

Тема 7. ВОПРОСЫ БАЗИРОВАНИЯ В КОНСТРУИРОВАНИИ

Список сокращений

БНК – базовая несущая конструкция

БЭ – базовый элемент

РЭ – рабочий элемент

ВВФ – внешний воздействующий фактор

ЕСКД – Единая система конструкторской документации

РЭА – радиоэлектронная аппаратура

РЭС – радиоэлектронное средство

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Основные положения теории базирования (ГОСТ 21495 – 79 Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. Приложение 1)	2
Базирование деталей (Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие. М., 2008)	8
Основы базирования (Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982)	20
Содержание хрестоматии	41

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ БАЗИРОВАНИЯ

(Приложение 1 к ГОСТ 21495 – 79 Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения)

1. Согласно теоретической механике требуемое положение или движение твердого тела относительно выбранной системы координат достигается наложением геометрических и кинематических связей.

При наложении геометрических связей тело лишается трех перемещений вдоль осей OX , OY и OZ и трех поворотов вокруг этих осей, т. е. тело становится неподвижным в системе $OXYZ$. Во втором случае связями обеспечивается заданное положение тела в системе $OXYZ$ в каждый рассматриваемый момент времени.

2. Наложение двухсторонних геометрических связей достигается через соприкосновение поверхностей тела с поверхностями других тел (другого тела), к которым (которому) оно присоединяется, и приложением сил и пар сил для обеспечения контакта между ними.

3. Тело, ограниченное реальными поверхностями, может контактировать с телами, определяющими его положение, в общем случае, лишь по отдельным элементарным площадкам, условно считаемым точками контакта.

При идеализации геометрической формы поверхностей соединяемых тел считается, что они полностью контактируют по сопрягающимся поверхностям.

4. Шесть связей, лишаящих тело движения в шести направлениях, могут быть созданы контактом соединяемых тел в шести точках. В случае идеализации формы поверхностей считается, что осуществление необходимых связей достигается контактом тел по поверхностям, а наличие реальных связей символизируется опорными точками, имеющими теоретический характер.

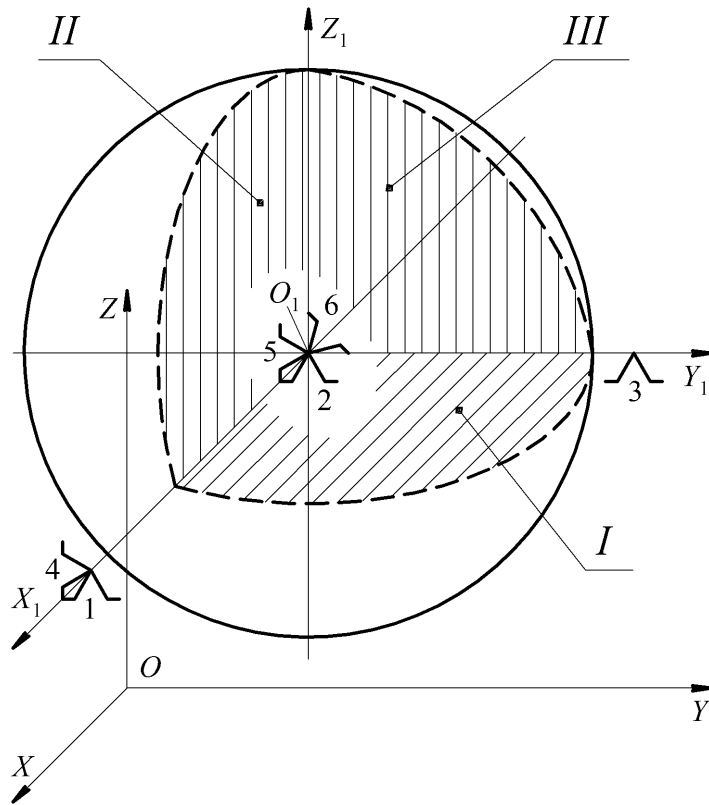
Для придания положения телу с использованием его плоскостей симметрии или осей поверхностей связи должны быть наложены непосредственно на плоскости симметрии, оси, линии или точки их пересечения.

5. В теоретической механике рассматривается определение положения тела относительно выбранной системы координат $OXYZ$ через определение положения связанной с ним системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$. Жесткая связь системы $O_1X_1Y_1Z_1$ с телом дает возможность отнести связи, налагаемые на тело, к системе $O_1X_1Y_1Z_1$.

При рассмотрении вопросов базирования целесообразно координатные плоскости системы $O_1X_1Y_1Z_1$ строить на базах тела таким образом, чтобы одна из них, принимаемая за начало отсчета (рекомендуемая $X_1O_1Y_1$), была лишена одного

перемещения и двух поворотов, другая ($X_1O_1Z_1$) – была перпендикулярна к $X_1O_1Y_1$ и лишена одного перемещения и одного поворота, третья ($Y_1O_1Z_1$) – была перпендикулярна к $X_1O_1Y_1$ и $Y_1O_1Z_1$ и лишена одного перемещения.

Из требований к относительному положению координатных плоскостей следуют требования к относительному положению баз, входящих в состав комплекта и представляющих систему $O_1X_1Y_1Z_1$.



Черт. 1. Пример построения системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ при определении положения его центра: *I* – установочная скрытая база; *II* – направляющая скрытая база; *III* – опорная скрытая база; 1 – 6 – опорные точки

6. В зависимости от характера и условий решаемой задачи координатные плоскости системы $O_1X_1Y_1Z_1$

либо представляются мысленно,

либо материализуются точками контакта или непосредственно поверхностями тела, используемыми в качестве баз,

либо создаются комбинированным способом.

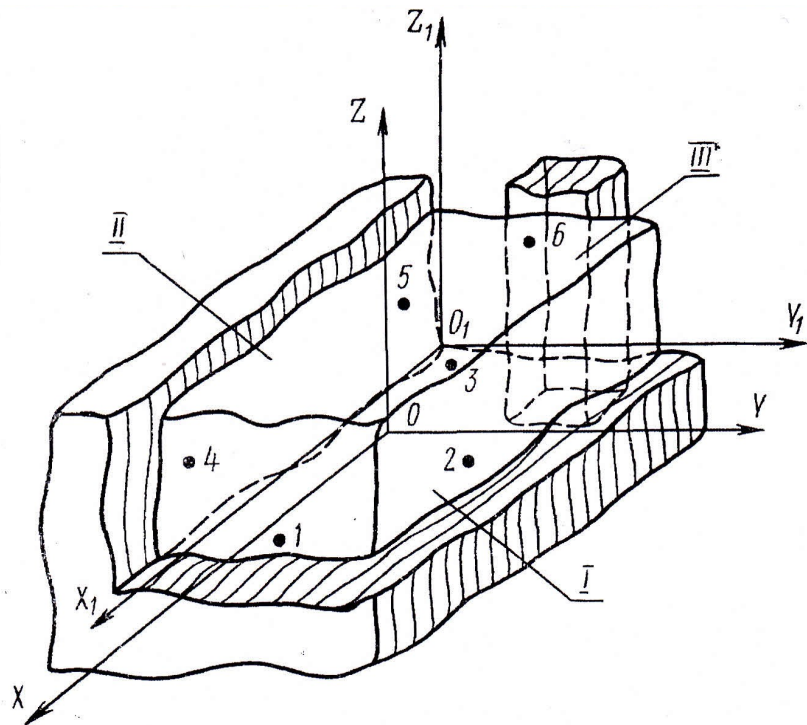
7. К мысленному построению координатных плоскостей приходится прибегать, когда требуется определить положение тела, используя его центр, оси поверхностей и плоскости симметрии, а также в случае ориентации визуально.

Мысленно создаваемые координатные плоскости совмещаются с центром или осями поверхностей тела. В качестве их используются плоскости симметрии, а при отсутствии таковых координатные плоскости связываются с характерными поверхностями или сечениями, позволяющими судить о положении тела. На координатных плоскостях мысленно размещаются опорные точки, символизирующие необходимые связи (черт. 1).

