы, формоблоки, копиры, сборочные и контрольные стапели. Для изготовления этой оснастки и непосредственно деталей необходимо около 100 тыс. шаблонов [13].

Специальная оснастка используется как средство обеспечения высокой производительности труда и высокого качества продукции во многих отраслях машиностроения и тем в больших масштабах, чем ближе данное производство к массовому и чем сложнее и ответственнее изделие.

Степень оснащения самолетостроительного производства, которое обычно относят к серийному, приближается к степени оснащения, характерной для массового производства, что обусловлено особенностями конструкции и высокими требованиями к качеству, надежности, эффективности самолета. При изготовлении плазовой оснастки с использованием шаблонов преобладает ручной труд.

Эти особенности ПШМ и требуют поиска таких методов увязки, при которых существенно сократилась бы номенклатура шаблонов, а при их изготовлении и при изготовлении оснастки, а также сборочных элементов самолета существенно сократилась бы доля ручного труда (путем механизации и автоматизации процессов изготовления плазовой оснастки и самих изделий). Полный отказ от ПШМ в настоящее время невозможен из-за особенностей конструкции планера самолета.

6.2. ПРОГРАММНЫЕ МЕТОДЫ УВЯЗКИ

Происшедшее за последнее десятилетие значительное повышение технического уровня производства и промышленного потенциала создало благоприятные условия для разработки и внедрения новых способов и средств согласования и передачи геометрической информации для последовательного отхода от ПШМ к комбинированному способу увязки, который называют плазово-аналитическим или расчетно-плазовым или координатно-аналитическим, а иногда и бесплазовым.

Плазово-аналитическому методу формообразования и геометрической увязки присущи все черты будущего метода автоматизированного формообразования: широкое применение математического аппарата,

комплексная нормализация и типизация конструкторско-технологических решений, совершенствование организационных форм, разветвленная сеть используемых вычислительных средств и программного оборудования во всех звеньях основного и вспомогательного производств.

При этом методе достигается сокращение сроков технической подготовки производства и производственного цикла, существенное повышение точности геометрических параметров изделий и в целом — повышение их качества на базе современных методов математического моделирования геометрических объектов, быстродействующих вычислительных средств и оборудования с программным управлением.

Основа рассматриваемого метода — математическое описание поверхности, обвода, контура, позволяющее использовать ЭВМ для разработки программы обработки данной поверхности на станке с программным управлением. Благодаря этому открываются возможности для широкого использования современных станков с ЧПУ и тем более широкого, чем большее число элементов конструкции изделия и технологической оснастки моделированы математически.

Свойства поверхности во многом определяются свойствами линий, образующих эти поверхности. Свойства же линий определяются математическими функциями, описывающими эти линии.

Теоретический плаз при этом необходим как средство контроля и обеспечения гладкости (аэродинамики) таких поверхностей, обводов, контуров, для долговременной фиксации конструкции в целом и сборочных элементов, а также (по-прежнему) как носитель номинальных размеров и форм тех элементов конструкции, которые не могут быть описаны математически.

В поисках оптимального математического моделирования поверхностей, обводов, контуров предлагается множество уравнений, что свидетельствует о сложности и многогранности еще не решенной проблемы.

1. Уравнение прямой по двум точкам с координатами

$$M_1(x_1, y_1) \text{ и } M_2(x_2, y_2)$$

$$\frac{x - x_1}{x_2 - x_1} = \frac{y - y_1}{y_2 - y_1}.$$

2. Уравнение окружности с координатами центра окружности (a, b) и радиусом R

$$(x - a)^2 + (y - b)^2 = R^2.$$

3. Кривые второго порядка — эллипс, гиперболу, параболу — задают параметрами, обеспечивающими запись их уравнений в каноническом виде:

$$\text{эллипс } \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

где a и b — большая и малая полуоси эллипса;

$$\text{гипербола } \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

где a – полуось, $b = \sqrt{c^2 - a^2}$ – мнимая полуось, c – половина межфокусного расстояния;

$$\text{парабола } y^2 = 2px,$$

где p – расстояние от фокуса до точки пересечения оси с директрисой.

Эти функции могут быть использованы для задания поверхностей в линейно-круговых интерполяторах, управляющих графопостроителями и станками с ЧПУ.

Однако требования аэродинамики и конструктивных параметров самолетов этими моделями удовлетворяются далеко не всегда.

4. Специальные функции вида

$$\bar{y} = \sqrt{\frac{1 - \bar{x}^2}{1 - m\bar{x}^2}}.$$

5. Тригонометрические функции

$$x = \frac{l}{a} \cos \alpha,$$

$$y = y_{\max} (\sin \alpha)^n + b,$$

где a и b – коэффициент уравнения; n – показатель степени; l – длина участка кривой.

6. Сплайн-функции

$$y = a_0^{(i)} + a_1^{(i)}(x - x_i) + a_2^{(i)}(x - x_i)^2 + a_3^{(i)}(x - x_i)^3.$$

7. Полиномы высоких степеней

$$y = \sum_{i=0}^n a_i x^i.$$

Эти методы описания поверхностей также недостаточно удовлетворяют требованиям универсальности (т.е. возможность проектировать многообразные поверхности, обводы), алгоритмичности (т.е. желаемой простоты реализации метода), технологичности (т.е. удобство реализации метода при решении технологических задач, а именно – воспроизведение поверхностей на станках с ЧПУ).

Этим требованиям в большей степени удовлетворяет степенная функция, разработанная и исследованная В.И. Якуниным [14]:

$$\bar{y} = \left[\frac{2\bar{x}(1 - 0,5\bar{x})}{1 - f + 2f\bar{x}(1 - 0,5\bar{x})} \right]^m,$$

где $\bar{y} = \frac{y}{y_{\max}}$ ($0 < \bar{y} < 1$); $\bar{x} = \frac{x}{L}$ ($0 < \bar{x} < 1$); m – параметр формы кривой в единичном квадрате; f – параметр полноты кривой.

При $f = 0$ уравнение имеет вид

$$\bar{y} = [2\bar{x}(1 - 0,5\bar{x})]^m$$

или $\bar{y} = [4\bar{x}(1 - \bar{x})]^m.$

При $f = 1$, $m = 0$ получается уравнение прямой; при $f = 0$, $m = 0,5$ – уравнение окружности; при $f = 0$, $m = 1$ – уравнение параболы $\bar{y} = 2\bar{x} - \bar{x}^2$; при $f = 1$, $m = 0,5$ – уравнение специальной функции

$$\bar{y} = \sqrt{\frac{1 - \bar{x}^2}{1 - f\bar{x}^2}}.$$

Требованиям универсальности, алгоритмичности, технологичности и т.п. вполне удовлетворяет уравнение ($f = 0$)

$$y_i = y_{\max} \rightarrow \bar{y}_i = y_{\max} \left[4 \frac{x}{L} \left(1 - \frac{x}{L} \right) \right]^m,$$

где $y_{\max}$ – максимальная высота кривой; L – длина проекции кривой на ось x ; x – независимая переменная; y_i – текущее значение ординаты y .