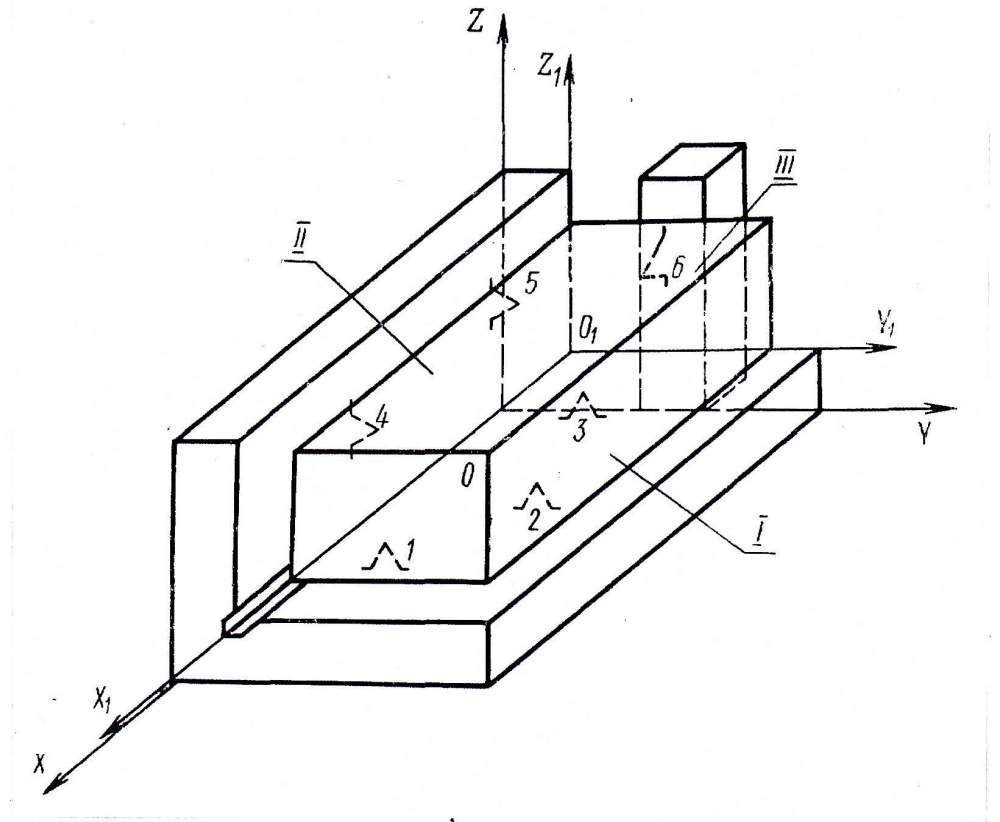
8. Материализация координатных плоскостей точками контакта исходит из физической сущности

сопряжения тел по поверхностям, имеющим отклонения формы от идеального. Положение тела, устанавливаемого на реальные поверхности, определяется через координаты точек контакта, возникающих на базах.

При идеализации геометрической формы базирующих поверхностей за координатные плоскости принимаются сами базирующие поверхности.



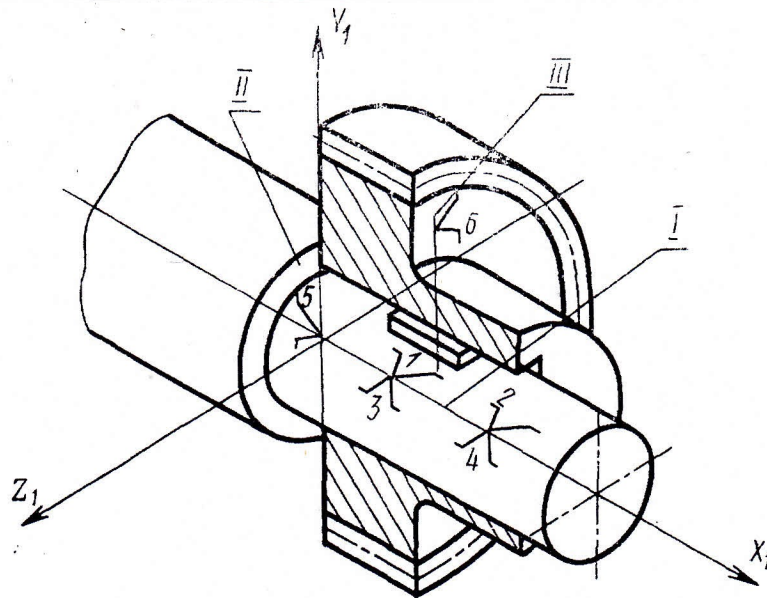
Черт. 2. Пример построения системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ при контакте тел по реальным поверхностям:
 I – установочная база; II – направляющая база;
 III – опорная база; 1 – 6 – точки контакта



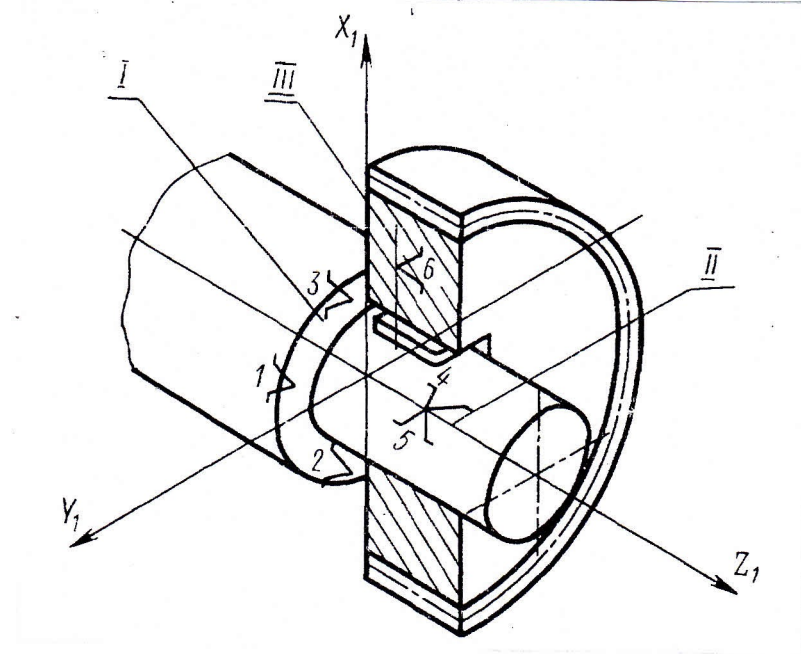
Черт. 3. Пример построения системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ при контакте тел по идеализированным поверхностям:
 I – установочная база; II – направляющая база;
 III – опорная база; 1 – 6 – точки контакта

9. Создание системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ комбинированным способом имеет место при сочетании случаев, изложенных в пп. 7, 8, когда роль одной части баз выполняют оси поверхностей тела, плоскости симметрии и т. д., а другой – сами поверхности тела (черт. 4).

а)



б)



Черт. 4. Примеры построения системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ комбинированным способом:

а) при базировании зубчатого колеса с длинной ступицей; *I* – двойная направляющая скрытая база; *II* – опорная база; *III* – опорная скрытая база; б) при базировании узкого зубчатого колеса; *I* – установочная база; *II* – двойная опорная скрытая база; *III* – опорная скрытая база; *I* – *б* – опорные точки

10. Теория базирования является общей и распространяется на все тела, которые могут рассматриваться как твердые, в том числе и на изделия машиностроения в сборе и на всех стадиях производственного процесса: механическая обработка, транспортирование, измерение, сборка и т. д.

11. В основу классификации баз положены следующие соображения.

Все многообразие поверхностей деталей изделий машиностроения сводится к четырем видам:

исполнительные поверхности – поверхности, при помощи которых деталь выполняет свое служебное назначение;

основные базы – поверхности, при помощи которых определяется положение данной детали в изделии;

вспомогательные базы – поверхности, при помощи которых определяется положение присоединяемых деталей относительно данной;

свободные поверхности – поверхности, не соприкасающиеся с поверхностями других деталей.

Базирование необходимо для всех стадий создания изделия: конструирования, изготовления, измерения, а также при рассмотрении изделия в сборе. Отсюда вытекает необходимость разделения баз на три вида: конструкторские, технологические и измерительные.

Группу конструкторских баз составляют основные и вспомогательные базы. Это подразделение конструкторских баз действительно как для изображения изделия на чертеже, так и изготовленного изделия. Необходимость такого подразделения вытекает из различия роли основных и вспомогательных баз и важности учета этого при конструировании (выборе конструктивных форм поверхностей, задании их относительного положения, простановке размеров, разработке норм точности и т. д.), разработке и осуществлении технологических процессов.

Законы базирования являются общими для всех стадий создания изделия. Поэтому, независимо от назначения, базы могут различаться лишь по отнимаемым от базиремых заготовки, детали или сборочной единицы степеням свободы и по характеру проявления. Это обстоятельство послужило причиной выдвигания еще двух признаков классификации: по лишаемым базой степеням свободы и по характеру проявления.

Схематично классификация баз представлена на черт. 5.

А. По назначению

Конструкторская:

основная

вспомогательная

Технологическая

Измерительная

**Б. По лишаемым
степеням свободы**

Установочная

Направляющая

Опорная

Двойная направляющая

Двойная опорная

**В. По характеру
проявления**

Скрытая

Явная

← Черт 5

БАЗИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

(Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие. М., 2008. С. 57 – 64)

§ 4.1. Общие положения

Детали работающей машины находятся или в неподвижном состоянии, или в состоянии относительного движения. Так, например, детали редуктора или коробки передач – корпус, крышки, стаканы и пр. – неподвижны. Валы со всеми установленными на них деталями вращаются относительно неподвижного корпуса. В то же время ряд деталей, расположенных на валу, таких, например, как зубчатые колеса, кольца подшипников качения, втулки и пр., неподвижны относительно вала.

При сборке машины детали устанавливаются одна относительно другой в определенном положении. Установку или, как говорят, базирование деталей выполняют как по плоским, так и по цилиндрическим поверхностям или по комбинациям этих поверхностей, которые называют базовыми или базами.

Базовые поверхности машин создаются при их проектировании, поэтому очень важно, чтобы на этапе разработки конструкции были созданы хорошие базы – одно из необходимых условий надежной работы машины.

Чтобы разобраться с назначением различных баз, необходимо предварительно вспомнить некоторые положения теоретической механики. Известно, что каждое тело обладает шестью степенями свободы в пространстве: перемещением по трем координатным осям и вращением вокруг этих осей. Если требуется чтобы узлы и детали машины были относительно неподвижны, надо лишить всех степеней свободы.