Вид кривой (обвода элементов планера самолета) весьма существенно изменяется с изменением отношения $y_{\max}/L$ или показателя степени m . Так, на рис. 6.4 представлены кривые при значениях $y_{\max} = 0,05L$; $0,15L$; $0,25L$; $0,5L$; $1L$ и $1,5L$. Об универсальности уравнения свидетельствует также график, изображенный на рис. 6.5, – вид кривой в зависимости от значения m .

Несимметричный обвод можно сформировать из двух участков в двух вариантах:

при одинаковом значении $y_{\max}$ левая часть обвода формируется при $m < 1$ и соответствующем конструктивном значении $L_1 \left(\frac{L_1}{2} \right)$, а

правая часть обвода – при $m = 1$ и соответствующем $L_2 \left(\frac{L_2}{2} \right)$; на рис. 6.6 этот вариант выделен пунктиром;

при одинаковом значении $y_{\max}$ и $m = 1$ левая часть формируется при $\frac{y_{\max}}{L_1}$, правая – при $\frac{y_{\max}}{L_2}$ ($L_2 > L_1$); на рис. 6.6 этот вариант обозначен сплошной линией.

Обводы, задаваемые окружностью радиусом R , это уравнение не описывает. Для этой цели может быть использовано уравнение окружности $R^2 = x^2 + y^2$. Применительно к данной задаче это уравнение приводится к виду (рис. 6.7).

$$y_i = \sqrt{x_i(2R - x_i)}.$$

Достоинство указанных уравнений проявляется особенно наглядно при разработке программы обработки на станках с ЧПУ технологической оснастки и самих деталей. Так, например, при фрезеровании оснастки (рубельники, формоблоки, штампы, копии) на вертикально-фрезер-

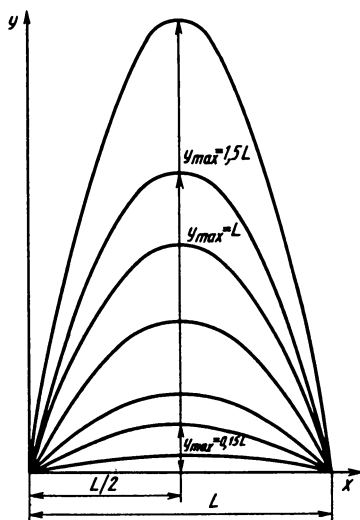
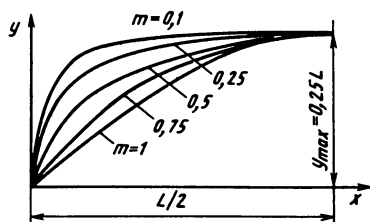


Рис. 6.4. Вид обвода с зависимости от отношения $y_{\max}/L$

Рис. 6.5. Вид обвода в зависимости от показателя степени m



ном станке с ЧПУ необходимо прежде всего построить траекторию фрезы (ее осевой линии) относительно "0", т.е. относительно "нуля программы".

Эта точка представляет собой центр или СО, или КФО, или отверстия в рубильнике, которыми он подвешивается в стапеле. Эти отверстия выполняются на плаз-кондукторе, т.е. с высокой точностью (допустимые отклонения межцентровых расстояний в плаз-контукторе $\pm 0,02$ мм) в соответствии с координатной сеткой теоретического плаза и ее копией на плаз-кондукторе.

Траектория фрезы есть эквидистанта обвода, необходимо найти ее начальную точку (X_{00} ; Y_{00}).

Для этого находим угол касательной к обводу в этой точке α_0 . Известно, что $\operatorname{tg} \alpha$ равен производной:

$$y = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \operatorname{tg} \alpha;$$

$$y = c \left[4 \frac{x}{L} \left(1 - \frac{x}{L} \right) \right]^m = c \left(\frac{4x}{L} - \frac{4x^2}{L} \right)^m;$$

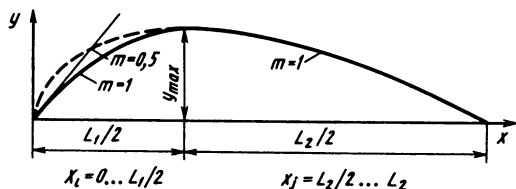


Рис. 6.6. Компоновка несимметричного (относительно $L/2$) обвода

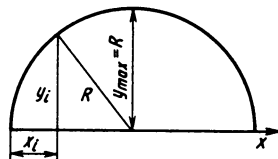


Рис. 6.7. Обвод, задаваемый уравнением круга

$$y' = \frac{cm \left(\frac{4}{L} - \frac{8x}{L^2} \right)}{\left(\frac{4x}{L} - \frac{4x^2}{L^2} \right)^{1-m}}.$$

Здесь через C обозначено значение $y_{\max} = \text{const} = C$.
Очевидно, что при $m < 1$ и $x = 0$

$$y' = \frac{c \frac{4}{L}}{0} \rightarrow \infty, \quad \text{tg } \alpha_0 \rightarrow \infty, \quad \alpha_0 = 90^\circ.$$

При $m = 1$, $x = 0$

$$y' = \frac{c \frac{4}{L}}{1} = 4 \frac{c}{L} = \text{tg } \alpha_0, \quad \alpha_0 < 90^\circ.$$

Траектория фрезы эквидистанта описывается (с учетом начальной точки оси фрезы в момент, когда $x = 0$) общим уравнением (рис. 6.8)

$$y_3 = \left[c - \frac{d}{2} (1 - \cos \alpha_0) \right] \left[4 \frac{x_3}{L - d \sin \alpha_0} \left(1 - \frac{x_3}{L - d \sin \alpha_0} \right) \right]^m.$$

При $\alpha_0 = 90^\circ$ (когда $m < 1$) уравнение упрощается (рис. 6.9):

$$y_3 = \left(c - \frac{d}{2} \right) \left[4 \frac{x_3}{L - d} \left(1 - \frac{x_3}{L - d} \right) \right]^m,$$

где d – диаметр торцевой фрезы.

Если обвод задан окружностью радиусом R , то

$$y = \sqrt{x(2R - x)}, \quad y' = \frac{R - x}{\sqrt{2Rx - x^2}}.$$

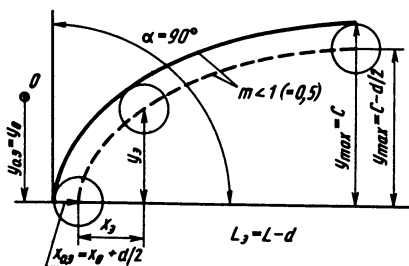


Рис. 6.8. Траектория фрезы (эквидистанты) при $m < 1$

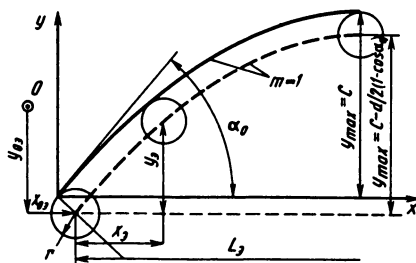


Рис. 6.9. Траектория фрезы (эквидистанты) при $m = 1$

Очевидно, что при $x = 0$

$$\operatorname{tg} \alpha_0 \rightarrow \infty, \alpha_0 = 90^\circ.$$

Траектория инструмента эквидистанта (рис. 6.10)

$$y_{03} = 0, x_{03} = x_0 + \frac{d}{2},$$

$$y_3 = \sqrt{x_3 \left[2 \left(R - \frac{d}{2} \right) - x_3 \right]}.$$

Здесь

$$x_3 = x_0 - \frac{d}{2} (1 + \sin \alpha);$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{R - x}{\sqrt{2Rx - x^2}},$$

α, R, x относятся к обводу, а не к эквидистанте.

Уравнение эквидистанты легко программируется соответственно заданным значениям c, L, d, m . Независимая переменная принимает значения $x_3 = 0, \Delta x_3, 2\Delta x_3, 3\Delta x_3, \dots, (L - d \sin \alpha_0)$.

Минимум Δx_3 лимитируется объемом вычислений, точностью аппроксимации траектории при задании движения фрезы по координатам x и y , а также числом импульсов, зависящим от Δx и от цены импульса.

Таким образом становится возможным осуществление автоматизированной (на станках с программным управлением) обработки некоторых видов технологической оснастки: рубильников, формблоков, штампов, копиров и других, а также многих типов деталей без использования шаблонов.

При изготовлении шаблонов затрачивается значительная часть ручного труда. Многоступенчатое перенесение шаблонами размеров с теоретического плаза на изделия вызывает значительные погрешности геометрических характеристик изделий.

В тех же случаях, когда традиционная конструкция изделия или технологические традиции не позволяют обойтись без шаблонов, последние

могут быть изготовлены автоматизированно на станках с программным управлением по аналогичной программе.

Во всех этих процессах достигается высокая точность геометрических

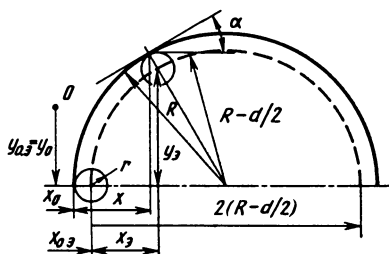


Рис. 6.10. Траектория фрезы (эквидистанты) при задании контура окружностью

ких характеристик, технологической оснастки и изделий соответственно точности современных станков с программным управлением.

Разработка и внедрение в самолетостроение плазово-шаблонного метода производства в свое время было крупным техническим достижением. По мере возрастания требований к качеству, надежности, ресурсу самолета, а эти параметры в решающей мере обусловлены точностью геометрических характеристик элементов конструкции самолета, возрастанием скорости и нагрузок, воспринимаемых элементами конструкции, расширением связи предприятий ПШМ все в меньшей мере удовлетворяет современное производство.

Все более широко внедряются во многих сферах производства ЭВМ, которые в сфере технической подготовки производства используются и как вычислительные средства, и как разработчики и носители программ для оборудования с программным управлением, что открывает одно из перспективных направлений совершенствования методов увязки: математическая модель изделия – ЭВМ (программа) – оборудование с ЧПУ.

Этот путь – не только технологическая проблема, а конструкторско-технологическая, ибо первооснова будущего бесплазового метода – математическая модель изделия, создаваемая конструктором с ориентировкой на определенную технологию производства.

6.3. УПРУГАЯ СБОРКА

Высокие требования к точности узлового размера вызывают необходимость или ужесточения точности составляющих звеньев размерной цепи, или воспроизведения простой размерной цепи с минимальным числом ее звеньев, что равносильно поиску более технологичного варианта конструкции.

Для некоторых изделий (узлов – по терминологии размерных расчетов) этот путь, обусловленный методом полной взаимозаменяемости, технически или экономически нередко оказывается нецелесообразным. В таких случаях приходится отказываться от взаимозаменяемости (если это допускается условиями эксплуатации) и ориентировать конструкцию на один из видов технологической или конструкторской компенсации.

При плазово-шаблонном методе компенсация погрешностей геометрических характеристик элементов конструкции планера самолета осуществляется довольно широко, что обусловлено существом и особенностями ПШМ. Наиболее широко при ПШМ осуществляется технологическая компенсация: пригонка, совместная обработка, подбор, что обусловлено особенностями конструкции изделий и погрешностями, сопутствующими ПШМ.

В последние годы в самолетостроении находит все большее применение метод упругой или силовой сборки, представляющей собой один из методов технологической компенсации погрешностей деталей, обладающих малой жесткостью. Он осуществляется при сборке узла в сборочном приспособлении путем деформирования деталей соответственно контуру рубильников или каркаса. Однако эти деформации деталей нередко сопровождаются появлением сборочных напряжений, так как эти напряжения, суммируясь с рабочими напряжениями, могут вызвать напряжения недопустимой величины или коробление собранного узла после снятия его со сборочного стапеля. Степень (уровень) деформирования должна быть регламентирована соответствующими допусками как на сборочные элементы изделия, так и на элементы конструкции сборочного стапеля, ориентируемого на упругую сборку. Сущность данного метода технологической компенсации (упругой сборки) состоит в размерном анализе конструкции изделия и оснастки с учетом напряжений, возникающих при деформировании (упругом) элементов конструкции изделия в процессе его сборки.

Степень деформирования при этом обусловлена разностью размеров и форм деталей и рабочих элементов сборочной оснастки. Следовательно, погрешности деталей можно регламентировать исходя из допустимой степени деформирования.

Рабочие элементы оснастки (оправки, рубильники) рассматриваются как абсолютно жесткие тела. Но если деформирование осуществляется непосредственно по элементам конструкции изделия (каркас, шпангоут), последние могут рассматриваться или как абсолютно жесткие тела, или как упругие – в зависимости от конкретных условий.

На рис. 6.11 представлена схема упругой сборки панели с жестким каркасом, к которому она (защемленная одним концом) прижимается равномерно распределенным давлением интенсивностью q .

На рис. 6.11 R_1 – первоначальный (до сборки) радиус панели; R_2 – радиус каркаса; $R_1 > R_2$ – из-за погрешностей, сопутствующих гибке панели. Обшивка прижимается к жесткому каркасу последовательно, начиная от места заделки, при этом точка C (на любом участке обшивки) перемещается в точку B . Следовательно, на любом участке обшивки образуется кривизна

$$\frac{1}{R_2} = \text{const.}$$

Таким образом, в процессе сборки происходит приращение кривизны панели

$$\kappa = \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1}$$

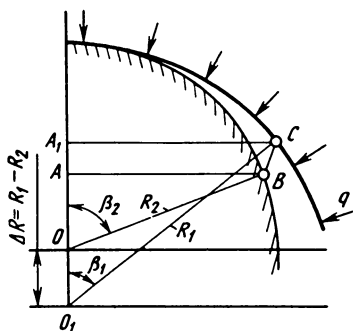
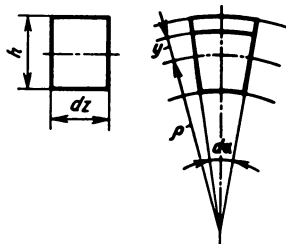


Рис. 6.11. Схема упругой сборки

Рис. 6.12. К расчету σ при чистом изгибе



также постоянное по величине и знаку на всем протяжении контакта панели с каркасом. Поэтому с учетом относительно малого значения $\Delta R \left(\frac{\Delta R}{R_1} \right)$ представляется возможным использовать известные зависимости чистого изгиба, в частности (рис. 6.12)

$$\sigma = F \frac{1}{\rho} y; \quad \sigma_{\max} = \frac{1}{\rho} \frac{h}{2} F.$$