Для лишения детали одной степени свободы достаточно довести ее до соприкосновения с базой в одной точке, для лишения же всех степеней свободы деталь должна быть доведена до соприкосновения с базами в шести точках. Точка соприкосновения с базой представляет собой *двухстороннюю геометрическую связь*.

Призматическое тело (рис. 1, а) контактирует с базовой поверхностью xOy в точках 1, 2, 3, следовательно, оно лишено трех степеней свободы: перемещения вдоль оси z и вращения относительно осей x и y . Поверхность xOy может быть очень неровной, с выступами и углублениями. Все равно призма при ее установке найдет три базовые точки на этой площадке и займет определенное положение.

С базовой поверхностью xOz призматическое тело контактирует в точках 4 и 5. В этом случае оно лишено еще двух степеней свободы: перемещения вдоль оси y и вращения относительно оси z .

С базовой поверхностью yOz тело контактирует в точке 6 – оно лишено одной (последней) степени свободы (перемещения вдоль оси x).

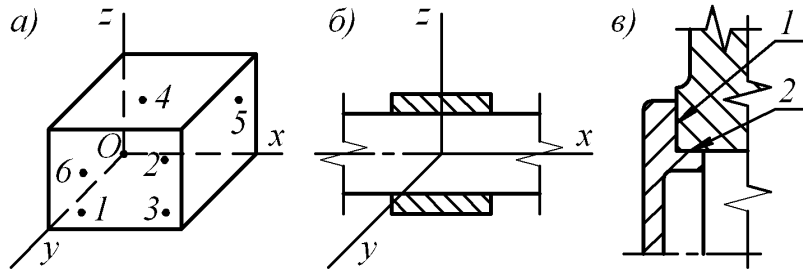


Рис. 1

Деталь, базирующаяся по длинному цилиндру, лишена четырех степеней свободы (рис. 1, б). Она сохраняет только свободу перемещения вдоль оси x и поворота вокруг этой оси.

Условимся называть **основной базой** поверхность, лишаящую деталь трех или четырех степеней свободы. На рис. 1, а основная база – плоскость xOy , на рис. 1, б – поверхность цилиндра, а на рис. 1, в – развитая плоскость 1 фланца крышки.

Условимся также называть поверхности, лишаящие деталь двух степеней свободы: плоские – **направляющими**, а цилиндрические – **центрирующими базами**. Например, на рис. 1, а поверхность xOz – направляющая база, а на рис. 1, в короткий цилиндрический поясик 2 крышки – центрирующая база.

Упорной базой будем называть поверхность, лишаящую деталь одной степени свободы (на рис. 1, а – поверхность yOz).

При конструировании узлов и деталей машин особый интерес представляет базирование деталей – тел вращения, т. е. колес, валов, втулок, колец, стаканов и пр.

§ 4.2. Определение основной базы

Базирование деталей при посадках с зазором и переходных. Под базированием понимают придание детали или узлу (изделию) требуемого положения относительно выбранной системы координат. Под погрешностью базирования понимают отклонение фактически достигнутого положения детали или узла (изделия) от требуемого.

При посадках с зазором и переходных погрешность базирования зависит от величины зазора. Зазор в сопряжении вала с отверстием (рис. 2, а)

$$Z = D - d.$$

Размеры D , d и, следовательно, Z – величины случайные.

Наибольший Z_{\max} и наименьший Z_{\min} вероятностные зазоры в сопряжении деталей по цилиндру:

$$Z_{\max} = Z_m + 0,5t_z; \quad Z_{\min} = Z_m - 0,5t_z, \quad (1)$$

где $Z_m = Em - em$ – среднее значение зазора;

$$t_z = 1,1\sqrt{t_a^2 + t_e^2} \text{ – величина рассеивания зазора.}$$

В приведенных формулах Em и em – средние отклонения размеров отверстия и вала, определяемые соотношениями

$$Em = 0,5(ES + EI); \quad em = 0,5(es + ei),$$

где ES , es , EI , ei – верхнее и нижнее предельные отклонения размеров отверстия и вала; t_a и t_e – допуски размера отверстия и вала:

$$t_a = ES - EI; \quad t_e = es - ei.$$

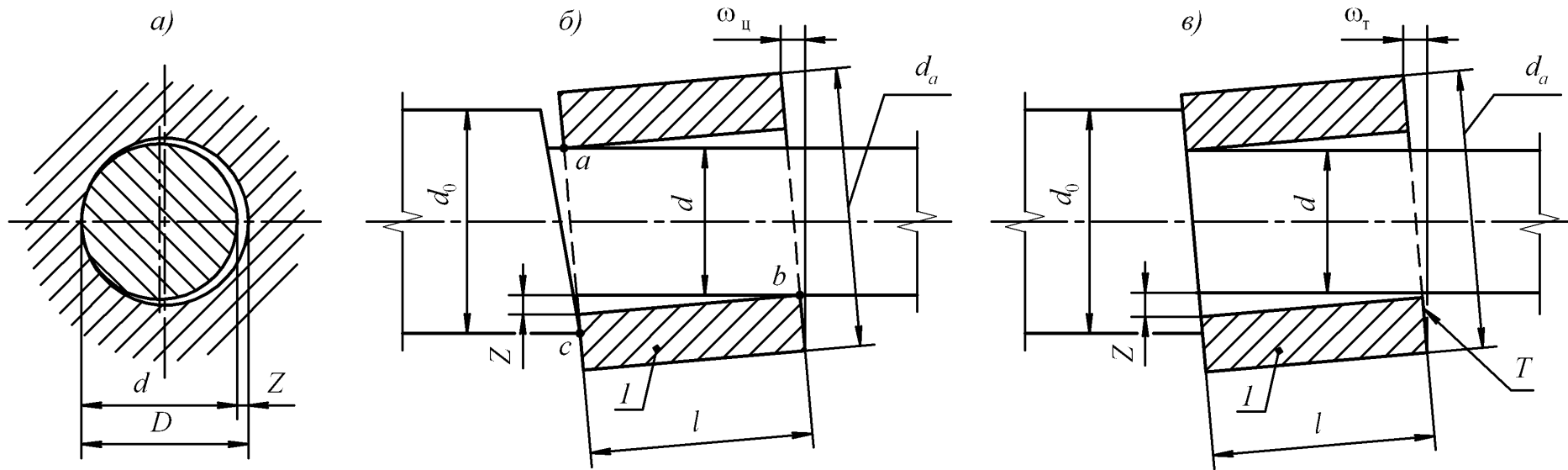


Рис. 2

Возможны два случая базирования:

1. Зазор Z относительно мал, и деталь l соприкасается с валом по цилиндру в точках a, b и по торцу в точке c (рис. 2, б). Между торцами детали и буртиком вала остается клиновидный зазор. Основная база в этом случае – цилиндр (отверстие детали l).

Наибольшая и наименьшая вероятностные погрешности базирования по цилиндру (рад):

$$\omega_{ц \max} = Z_{\max}/l; \quad \omega_{ц \min} = Z_{\min}/l \quad (2)$$

Погрешность базирования на произвольном размере R (мм)

$$\Omega_{ц} \text{ (мм)} = \omega_{ц} R,$$

где $\omega_{\text{ц}}$ – погрешность базирования, вычисленная по (2), рад.

2. Зазор Z относительно велик, и деталь l полностью прилегает к торцу заплечика вала (рис. 2, в). *Основная база – торец детали l .*

Погрешность базирования в этом случае определяется допуском t , мм, перпендикулярности торца заплечика вала. Наибольшая погрешность базирования детали l по торцу (рад)

$$\omega_{\text{т max}} = t_{\Sigma}/d_{\text{а}}.$$

То же, на произвольном размере R (мм)

$$\omega_{\text{т (мм)}} = \omega_{\text{т max}} R.$$

Сопоставлением $\omega_{\text{ц}}$ и $\omega_{\text{т}}$ можно определить, какая из базирующих поверхностей является основной – цилиндр или торец. При $\omega_{\text{ц}} > \omega_{\text{т}}$ основная база – торец, а при $\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$ основная база – цилиндр.

Полное прилегание торцов втулки и буртика вала возможно при относительно большой величине зазора Z . Чтобы цилиндрические поверхности не мешали прилеганию детали по торцам, должны соблюдаться условие $\omega_{\text{ц min}} > \omega_{\text{т max}}$.

Возможен случай, когда $\omega_{\text{ц max}} > \omega_{\text{т max}} > \omega_{\text{ц min}}$. При этом появляется неопределенность в базировании деталей. Неопределенность в базировании устраняют:

- увеличением размера l при сохранении посадки, добиваясь базирования по цилиндру ($\omega_{\text{ц}} < \omega_{\text{т}}$);
- увеличением зазора (изменением посадки) при сохранении размера l , добиваясь базирования по торцу ($\omega_{\text{ц}} > \omega_{\text{т}}$).

Базирование деталей при посадках с натягом. При посадках с натягом зазор в сопряжении деталей отсутствует, и можно было бы предположить, что детали устанавливаются на валу точно, без перекоса. Однако практика показывает, что вследствие возможных нецентрального приложения силы запрессовки, погрешностей геометрической формы сопряженных поверхностей, неоднородности материала и других причин даже при посадках с натягом деталь может быть установлена на валу с перекосом. Чаще всего это происходит при посадке узких деталей с относительно малым отношением l/d . В таких случаях для повышения точности базирования на валу предусматривают заплечик, к торцу которого при сборке поджимают деталь, т. е. переходят от базирования по цилиндру к базированию по торцу. Детали с относительно большим отношением l/d не требуют поджатия к торцу буртика вала и достаточно точно базируются по цилиндрической поверхности сопряжения.

Нельзя указать точный критерий для оценки погрешности базирования при посадках с натягом. Приблизительно, из опыта принимают: при $l/d \geq 0,7$ основная база – цилиндр, при $l/d < 0,7$ основная база – торец.

§ 4.3. Базирование деталей по торцам

Торцы деталей используются в качестве поверхностей для базирования других сопряженных с ними деталей. Одним из элементов сборочного комплекта являются втулки и кольца. Условимся называть подобные детали с отношением $l/d \geq 0,7$ *втулками*, а с отношениями $l/d < 0,7$ – *кольцами*. Точность расположения торцов втулок (колец) непосредственно влияет на точность базирования по ним деталей всего комплекта. Кольцо базируют относительно вала только по торцу, а втулки – по торцу (при $\omega_{ц} > \omega_{т}$) или по цилиндру (при $\omega_{ц} < \omega_{т}$). В соответствии с этим можно выделить для рассмотрения две схемы.

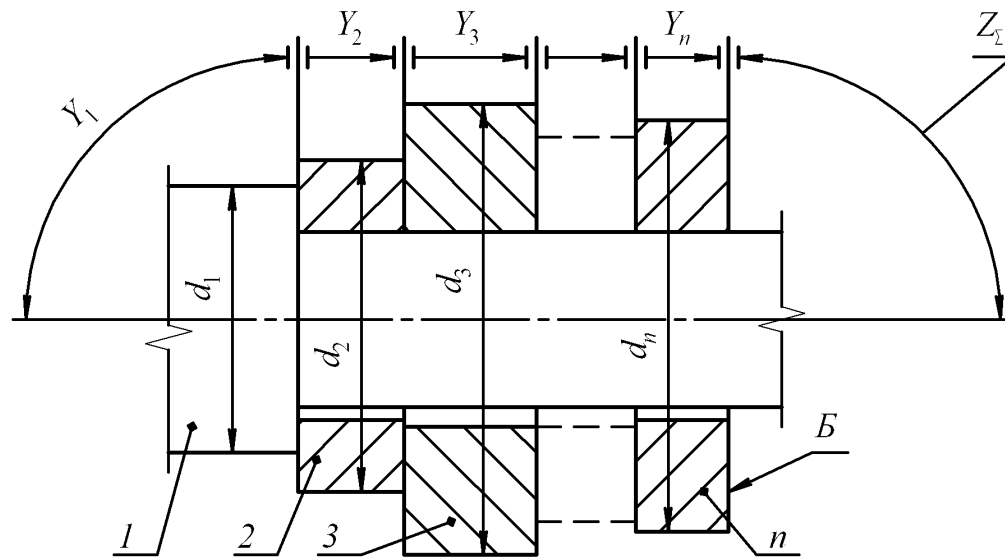


Рис. 3

Погрешности расположения торцовых поверхностей деталей – тел вращения относят к векторным величинам, которые суммируют по формуле

Схема 1. Основная база для n -го кольца – торец (рис. 3). Детали сборочного комплекта при схематизации заменяют кольцами, установленными на валу с зазором (детали 2, 3, ..., n). Торцевая поверхность кольца n используют как базу для сопряженной с ним детали (на рис. 3 деталь не показана).

Все детали, установленные на валу, влияют на точность расположения базового торца B , тогда

$$Y_{\Sigma} = Y_1 + Y_2 + \dots + Y_n,$$

где Y_1 – отклонение от перпендикулярности торца заплечика вала к оси посадочной поверхности; Y_2, \dots, Y_n – отклонения от параллельности торцов колец 2, ..., n .

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\sum_v c_v^2 t_v^2},$$

где t_v – допуск составляющего вектора; t_{Σ} – допуск суммарного вектора; c_v – коэффициент приведения.
Погрешность расположения базового торца B в этом случае

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{d_n}{d_1}\right)^2 t_1^2 + \left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 t_2^2 + \dots + t_n^2},$$

где t_1 – допуск перпендикулярности торца заплечика вала к оси посадочной поверхности, мм; t_2, t_3, \dots, t_n – допуски параллельности торцов колец, мм.

К схеме 1 приводят также сборочные комплекты, в которых детали 2, ..., n имеют отношение длины к диаметру отверстия менее 0,7 даже при установке их на валу с натягом.

Если допуск t_{Σ} задан, то, назначая допуски t_2, t_3, \dots, t_n параллельности торцов колец, можно вычислить допуск t_1 перпендикулярности торца буртика вала:

$$t_1 = \frac{d_1}{d_n} \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - \left[\left(\frac{d_n}{d_2}\right)^2 t_2^2 + \left(\frac{d_n}{d_3}\right)^2 t_3^2 + \dots + t_n^2\right]}.$$

Схема 2. Основная база для n -й втулки – цилиндр. Такая схема соответствует относительно большой длине втулки и малому зазору в сопряжении ее с валом (рис. 4).

Точность расположения базового торца в этом случае

$$Y_{\Sigma} = Y_1 + Y_2,$$

где Y_1 – отклонение от перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия;

Y_2 – перекося втулки в пределах посадочного зазора.

Детали, установленные левее втулки n , не влияют на точность расположения базового торца B втулки.

Погрешность расположения базового торца B

$$t_{\Sigma} = 0,85 \sqrt{\left(\frac{d_a}{l}\right)^2 Z_{\max}^2 + t_1^2},$$

где d_a и l – размеры втулки, мм; t_1 – допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия; Z_{\max} – наибольший вероятностный зазор в сопряжении втулки с валом, мм, определяемый по формуле (1).

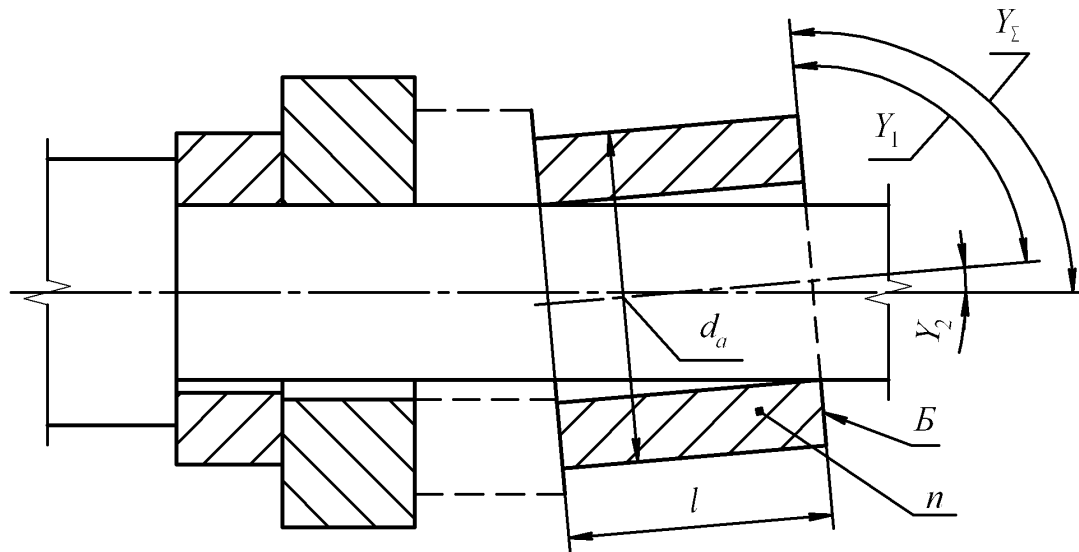


Рис. 4

Если втулка посажена на вал по переходной посадке или по посадке с зазором, то допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия определяют по формуле

$$t_1 = \sqrt{\left(\frac{t_{\Sigma}}{0,85}\right)^2 - \left(\frac{d_a}{l}\right)^2 Z_{\max}^2}.$$

Если втулка посажена на вал с натягом, то назначают допуск перпендикулярности торцов втулки к оси отверстия $t_1 = t_{\Sigma}$.