В данном случае

$$\frac{1}{\rho} = \kappa = \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} = \frac{R_1 - R_2}{R_1 R_2}.$$

При сборке обшивки с каркасом, который не может рассматриваться как абсолютно жесткое тело, необходимо учитывать деформацию как обшивки, так и самого каркаса. Обозначая через R общий радиус панели и каркаса после их соединения в сборочном стапеле и деформирования их при последующем освобождении из стапеля, получим

$$\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_1} \right) E J_1 = -M;$$

$$\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_2} \right) E_2 J_2 = M;$$

$$\left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_1} \right) E_1 J_1 = - \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R_2} \right) E_2 J_2,$$

откуда общий радиус

$$R = \frac{E_1 J_1 + E_2 J_2}{\frac{E_1 J_1}{R_1} + \frac{E_2 J_2}{R_2}}$$

Изгибающий момент

$$M = E_2 J_2 \left(\frac{\frac{E_1 J_1}{R_1} + \frac{E_2 J_2}{R_2}}{E_1 J_1 + E_2 J_2} - \frac{1}{R_2} \right),$$

а максимальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \frac{12 M z}{h^2},$$

где $z = h/2$.

Определение характеристик жесткости в данном случае не представляет затруднений, так как $E_2 J_2 = D_2$, $J_2 = \frac{bh^3}{12}$, где b – приведенная ширина панели в месте установки стрингера. Следовательно

$$D_2 = \frac{bh^2}{12(1 - \nu^2)}.$$

В результате такой (силовой) сборки образуется достаточно жесткая и точная конструкция, не уступающая по этим показателям монолитной конструкции, получаемой фрезерованием.

7. ТЕХНИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА

Техническая подготовка производства имеет целью создание комплекса технической документации и материально-технических средств, необходимых для запуска в производство и освоения новых типов изделий.

7.1. ЭТАПЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ

Техническая подготовка производства подразделяется на следующие этапы.

1. Конструкторская подготовка – создание комплекса конструкторской документации (рабочие чертежи, технические условия на изготовление и контроль изделия, кинематические, аэродинамические, прочностные, размерные и другие расчеты).

2. Технологическая подготовка – создание комплекса технологической документации (технологические процессы, чертежи специальной технологической оснастки, ведомости универсальной и стандартной оснастки, нормативы материальных и трудовых затрат).

3. Разработка системы контроля качества продукции (входного, текущего, готовой продукции), чертежей специальных контрольных средств и ведомости стандартных контрольных средств.

4. Изготовление специальной технологической и контрольной оснастки и приобретение стандартной оснастки, а также инвентаризация, ремонт, модернизация оснастки, оставшейся от предыдущих заказов и пригодной для вновь осваиваемого изделия.

5. Организационная подготовка — приведение производственной структуры предприятия и цехов в соответствие с особенностями конструкции нового изделия, с требованиями технических условий и с размером заказа (типом производства), разработка плана поставок изделий, согласование и оформление договоров с предприятиями, привлекаемыми к изготовлению данного изделия или к материально-техническому снабжению.

6. Экономическое обоснование принимаемых на каждом этапе решений, калькуляция себестоимости продукции и согласование ее с заказчиком.

7. Изготовление и испытания опытного образца (при разработке принципиально новых конструкций и технологических процессов) и опытной партии (при наличии освоенных аналогов или после отработки принципиально новой конструкции на основе изготовления и испытаний опытного образца).

8. Корректировка всех видов технической документации соответственно итогам изготовления и испытаний опытной партии, приемка комплекса технической документации и запуск изделия в серийное производство.

Представляется логичным последовательное выполнение перечисленных выше этапов: технологический процесс можно начинать проектировать, когда готовы рабочие чертежи и технические условия. Специальную оснастку можно начинать проектировать, а на стандартную оснастку составлять ведомости, когда спроектирован технологический процесс и т.д. Собственно от логической последовательности выполнения этапов и происходит деление технической подготовки на этапы.

Однако строгое следование этой логике может быть одной из существенных причин излишней длительности технической подготовки, характерной для современного самолетостроения. Так, по данным иностранной печати, продолжительность технической подготовки производства самолетов составляет 3 ... 4 года. Если же проектируемый самолет качественно отличается от предшественников, этот срок увеличивается в 2 ... 3 раза. Если к этому добавить еще и период освоения производством нового изделия, то срок от начала технической подготовки до полетов первых серийных самолетов может превышать десять лет ("Мираж", "Фантом", "Харриер" — 10 ... 12 лет, "Конкорд" — 14 лет).

Разумеется, определяющую роль в увеличении этих сроков играют

проблемы, возникающие в связи с увеличением скорости, грузоподъемности, габаритов самолета, относящиеся и к формированию облика самолета, и к аэродинамическим параметрам, и к конструкции, и к технологии производства. Так, например, при скорости $M \geq 2$ вместо цилиндрических и плоских поверхностей, воспроизведение которых не содержит каких-либо математических или технологических проблем, необходимы поверхности двойной кривизны. Эти поверхности с весьма сложными законами формообразования, ограничивающими или даже исключаящими возможность автоматизации процессов формообразования и сборки затрудняют достижение высокой точности геометрических характеристик самолета, требования к которым существенно повышаются с увеличением скорости.

В связи с этими проблемами становится еще более настоятельной необходимость совмещения составных частей технической подготовки. Подчеркиваем — это не отдельные этапы, а взаимосвязанные составные части единого непрерывного процесса. Как показывает опыт научно-исследовательских и проектных организаций, существенное сокращение сроков технической подготовки производства обеспечивается путем совмещения составных частей технической подготовки, т.е. последовательно-параллельного решения и возникающих проблем, и относительно простых рядовых технических задач, начиная с разработки технического задания и выбора облика самолета. Одну из основ такого совмещения составляет принцип технологичности конструкции.

7.2. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ

Принцип технологичности конструкции как четко сформулированная и научно-обоснованная система требований обусловил новый подход к организации и методологии проектирования самолетов.

При создании новых конструкций учитывали прежде всего воздействие на конструкцию тех факторов, которые предопределялись ее функциональным назначением. Прочие факторы, в том числе и технологические, учитывались лишь в той мере, в какой конструктор представлял себе процессы реализации замысла. Принимая те или иные (конструкторские) решения, он осознанно или интуитивно ориентировался на известные ему технологические процессы, т.е. по существу предопределял технологию.

Поверхности деталей, например, имеющие форму тела вращения, образуются путем токарной обработки, т.е. конструкция таких деталей предполагает токарную обработку. Наличие в детали отверстия, имеющего в поперечном сечении форму круга, предполагает определенную операцию технологического процесса, а именно — сверильную или переход в токарной операции. Отверстия, поперечное сечение которых имеет форму, отличную от формы круга, могут быть получены путем сверления и затем протягивания или непосредственно путем электроэрозионной

или электрохимической обработки. Иными словами, данная конструкция предопределяет соответствующие ей технологические процессы, в некоторых случаях вполне определенные, в иных – варьируемые. Конструкция деталей из неметаллических хрупких твердых материалов (стекла, керамики) предполагает ультразвуковую обработку. Проект, например сварной конструкции, предполагает технологический процесс сварки. Но если вид, условия, режимы сварки конструктором не будут учтены в должной мере, конструкция может оказаться не только не технологичной, но и некачественной.