§ 4.4. Основная база типовых деталей


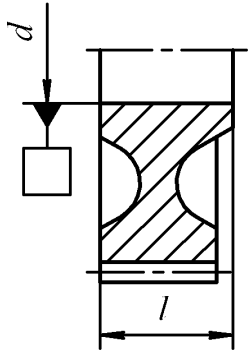
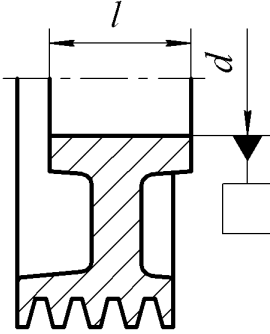
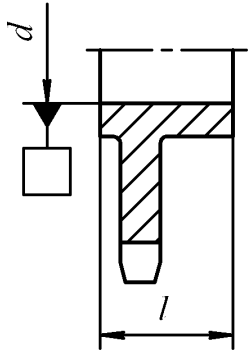
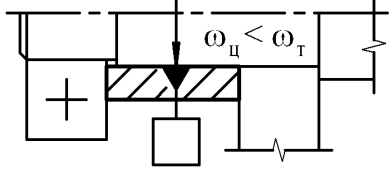
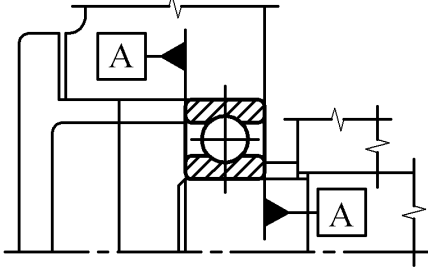
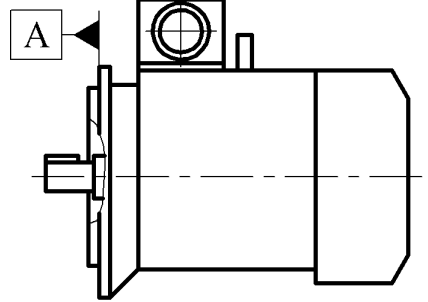
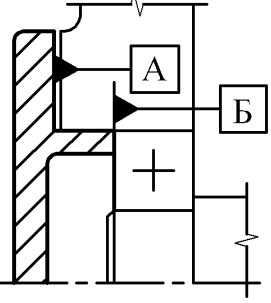
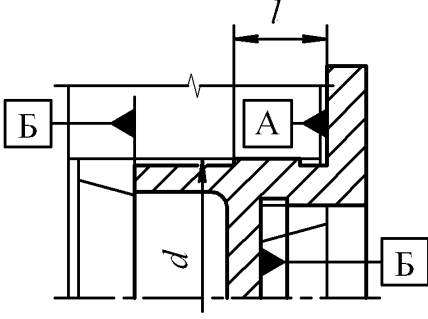
В таблице 1 приведены типовые детали машин, широко встречающиеся в учебных проектах, и основные базы этих деталей (знак  – условное обозначение базы).

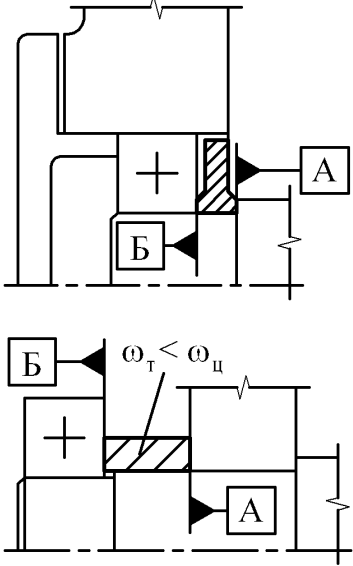
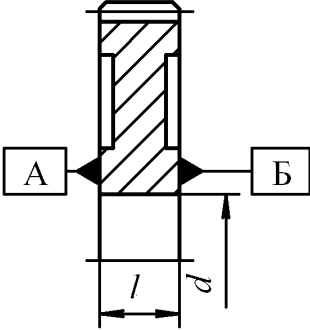
Таблица 1

Основная база	Примеры деталей		Основная база	Примеры деталей	
Цилиндр	Зубчатые, червячные колеса при $l/d \geq 0,7$		Цилиндр	Шкивы ременных передач, полумуфты при $l/d \geq 0,7$	
	Звездочки цепных передач при $l/d \geq 0,7$			Втулки дистанционные при $\omega_{ц} < \omega_{т}$	

Продолжение таблицы 1

Основная база	Примеры деталей		Основная база	Примеры деталей	
<p>Торец</p> <p>Базовые поверхности, обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой Б – для базирования сопряженных деталей</p>	<p>Кольца подшипников качения</p>		<p>Торец</p> <p>Базовые поверхности, обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой Б – для базирования сопряженных деталей</p>	<p>Фланцы электродвигателей</p>	
	<p>Крышки подшипников качения</p>			<p>Стаканы короткие при $l/d < 0,7$</p>	

Окончание таблицы 1

Основная база	Примеры деталей		Основная база	Примеры деталей	
<p>Торец</p> <p>Базовые поверхности, обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой Б – для базирования сопряженных деталей</p>	<p>Втулки или дистанционные кольца, мазеудерживающие кольца, маслоотражающие шайбы и др.</p>		<p>Торец</p>	<p>Зубчатые и червячные колеса при $l/d < 0,7$</p>	

ОСНОВЫ БАЗИРОВАНИЯ

(Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982. С. 24 – 30, 34 – 41, 44 – 50)

Глава 2. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Соединение двух или нескольких деталей через непосредственный механический контакт их рабочих поверхностей представляет элементарную сборочную единицу, в которой осуществляется взаимодействие деталей в соответствии с их функциональным назначением. Соединяемые детали образуют *контактную пару*.

Различают соединения *неподвижные*, служащие для образования несущих систем узлов и устройств прибора, и *подвижные*, представляющие собой конструктивную реализацию кинематических пар подвижных систем прибора.

По функциональному назначению соединения подразделяются на *базирующие* и *рабочие*; первые наиболее многочисленные, служат для достижения определенного взаимного ориентирования соединяемых деталей, а вторые – непосредственно участвуют в выполнении функционального назначения устройства (например, в подвижных механических системах – для преобразования и передачи движения).

Чтобы сопряжение контактной пары не нарушалось в процессе работы, оно подвергается замыканию: *силой, формой, креплением*.

2.1. Типы соединений деталей

Характеризующие признаки, по которым различают конструкции соединений, следующие: степень относительной подвижности деталей, вид контакта в сопряжении контактной пары, способ замыкания сопряжения.

Неподвижные соединения всегда являются базирующими. В их образовании участвуют базовый элемент присоединяемой детали и рабочий элемент базовой (несущей) детали (структурная формула: БЭ₁+РЭ₂). Сопрягаемые (контактирующие) поверхности – преимущественно плоскости и цилиндры, реже сферы; специальные поверхности для этих

целей применять не следует. Влияние на функциональную точность прибора (узла, устройства) неподвижные соединения оказывают через неточности базирования, т. е. ориентирования присоединяемой детали относительно базовой.

Неподвижные соединения наиболее многочисленны в общей конструкции прибора, поэтому главным образом они определяют объем сборочных работ.

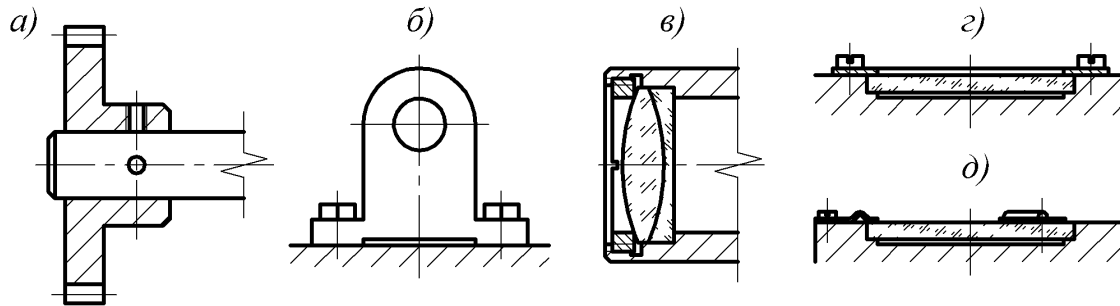


Рис. 2.1. Неподвижные соединения деталей:

а) зубчатое колесо с валиком; б) кронштейн с плоской поверхностью базовой детали; в) объектив с оправкой; з, д) зеркало с оправкой

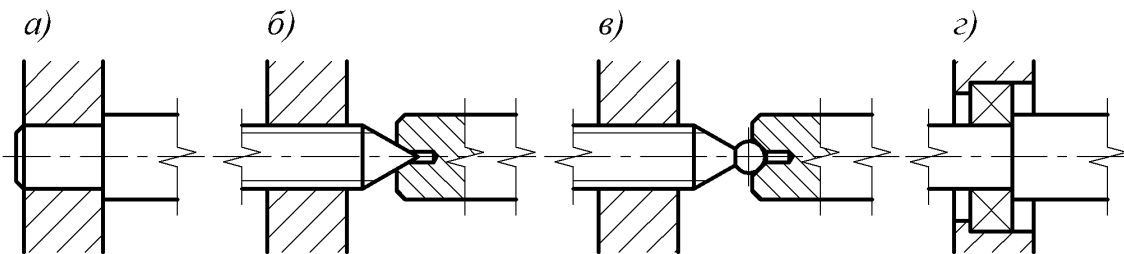


Рис. 2.2. Подвижные соединения для вращательного движения – опоры:

а) цилиндрическая; б) центровая; в) сферическая;
г) шарикоподшипниковая

механизмов, применяемых в подвижных системах точных приборов.

Относительная неподвижность соединяемых деталей достигается скреплением их с помощью крепежных средств; примеры неподвижных соединений приведены на рис. 2.1.

Подвижные соединения (кинематические пары) бывают базирующими и рабочими, первые служат для поддержания подвижных элементов кинематических пар и направления их движения (направляющие вращательного и поступательного движения), а вторые – для преобразования и передачи движения; в образовании первых участвуют базовый элемент присоединяемой подвижной и рабочий элемент базовой несущей деталей ($БЭ_2+РЭ_1$), в образовании вторых участвуют только рабочие элементы соединяемых деталей ($РЭ_2+РЭ_1$). Примеры подвижных соединений приведены на рис. 2.2 – 2.3.