Разработка принципа технологичности конструкции создала предпосылки для обоснованной ориентации конструкции на технологический процесс, обеспечивающий достижение необходимых значений функциональных параметров при лучших показателях эффективности производства.

Соответственно этому в настоящее время *технологичной признается конструкция, ориентированная на технологический процесс, обеспечивающий требуемые значения критериев качества изделия при лучших показателях эффективности производства, к которым, как известно, относятся трудоемкость, материалоемкость и себестоимость изделия.*

Таким образом, принципу технологичности конструкции свойственна двухсторонняя связь: прямая и обратная. Конструкция предопределяет технологию. Но при выборе того или иного конструкторского решения конструктор неизбежно ориентируется на известный ему технологический процесс. Главное в том, чтобы рекомендации технологичности были объективными, обоснованными, взаимообусловленными и обеспечивали оптимальное конструкторско-технологическое решение.

На основе принципа технологичности конструкции были сформированы технологические основы проектирования и конструирования, рекомендующие начинать технологическую отработку конструкции с разработки технического задания на проектирование изделия, с поиска схемного решения, с выбора облика изделия и решения последующих задач технической подготовки.

Обоснованная ориентация на определенную технологию означает, что решаются параллельно конструкторские и технологические задачи; уже здесь может быть предопределена и степень оснащения технологического процесса.

Более того, если данный конструкторский замысел может обеспечить более высокие значения критериев качества, чем другие варианты, и для его реализации нет необходимого технологического процесса, то может быть выдано задание на изыскание нового технологического процесса и его оснащения. Таким образом может быть осуществлена параллельная разработка и конструкции, и технологии и принято единое конструкторско-технологическое решение (необходимо лишь, чтобы это задание было реальным, квалифицированным в технологическом отношении). Принцип технологичности получает все более широкую реализацию во многих отраслях машиностроения, его основные критерии, требова-

ния, его методология вплоть до правил обработки и контроля конструкции на технологичность узаконены системой стандартов, входящей в Единую систему технологической подготовки производства (ЕСТПП).

Технологическая обработка (т.е. учет и функциональных и технологических факторов) исключает появление излишне трудоемких конструкций, что способствует существенному повышению производительности труда. Таким образом, принцип технологичности конструкции становится одним из основных критериев повышения производительности труда.

В опубликованных работах по технологической обработке конструкций описываются оптимальные конструкторско-технологические решения применительно к заготовкам, деталям, узлам. В данной работе рассмотрены те показатели технологичности, которые связаны с геометрическими характеристиками элементов конструкции ЛА, и могут быть оптимизированы с помощью размерных расчетов. Это способствует поиску оптимального конструкторско-технологического решения при схемном решении облика изделия и при последующем проектировании и конструировании его сборочных элементов, что способствует, во-первых, решению проблемы базирования заготовок и их размерной обработке. Формы детали, и соответственно ее заготовки должны допускать быструю, надежную и точную установку ее на станке, в приспособлении, а также скоростные режимы обработки на станках с программным управлением. Во-вторых, это позволяет решать проблему выбора формы детали и состава размеров, что должно обеспечивать выполнение правила единства конструкторской и технологической баз на всех операциях технологического процесса размерной обработки. Точность геометрических параметров, в-третьих, (составляющих звеньев размерной цепи) должна быть обоснована размерным расчетом, исходными данными для которого являются заданные аэродинамические характеристики ЛА или значения узловых размеров.

Критерии или показатели технологичности подразделяются на: основные (или абсолютные) — трудоемкость, технологическая себестоимость; дополнительные (или относительные) — отношение трудоемкости или себестоимости отдельных видов работ к общей трудоемкости или себестоимости; общие — требования о необходимости использования максимального количества стандартных, нормализованных, унифицированных сборочных элементов.

На рис. 7.1 представлено три варианта фланцевого стыка. Первый (см. рис. 7.1а) с точки зрения конструкторского исполнения простой: стандартные уголки, соединение их торцевое, требующее сверления стыковочных отверстий по кондукторной плите стыка. Но диаметр стыковочного болта должен быть меньше диаметра отверстия ($d = D - \Delta L$, см. гл. 3). И, таким образом, часть болтов не будет воспринимать перерезывающей нагрузки. Возможно смещение центров окружности стыковоч-

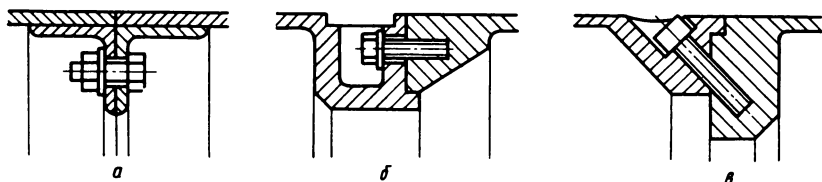


Рис. 7.1. Варианты стыка

ных отверстий с окружности наружной поверхности шпангоута и, как следствие, неизбежное выступание одного отсека по отношению к другому. Однако, если к стыковочным болтам затруднен доступ, конструкция оказывается сложной и неприемлемой. Второй вариант (см. рис. 7.1,б) обеспечивает соединение отсеков и осуществляется в тех случаях, когда необходим свободный подход к соединению. В данном случае также может быть обеспечена центровка отсеков, т.е. их минимального выступания. Но при этом диаметр соединительной детали (шпилька) должен быть меньше диаметра отверстия. Третий вариант (см. рис. 7.1,в) осуществляется, если необходимо обеспечить плотную посадку всех болтов, шпилек, что достигается совместной обработкой стыковочных отверстий в обоих шпангоутах. При этом необходим соответствующий доступ к месту обработки и обрабатывающего инструмента, и соединительных деталей.

7.3. СХЕМНОЕ РЕШЕНИЕ

Схемное решение нередко предопределяет или успех проекта, или его неудачу. К схемному решению проекта самолета относят: форму и взаимное положение фюзеляжа, крыльев, кия, стабилизаторов; нивелировочные данные, фиксирующие требования к точности геометрических характеристик самолета; степень членения самолета на основные сборочные элементы; число и расположение двигателей. Обводы самолета, образуемые плоскими поверхностями и поверхностями одинарной кривизны, обладают существенными технологическими преимуществами. Так, например, в рекомендациях по технологичности приведены примеры, показывающие, что для изготовления панелей, имеющих форму цилиндра, достаточно изготовить один формоблок для всех панелей, и, как следствие, возможна автоматизация и процесса изготовления панелей, и сборки фюзеляжа. Такой проект реализуется последующей технической подготовкой и осваивается производством в более короткие сроки. Если форма поперечного сечения — не круг и образующие не прямолинейны, то для каждой панели необходим свой формоблок, сборка такого фюзеляжа не поддается автоматизации — преобладает ручной труд. Точность геометрических характеристик конструкции,

содержащей поверхности двойной кривизны, ниже, чем точность конструкции, содержащей плоские поверхности и поверхности одинарной кривизны. Причем не только по параметрам самой поверхности (отклонения от размеров, обусловленных теоретическим контуром, волнистость), но и по взаимному положению относительно сопряженных сборочных элементов. Значения точности (геометрических и других параметров) для показателей эффективности самолета доказано уже многими исследованиями. На основании этих исследований, а также с помощью размерных расчетов выработаны допуски, приемлемые для эксплуатации и экономичные для современного производства. Совершенствование технологии и технологической обработки конструкции уменьшает противоречия между возможностями производства и требованиями эксплуатации. К ним относят допуски на отклонения действительного контура от теоретического, на волнистость поверхности, на выступание элементов конструкции, создающие дополнительные аэродинамические сопротивления, на щели и зазоры, на форму и взаимное положение элементов конструкции самолета. Некоторые из этих, регламентируемых допусками параметров представлены на рис. 7.2. Действительные значения этих параметров определяются путем выполнения операции нивелировки. Для этой цели на всех отсеках и агрегатах планера самолета наносят реперные точки, обозначающие координатные плоскости —

условные конструкторские или технологические базы — и разрабатывается нивелировочный чертеж.

Чтобы достичь оптимально-приемлемой и для эксплуатации, и для производства точности выполняется целый комплекс работ: размерные расчеты, технологическая обработка конструкции, совершенствование технологии, контроль качества (в том числе точности геометрических характеристик). Но некоторые схемные решения эти усилия по достижению хороших точностных характеристик и соответственно показателей эффективности (выра-

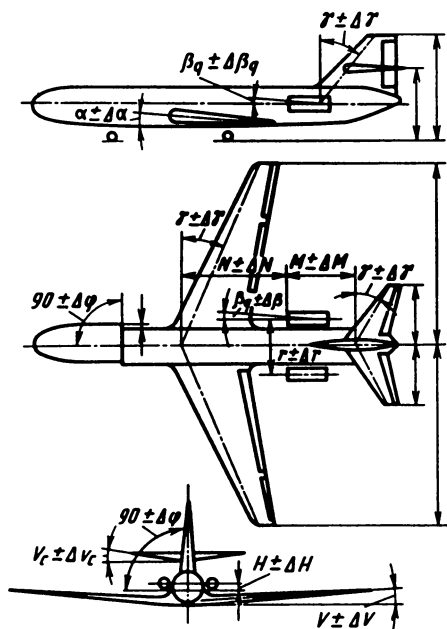


Рис. 7.2. Регламентация точности параметров самолета

жаемых, например, расходом топлива) сводят на нет (рис. 7.3,б). На рисунке двигателя расположены так, что суммарный вектор тяги смещен с геометрической оси, на которой расположен центр тяжести — создается возмущающий момент, отклоняющий самолет с заданной траектории. Чтобы его компенсировать, необходимо соответственно регулировать положение органов управления, что вызывает увеличение сопротивления, т.е. увеличение расхода топлива. Надо ли при таком схемном решении заботиться о параметрах, например, $\beta \pm \Delta\beta$, $\gamma \pm \Delta\gamma$, $W \pm \Delta W$ (см. рис. 7.2 — здесь требования к точности этих параметров обязательны, поскольку вектор тяги приведен к центру тяжести системы) или необходимо уточнить схемное решение: расположить двигатели так, как, например, на самолете Ил-76 (см. рис. 7.3,в). Если проектом (схемным решением) предусмотрено два или четыре двигателя, то, если не учтена технологическая точность, возможно возникновение значительного по величине возмущающего момента, отклоняющего самолет от заданной траектории.

Рассмотрим эту задачу применительно к самолету с двумя двигателями, подвешенными на крыльях (хотя такая же ситуация создается и при расположении двигателей, показанном на рис. 7.2: конструкторско-технологическое решение обеспечивает минимальные значения ΔW , $\Delta\beta$) (рис. 7.4). Допустим, что расположены они относительно ранее упоминавшейся геометрической оси оптимально. Но их расстояние от плоскости симметрии самолета $r_1 \neq r_2$ в пределах допустимых отклонений $\pm \Delta r$, а создаваемые ими силы тяги $P_1 \neq P_2$, также в пределах допуска $\pm \Delta P$. При некотором сочетании этих погрешностей точка приложения суммарного вектора тяги смещается с плоскости симметрии самолета на величину

$$\Delta\Pi = \frac{P_1 r_1 - P_2 r_2}{P_1 + P_2}.$$

Из размерных расчетов известно, что отклонения узлового размера (верхнее В и нижнее Н)

$$\Delta_x^{B(H)} = \sum_1^n \Delta q_i^{B(H)} \frac{\partial f(q_i)}{\partial q_i},$$

где $f(q_i)$ — узловой размер в функции составляющего размера q_i ; n — число составляющих звеньев.

Применительно к схеме, представленной на рис. 7.4, имеем

$$\Delta\Pi = \Delta r + \frac{r}{P} \Delta P.$$

Значение этих составляющих итоговой погрешности $\Delta\Pi$ можно подтвердить числовым примером.

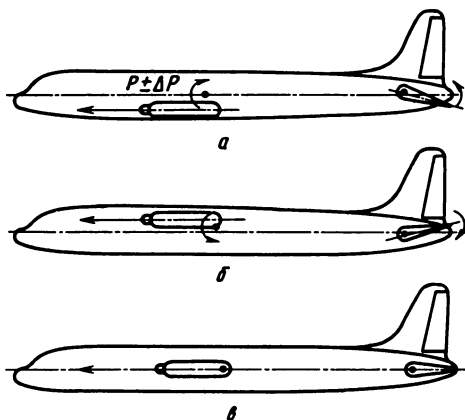
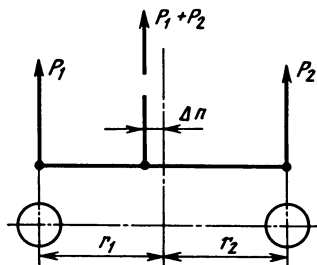


Рис. 7.3. Влияние расположения двигателей на погрешность тяги

Рис. 7.4. Дополнительные возмущающие моменты от разной тяги двигателей



Допустим: $r = 2000$ мм; $\Delta r = 2$ мм;

$P = 10000$ кг; $\Delta P = 100$ кг (1% от P);

$$\Delta_{\Pi} = 2 + \frac{2000}{10000} 500 = 2 + 20 = 22 \text{ мм.}$$

Как видим, решающее влияние оказывает колебание тяг двигателей (даже при очень ограниченном значении ΔP).

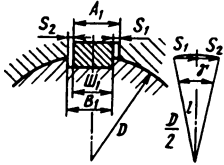
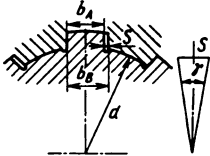
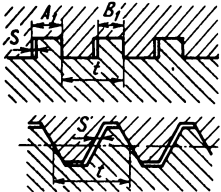
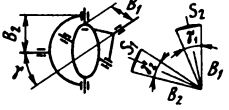
Возмущающий момент при этом

$$M_{\text{в}} = (P_1 + P_2) \Delta_{\Pi} = 20000 \cdot 0,022 = 440 \text{ кгм.}$$

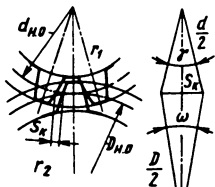
Этим объясняются требования к технологии двигателей (обеспечение ΔP_{min} , подбор двигателей на один самолет с близкими значениями P_1 и P_2 , система автоматического регулирования величинами P).