Существует набор типов кинематических пар, используемых в качестве базирующих, отобранных и проверенных длительной практикой применения, однако конструктивные решения этих пар, а также их параметры весьма разнообразны. Типы рабочих кинематических пар определяются соответствующими типами элементарных

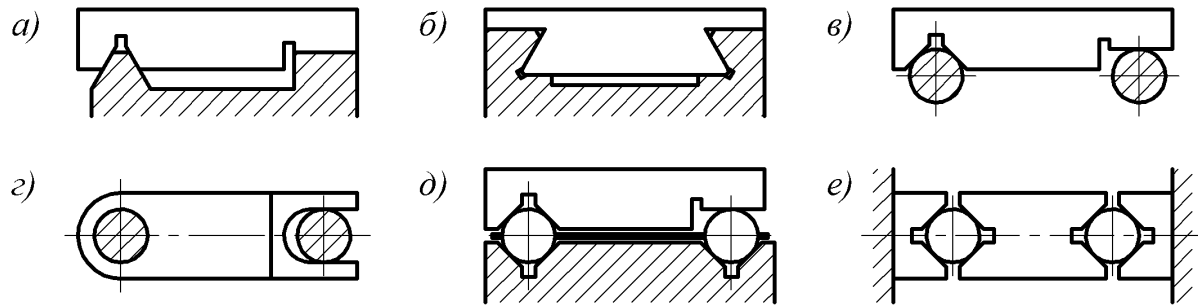


Рис. 2.3. Подвижные соединения для поступательного движения – направляющие:

- a)* призматические V-образные с замыкаем силой; *б)* призматические с замыканием формой типа ласточкиного хвоста; *в)* цилиндрические с замыканием силой; *г)* цилиндрические с замыканием формой *д)* шариковые с замыканием силой; *е)* шариковые с замыканием формой

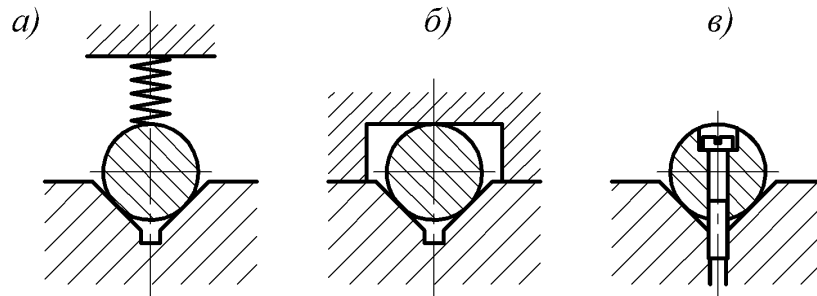


Рис. 2.4. Способы замыкания соединений деталей:
a) силой; *б)* формой; *в)* креплением

встречается в основном в двух вариантах: когда замыкающая сила создается искусственно с помощью пружин (рис. 2.4, *a*) и когда этой силой является сила тяжести присоединяемой детали (рис. 2.3, *a*, *в*, *д*). Замыкание силой означает, что соединение существует, пока действует замыкающая сила. При использовании силы тяжести ориентирование конструкции в

Виды контакта характеризуются формой и размерами площадок, образующихся при соприкосновении сопрягаемых поверхностей. В связи с тем, что типовыми формами рабочих поверхностей являются плоскость, цилиндр и сфера, возможны шесть парных сочетаний из этих поверхностей. Этим шести сочетаниям соответствуют три существенно различных вида контакта: точка, линия и поверхность. Линия может либо прямой, либо дугой окружности, поверхность – плоскостью, цилиндром сферой. Таким образом, выбор вида контакта определяют формы рабочих поверхностей соединяемых деталей, а также свойства сопряжения.

Назначение замыкания сопряжения состоит в ограничении смещений присоединяемой детали относительно базовой по ограниченному направлению; замыкание обеспечивает существование соединения. Схематичное изображение трех способов замыкания – силой, поверхностью (формой) и креплением, – применяемых на практике, приведено на рис. 2.4; примеры конструкций см. на рис. 2.1 – 2.3.

Замыкание силой (силовое замыкание)

пространстве не произвольно, так как должна существовать составляющая силы достаточного значения для выполнения функции замыкания. Необходимая замыкающая сила в случае применения пружин определяется по динамическому режиму работы прибора с учетом массы присоединяемой детали из условия обеспечения надежности существования соединения.

Достоинствами силового замыкания являются: нечувствительность к колебаниям температуры среды и отсутствием зазоров (существенно для подвижных соединений); недостатки – ухудшение силового режима работы и усложнение конструкции соединения.

Замыкание материальной поверхностью (рис. 2.1, *а, в – д*; 2.2; 2.3, *б, в, е*) называют также замыканием формой (для подвижных соединений также кинематическим замыканием). Замыкающая поверхность либо принадлежит одной из соединяемых деталей (базовой на рис. 2.3, *б* или присоединяемой на рис. 2.3, *г*), либо создается дополнительной деталью (рис. 2.1, *з*). Данный способ применяют как для неподвижных, так и для подвижных соединений. Положение замыкающей поверхности определяется расчетом и регламентируется допуском или регулируется при сборке. Достоинство этого способа состоит в его надежности при любых условиях эксплуатации и независимости от ориентации конструкции в пространстве. Существенным с точки зрения точности недостатком для подвижных соединений является неизбежность зазора в соединении, для борьбы с которым нередко прибегают к дополнительному силовому замыканию.

Замыкание креплением (рис. 2.1, *б, в*) применяется только для неподвижных соединений. В них конструктивные средства, предназначенные для скрепления соединяемых деталей, выполняют одновременно и функцию замыкания. Выбор способа крепления и конструктивная его реализация производятся из условия обеспечения статической и геометрической определенности соединения.

Критерии применения рассмотренных способов замыкания определяются их свойствами, условиями работы прибора, конструктивными соображениями, требованиями к точности и надежности соединений. Замыкание силой более характерно для статического режима работы при стационарном положении прибора, но оно встречается и в динамических системах, когда большое значение имеют ошибки мертвого хода, например в кинематических цепях следящих систем. Замыкание формой – наиболее широко применяемый и универсальный способ.

2.3. Выбор типа соединения

Процесс выбора типа соединения характеризуется тем, что, как правило, имеется некоторый набор проверенных практикой возможных решений и требуется лишь путем перебора этих решений найти наиболее подходящее по условиям поставленной задачи. Рассмотрим условия, определяющие процесс такого поиска.

В повседневной практике конструирования соединений многие задачи решаются методом аналогии на основе опыта конструктора. Существует весьма большое число конструкций, которые опробованы и зафиксированы в памяти конструктора и в справочной литературе. Придумывание новых решений, как правило, не дает существенного эффекта. Так как процесс выбора типов соединений носит массовый характер, он не должен быть длительным для большинства принимаемых конструктором решений, поэтому, если имеется набор типовых или слабо контрастных решений, эмпирический метод аналогии следует считать приемлемым и достаточно эффективным.

2.4. Задачи конструирования соединений

Целенаправленным соединением деталей в соответствии с чертежом обеспечивается определенность их взаимного ориентирования и возможность выполнения конструкцией ее функционального назначения. Очевидно, что достижение *определенности взаимного ориентирования* деталей есть одна из функций конструирования соединений.

Уточним, что следует понимать под данным термином. С этой целью обратимся к наиболее общей постановке вопроса об ориентировании материальных тел в пространстве. Оно, как известно, определяется шестью степенями свободы, которые представляют собой три возможных смещения тела вдоль трех осей прямоугольной системы координат, соединенной с телом, и три возможных поворота вокруг этих осей. Таким образом, абсолютно свободное тело имело бы шесть степеней свободы, реальные же тела всегда имеют ограниченное их число. Детали конструкций машин и приборов либо не имеют ни одной степени свободы (относительно корпусной детали), либо имеют одну степень свободы и очень редко – более одной; первые являются неподвижными деталями конструкций, вторые представляют подвижные элементы кинематических пар.

После введения деталей в соединение какие-то из шести степеней свободы будут ограничены, поэтому при конструировании соединений следует наперед знать, во-первых, сколько степеней свободы нужно ограничить, и, во-вторых, сколько их может ограничить та или иная конструкция. Ограничиваемые степени свободы будем называть *лишними*. Таким

образом, основная задача конструирования соединений деталей в обобщенном виде состоит в разработке конструкций материальных связей, накладываемых на соединяемые детали, с целью ограничения лишних степеней свободы деталей. Решение этой основной задачи связано с решением частных задач: определением необходимого и достаточного числа накладываемых на детали связей; выбором предпочтительных форм связей; оптимизацией конструкций связей, ограничивающих смещения и повороты. Из дальнейшего будет видно, что оптимизация этих частных решений подчинена определенным общим принципам конструирования соединений.