Достижение технологичности конструкции, учет технологических факторов, влияющих на показатели качества изделий и производительность труда при их изготовлении, использование размерных расчетов в поисках оптимального конструкторско-технологического решения, а в итоге — технологичной конструкции есть один из существенных путей достижения высокой эффективности производства и эксплуатации многих видов технических устройств.

Расчетные формулы для определения мертвых ходов
и шаткоостей типовых сопряжений (посадки подвижные)

1. Шпоночное сопряжение 	$\gamma = \omega = 6880 \frac{S_1 + S_2}{D}$ Здесь и далее уравнения получены при допущении: $\text{дуга } l = \frac{\pi D \gamma}{360 \cdot 60}$ равна хорде S мм. При расчете на максимум-минимум $S_1 = A_{1 \max} - Ш_{1 \min}; S_2 = B_{1 \max} - Ш_{1 \min}$
2. Шлицевое прямобочное сопряжение 	$\gamma = \omega = 6880,$ $S = B_{1 \min} - (B_{1 \max} + \Delta c),$ $\Delta(c)$ – суммарное отклонение толщины зуба вв, учитывающее погрешности формы и взаимного положения шлицев
3. Винтовая передача 	$\gamma_B = \frac{360 \cdot 60 \cdot S_{\Sigma}}{t}$ $\omega_r = S_{\Sigma}$ – осевое перемещение винта в пределах зазора $S_{\Sigma} = (a - \Delta t) + S_0$; a – допуск на толщину нитки; Δt – часть допуска a, которой учитывается погрешность шага; S_0 – осевой люфт винта в опорах
4. Шарнирная передача 	$\gamma = \left(\frac{S_1}{B_1} + \frac{S_2}{B_2 \cos \alpha} \right) 3440,$ $\omega = \left(\frac{S_2 \cos \alpha}{B_2} + \frac{S_1}{B_1} \right) 3440,$ S_1 и S_2 – зазоры между шейками крестовины и подшипниками ведущей и ведомой частями шарнира

5. Зубчатая цилиндрическая передача

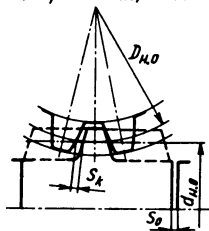


$$\gamma = 6880 \frac{S_k}{d_{н.о}},$$

$$\omega = 6880 \frac{S_k}{D_{н.о}},$$

S_k – зазор между зубьями, обусловленный допусками на толщину зуба, на ширину впадины, на диаметры начальных окружностей, на межцентровое расстояние

6. Червячная передача

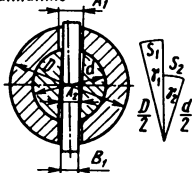


$$\gamma_r = \frac{360 \cdot 60 (S_0 + S_k)}{d_{н.о}}$$

$$\omega_k = 6880 \frac{S_0 + S_k}{D_{н.о}},$$

S_0 – зазор осевой (люфт),
 S_k – зазор между зубьями, обусловленный допусками на толщину зуба и витка, на ширину впадин, на диаметры начальных окружностей, на межцентровое расстояние, t – шаг витков червячного звена

7. Соединение на шпильке или шпильнике

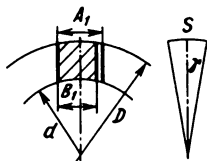


$$\gamma = \omega = \left(\frac{S_1}{D} + \frac{S_2}{d} \right) 6880,$$

$$S_1 = A_1 - B_1,$$

$$S_2 = A_2 - B_1,$$

8. Кулачковая муфта

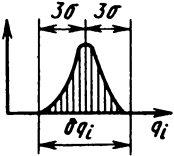
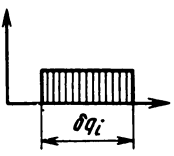
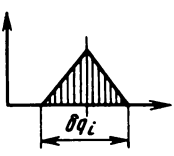
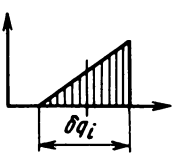
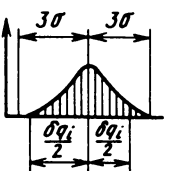


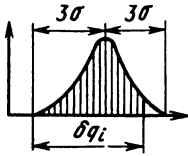
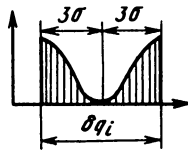
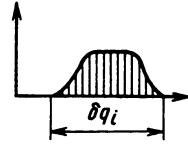
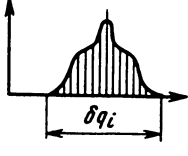
$$\gamma = \omega = \frac{S}{D} 6880.$$

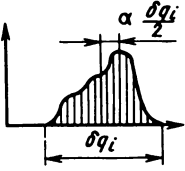
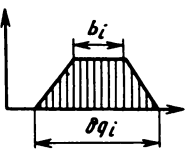
Допущения:

- 1) осевые линии обеих частей муфты совпадают;
- 2) передача осуществляется одним из кулачков, поскольку погрешности взаимного положения учтены допусками на ширину кулачка и паза

Значения K и α для основных законов распределения

Закон распределения погрешностей	Вид закона	K	α	Параметры или условия распределения
1. Закон Гаусса, в практических пределах совпадающий с полем допуска		1	0	$\frac{\delta q_i}{2} = 3\sigma$
2. Закон равной вероятности (равномерное распределение)		1,73	0	—
3. Закон треугольника		1,22	0	—
4. Равномерно возрастающее распределение		1,41	0,33	—
5. Закон Гаусса. Поле рассеивания симметрично выходит за пределы поля допуска		1,22 1,26	0 0	При $\frac{a}{2} = 1\%$ При $\frac{a}{2} = 3\%$ ($a/2$ — неисправный брак в %)

Закон распределения погрешностей	Вид закона	K	α	Параметры или условия распределения
6. Поле рассеивания одностороннее выходит за пределы поля допуска		1,17 1,18 1,20	0,25 0,31 0,40	При $b = 5\%$ При $b = 10\%$ При $b = 25\%$ (b – неисправимый брак)
7. Антимодальное распределение из ветвей кривой Гаусса		2,28	0	—
8. Композиция законов нормального распределения и равномерного распределения		1,2 1,4 1,5	0 0 0	При $\frac{e'}{3\sigma'} = 1$ При $\frac{e'}{3\sigma'} = 2$ При $\frac{e'}{3\sigma'} = 3$ (e' и $3\sigma'$ – параметры составляющих законов b)
9. Симметричное распределение при смещении трех партий деталей		1 1,07 1,17	0 0 0	При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{4}$ При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{3}$ При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{2}$ (F_i – размер i -й партии)

Закон распределения погрешностей	Вид закона	K	α	Параметры или условия распределения
10. Несимметричное распределение при смещении нескольких партий деталей		1,03	0,2	При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{4}$
		1,09	0,17	При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{3}$
		1,15	0,11	При $\frac{F_{2,3}}{F_1} = \frac{1}{2}$
11. Схематизированное симметричное распределение при большом числе партий деталей		1,26	0	При $\frac{b_i}{8} = \frac{1}{4}$
		1,37	0	При $\frac{b_i}{8} = \frac{1}{2}$
		1,52	0	При $\frac{b_i}{8} = \frac{3}{4}$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Апарин Г.А., Городецкий И.Е. Допуски и технические измерения / Под ред. М.А. Саверина. 2-е изд. М.: Машгиз, 1950. 563 с.
2. Арефьев М.Г. Основы теории размерных цепей. М.: Оборонгиз, 1952. 220 с.
3. Бородачев Н.А. Обоснование методики расчета допусков и ошибок размерных и кинематических цепей. Ч.2. Векторные ошибки. Связанные ошибки. Влияние регулировок. М.—Л.: АН СССР, 1946. 228 с.
4. Бородачев Н.А. Основные вопросы теории точности производства. М.—Л.: АН СССР, 1950. 416 с.
5. Волошин И.Н. Обеспечение точности обводов клепаных агрегатов самолета. М.: Машиностроение, 1979. 151 с.
6. Гокун В.Б. Технологические основы конструирования машин. Сущность, направления и методы осуществления. 3-е изд. М.: Машгиз, 1963. 736 с.
7. Допуски и посадки. Справочник: В 2 ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. 6-е изд., Л.: Машиностроение, 1983. Ч.2. 448 с.
8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 1981. 192 с.
9. Иващенко И.А. Технологические размерные расчеты и способы их автоматизации. М.: Машиностроение, 1975. 224 с.
10. Осипов В.А. Машинные методы проектирования непрерывно-каркасных поверхностей. М.: Машиностроение, 1979. 248 с.
11. Проектирование самолетов / А.А. Бадягин, С.М. Егер, В.Ф. Мишин, Ф.И. Склянский, Н.А. Фомин. М.: Машиностроение, 1972. 516 с.
12. Солонин И.С., Солонин С.И. Расчет сборочных и технологических размерных цепей. М.: Машиностроение, 1980. 112 с.
13. Технология самолетостроения / А.Л. Абибов, Н.М. Бирюков, В.В. Бойцов, В.П. Григорьев и др. / Под ред. А.Л. Абибова. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 551 с.
14. Якунин В.И. Геометрические основы систем автоматизированного проектирования технических поверхностей. Формирование математических моделей поверхности. М.: изд. МАИ, 1980. 86 с.
15. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1974. 471 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Основные этапы размерного расчета	5
1.1. Размерные цепи.	5
1.2. Виды размерных цепей	11
2. Уравнения размерных цепей и методы их численного решения.	24
2.1. Расчет на максимум-минимум.	25
2.2. Теоретико-вероятностный расчет.	30
3. Методы конструкторско-технологического решения размерных цепей.	36
3.1. Метод полной взаимозаменяемости	36
3.2. Метод неполной взаимозаменяемости.	46
3.3. Метод технологической компенсации	48
3.4. Метод конструкторской компенсации.	54
4. Технологические размерные расчеты.	56
4.1. Виды баз.	57
4.2. Установочные базы	59
4.3. Комплексные калибры. Система мастер-плит	66
5. Сборочные процессы.	70
5.1. Базирование при сборке	71
5.2. Особенности размерных расчетов в производстве планера самолета.	72
5.3. Учет дополнительных факторов.	80
5.4. Размерные расчеты в исследовании надежности	83
6. Увязка заготовительной и сборочной оснастки в самолетостроении.	89
6.1. Сущность и особенности ПШМ.	90
6.2. Программные методы увязки.	92
6.3. Упругая сборка.	99
7. Техническая подготовка производства	102
7.1. Этапы технической подготовки	102
7.2. Технологичность конструкции	104
7.3. Схемное решение.	107
Приложение 1. Расчетные формулы для определения мертвых ходов и шаткоостей типовых сопряжений (посадки подвижные)	111
Приложение 2. Значения K и α для основных законов распределения	113
Список литературы	116

Производственное издание

**Алексей Александрович Стрелец,
Владимир Александрович Фирсов**

**РАЗМЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ В ЗАДАЧАХ ОПТИМИЗАЦИИ
КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ**

**Редактор А.А. Хрусталева
Художественный редактор В.В. Лебедев
Обложка художника Н.Н. Симагина
Технический редактор Н.В. Михайлова
Корректор О.Е. Мишина**

ИБ № 5810

Сдано в набор 3.02.87.	Подписано в печать 30.10.87.	Т-19247.
Формат 60×88 1/16.	Бумага тип. № 2.	Гарнитура Пресс Роман.
Печать офсетная.	Усл.печ л.7,35	Усл.кр.-отт.7,6.
Тираж 9100 экз.	Заказ № 1811.	Уч.-изд л.7,4.
		Цена 40 к.

**Ордена Трудового Красного Знамени издательство "Машиностроение",
107076, Москва, Стромынский пер., 4**

**Отпечатано в Московской типографии № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли 101898, Москва, Хохловский пер., 7, с оригинала-макета,
изготовленного в издательстве "Машиностроение" на наборно-пишущих машинах**

УВАЖАЕМЫЕ ЧИТАТЕЛИ!

Издательство "Машиностроение" планирует выпустить в 1988 г. книги, тиражи которых будут определяться на основании предварительных заказов индивидуальных покупателей, учреждений, организаций и предприятий, заинтересованных в приобретении литературы по специальным вопросам машиностроения.

Предварительный заказ гарантирует приобретение нужной книги и экономит время читателей.

Своевременно заказывайте необходимые книги в магазинах, торгующих технической книгой.

Газодинамика сверхзвуковых неизобарических струй / В.С. Авдуский, Э.А. Ашратов, А.В. Иванов, У.Г. Пирумов. — М.: Машиностроение, 1988. — 20 л:

Обобщается фактический материал, изложенный в отечественной и зарубежной литературе по газодинамике сверхзвуковых неизобарических струй. Приведены классификация режимов течения, определяющие параметры и условия подобия. Рассмотрены ударно-волновая структура струй при различных условиях истечения, особенности распределений газодинамических параметров в характерных областях, эффекты двухфазности течения, влияние разреженности на формирование ударных волн. Изложены результаты исследований характеристик неизобарических струй, истекающих из кольцевых сопел и системы сопел в затопленное пространство и спутный поток.

Для научных работников, занимающихся проблемами газовой динамики в авиационной и ракетно-космической технике.

Ляхов В.Н., Подлубный В.В., Титаренко В.В. Воздействие ударных волн на элементы летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1988. — 20 л.

Рассмотрены взаимодействие ударных волн и их воздействие на плоские и осесимметричные профили, сферические, цилиндрические и затупленные тела, препятствия прямоугольной формы и различные полости. Изложены аналитические и численные методы решения задач, опи-

сывающие такие процессы. Представлены результаты, полученные с использованием таких методов и даны рекомендации по их применению.

Для инженеров и конструкторов, занимающихся исследованием нестационарных течений газа с ударными волнами.

П и р у м о в У.Г. Обратная задача теории сопла. — М.: Машиностроение, 1988 — 16 л.

Излагаются численные и аналитические методы решения и даются примеры практического применения обратной задачи теории сопла с учетом неравновесных процессов в соплах реактивных двигателей, аэродинамических труб и МГД-генераторов, в каналах сложной формы с подводом массы и энергии. Рассматриваются плоские и осесимметричные течения при наличии неравновесных химических реакций и течения двухфазных смесей.

Для научных работников, занимающихся газодинамическими исследованиями в авиационной и ракетно-космической технике.

40 коп.