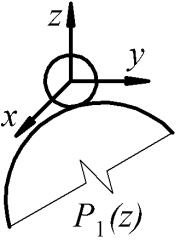
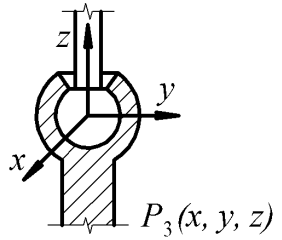
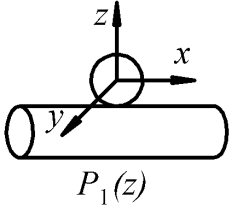
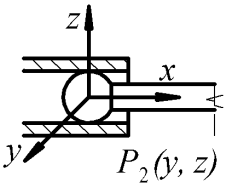
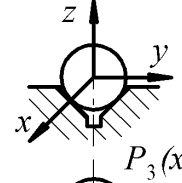
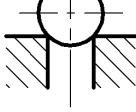
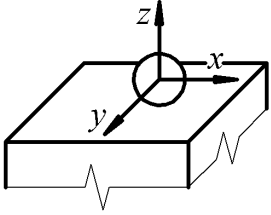
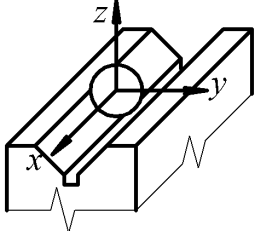
2.5. Классификация и свойства контактных пар

Материальные связи, с помощью которых ограничиваются лишние степени свободы деталей в соединениях, представляют собой контактные пары, т. е. пары сопрягаемых поверхностей этих деталей. Возможные виды элементарных контактных пар приведены в табл. 2.5. Из таблицы следует, что эти пары подразделяются на шесть групп в зависимости от сочетаний форм сопрягаемых поверхностей и на пять классов по числу отнимаемых парой степеней свободы: 1-й класс (P_1) означает, что пара ограничивает одну степень свободы; 2-й класс (P_2) – две степени свободы и т. д.

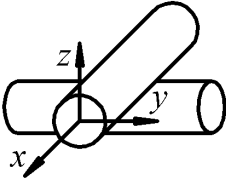
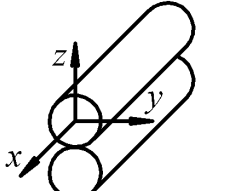
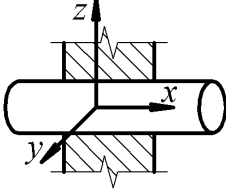
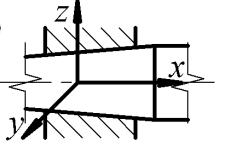
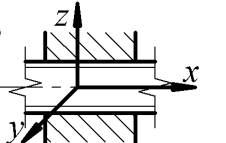
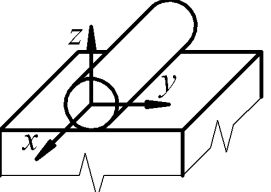
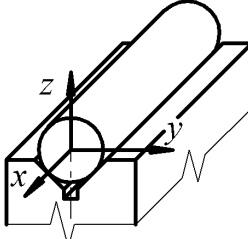
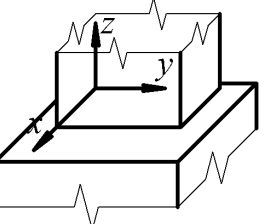
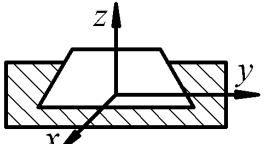
Все виды пар классов P_1 имеют контакт по точке, а пары класса P_2 – по линиям; в дальнейшем будем называть их *высшими контактными парами*. Эти пары используются для образования высших кинематических пар, но иногда их применяют и в неподвижных базирующих соединениях так называемого кинематического и полукинематического типов. Низших элементарных пар P_3 с контактом по поверхности существует мало, это пары 13, 18, 22, 28, а, хотя в реальных конструкциях приборов они играют доминирующую роль. Кроме элементарных пар, образованных лишь двумя поверхностями, в таблицу включены условно не элементарные, но весьма распространенные пары: высшие №№ 9 и 23 и низшие №№ 28, б и 30.

Пары класса P_1 могут ограничивать только одно смещение по направлению общей нормали к точке контакта; для ограничения одного поворота необходима пара класса P_2 с контактом по прямой линии (№№ 10 и 11). Конкретные степени свободы, ограничиваемые каждой парой, указаны внизу каждой клетки таблицы.

Таблица 2.5. Классификация элементарных контактных пар

Сочетания форм поверхностей пары	Классы пар				
	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
Сфера и сфера	1 	7	13 	19	25
Сфера и цилиндр	2 	8 	14 а)  б) 	20	26
Сфера и ПЛОСКОСТЬ	3 	9 	15	21	27

Окончание табл. 2.5

Сочетания форм поверхностей пары	Классы пар				
	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5
Цилиндр и цилиндр	4  $P_1(z)$	10  $P_2(z, \varphi_y)$	16	22  $P_4(y, z, \varphi_y, \varphi_z)$	28 а)  б)  $P_5(x, y, z, \varphi_y, \varphi_z)$
Цилиндр и плоскость	5	11  $P_2(z, \varphi_y)$	14	23  $P_4(y, z, \varphi_y, \varphi_z)$	29
Плоскость и плоскость	6	12	18  $P_3(z, \varphi_y, \varphi_x)$	24	30  $P_5(y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z)$

Важным свойством элементарных контактных пар является их взаимная эквивалентность, которая выражается в том, что пары высших классов могут быть заменены парами низших классов. Например, любая пара класса P_2 с контактом по линии может быть заменена двумя точечными парами класса P_1 ; пара класса P_3 (например, № 18) – либо сочетанием пары класса P_2 с контактом по прямой линии и пары класса P_1 , либо тремя точечными парами класса P_1 и т. д. Это свойство эквивалентности широко используется при разработке схем базирования деталей и сложных систем.

Из табл. 2.5 следует также, что одиночными элементарными парами нельзя ограничить большое число степеней свободы, поэтому реальное конструирование соединений основано на комбинировании элементарных пар в различных сочетаниях. Эти сочетания не стандартизованы, и поэтому на практике встречается весьма большое их разнообразие.

2.6. Основы базирования деталей

Основную массу соединений составляют соединения базирующие: неподвижные в несущих системах и подвижные в базирующих кинематических парах. Рассмотрим методы и принципы базирования деталей, выполняемого при конструировании соединений.

Базированием называют придание материальным телам определенного и строго фиксированного положения в пространстве (ГОСТ 21495 – 76). Применительно к конструированию соединений деталей под базированием будем понимать придание определенного заданного чертежом положения присоединяемой детали относительно детали базовой.

Модель процесса конструирования базирующих соединений следующая:

формулируется задача, которую нужно решить (например, требуется осуществить вращательное или поступательное движение или разработать неподвижную несущую систему и т. п.);

определяется тип базирующей детали (призма, цилиндр и т. д.);

выявляются виды и число лишних степеней свободы базируемой детали;

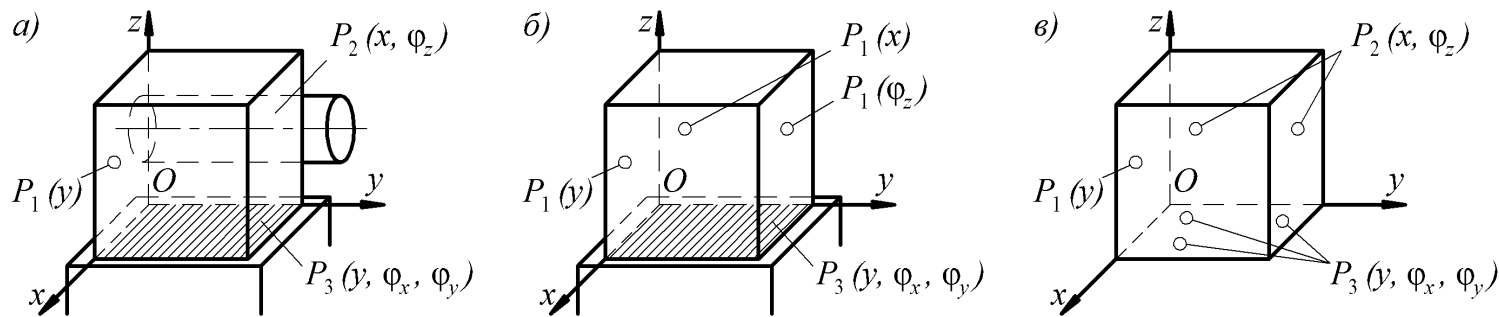
устанавливаются ограничения (по исходным данным, условиям компоновки конструкции в целом и т. д.);

выбираются схемы базирования и виды контактных пар.

Схема базирования показывает сочетание контактных пар и их взаимное расположение, необходимое для ограничения лишних степеней свободы у детали заданного типа. Составление конкретных схем базирования основано на выборе

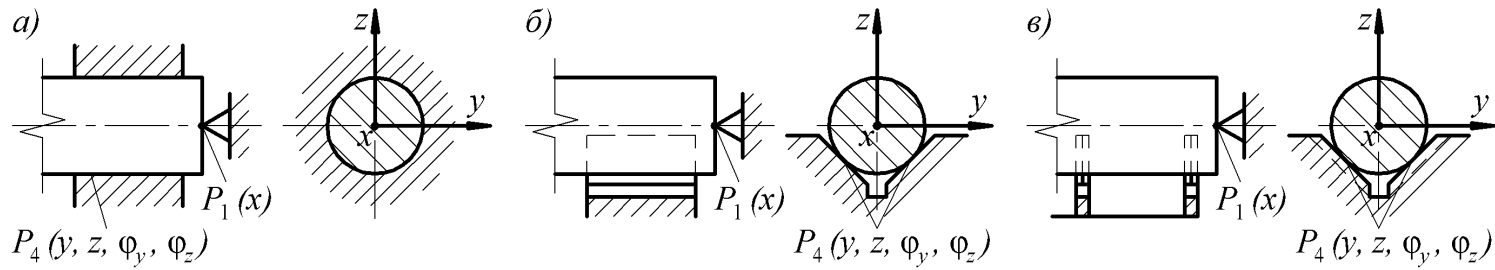
оптимального сочетания элементарных контактных пар в соответствии с числом ограничиваемых степеней свободы. Существуют исходные (обобщенные) схемы базирования для типовых форм баззируемых тел; рассмотрим эти схемы.

На рис. 2.6 изображены обобщенные схемы базирования призматического тела. Из рисунка видно, что для призматического тела возможно принудительное ограничение всех шести степеней свободы несколькими способами. Так, нетрудно придать ему поступательное движение, убрав, например, контактную пару, препятствующую смещению по оси Oy , но невозможно осуществить неограниченное вращательное движение. Выбор конкретного варианта схемы зависит от силового и динамического режимов работы соединения; наиболее употребительны схемы на рис. 2.6, *а*, *б*, наивысшую геометрическую определенность обеспечивает схема на рис. 2.6, *в*.



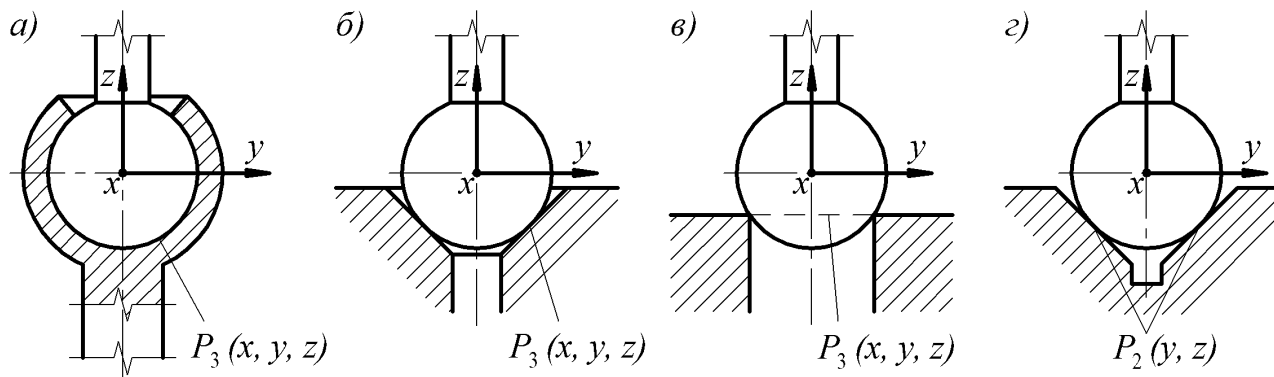
← Рис. 2.6. Исходные схемы базирования призматических тел со связями:
а) P_3 , P_2 и P_1 ;
б) P_3 , и P_1 ; *в*) P_1

На рис. 2.7 приведены три исходные схемы базирования тела цилиндрической формы с тремя видами контакты (по поверхности, линиям и точкам), эквивалентные по числу отнимаемых степеней свободы (из них наиболее употребительны первые две). Из рисунка видно, что у цилиндра можно принудительно ограничить лишь пять степеней свободы. С помощью элементарных контактных пар нельзя устранить поворот вокруг оси. Для этого используют шпонку или силовую связь. Этим объясняется преимущественное применение цилиндрических тел для осуществления вращательного движения.



← Рис. 2.7. Исходные схемы базирования цилиндрических тел со связями:
 а) P_4 и P_1 ;
 б) P_2 , и P_1 ; в) P_1

На рис. 2.8 приведены схемы базирования тела шаровой формы с тремя эквивалентными видами контакта: по поверхности, кольцевой линии и трем точкам. У шара можно отнять с помощью элементарных контактных пар только три степени свободы (смещения); для ограничения трех других степеней (поворотов) необходимы дополнительные конструктивные средства. Отмеченное свойство тел шаровой формы обусловило широкое их применение в устройствах юстировки и настройки, когда требуется самоустановка (или регулировка) по трем угловым координатам.



← Рис. 2.7. Исходные схемы базирования тел шаровой формы:
 а) с одной связью P_3 ; б) по конической поверхности (связь P_3);
 в) по кромке цилиндрического отверстия (связь P_3); г) по призматической канавке (связь P_2)

Разработка конкретных схем базирования с учетом заданных форм деталей и чисел отнимаемых степеней свободы производится на основе обобщенных схем. При выборе определенного сочетания конкретных пар широко используется свойство их эквивалентности.

2.7. Геометрическая неопределенность контактных пар

При конструктивной реализации конкретных схем базирования встречаются ограничения, которые принуждают учитывать отклонения от исходных схем и допускать ряд условностей в определении классов конкретных пар. Рассмотрим ограничения, связанные с геометрической неопределенностью типовых контактных пар.

Реальные контуры и размеры площадок контакта в сопряжениях контактных пар отличаются от номинальных контуров и размеров вследствие погрешностей формы сопрягаемых поверхностей деталей. Контакт по точке в действительности из-за погрешностей микроформы (шероховатости) сопрягаемых поверхностей представляет собой малого размера l_n пятно неопределенной конфигурации, а контакт по линии имеет некоторую ширину и, вследствие погрешностей микроформы и волнистости, имеет разрывы по длине и обращается в ряд вытянутых пятен неопределенной длины; контакт поверхностей распадается на пятна, форма, размеры и положение которых неопределенны (рис. 2.9). Представления о контакте в реальных сопряжениях можно получить при контроле качества контакта с помощью красящих паст.

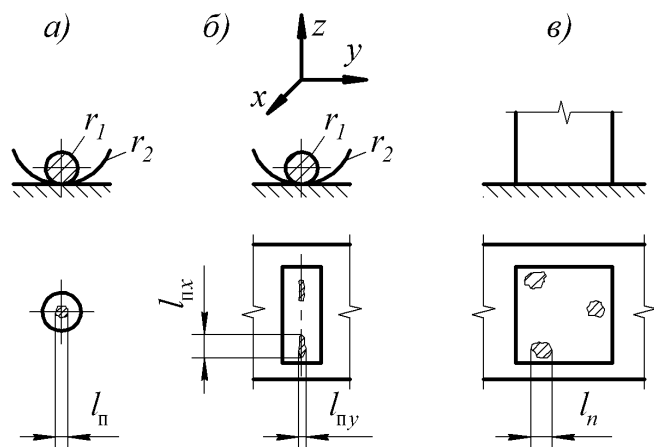


Рис. 2.9. Геометрическая неопределенность контакта реальных поверхностей при контакте:

а) по точке; б) по линии; в) по плоскости

Таким образом, все виды контакта имеют геометрическую неопределенность в сопряжении контактной пары, наибольшую для контакта поверхностей и наименьшую для контакта по точкам. Эта неопределенность снижает несущую способность, а также точность соединения. Если, например, длина ползуна в направляющих (рис. 2.10) определена из условия ограничения поворотов его при движении вокруг оси Oy по формуле $\Delta\varphi'_y = \Delta q / B_x$, где Δq – погрешность, вызывающая поворот ползуна; B_x – его длина, то вследствие неопределенности положения пятен контакта действительная ошибка положения ползуна $\Delta\varphi'_y$ будет в B_{xp}/B_{xd} раз превышать расчетную.

Очевидно, для несущей способности всегда будет более опасной неопределенность размеров пятен, а для точности – неопределенность их положения. Таким образом, наиболее благоприятным для точности соединений является контакт по точкам и наименее благоприятным – контакт по поверхности. С этим связано представление о методах конструирования: *кинематическом* – с контактом по точкам, *полукинематическом* – с контактом по линиям и *машиностроительном* – контактом по поверхностям.

Предпочтительны для точного приборостроения первых два метода, однако использование их на практике ограничивается лишь малонагруженными соединениями лабораторных приборов при отсутствии динамического режима; более широко в точном приборостроении применяются контактные пары с контактом по поверхностям.

Размеры естественно образуемых пятен зависят от качества сопрягаемых поверхностей. Таким образом, ослабления вредного влияния геометрической неопределенности контактных пар связано с ужесточением требований (и повышением стоимости соответственно) к качеству поверхностей по всем показателям.

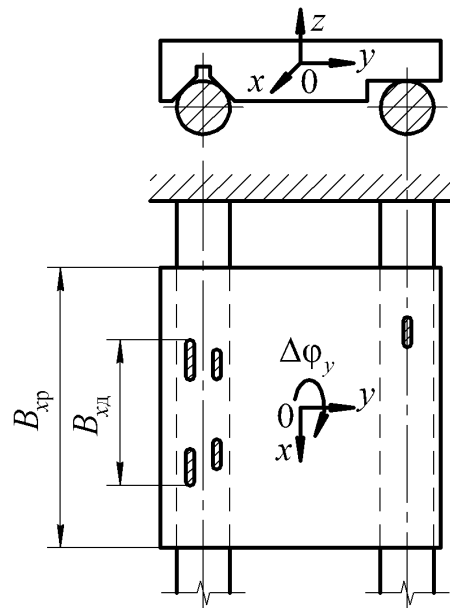


Рис. 2.10. Геометрическая неопределенность контакта в цилиндрических направляющих

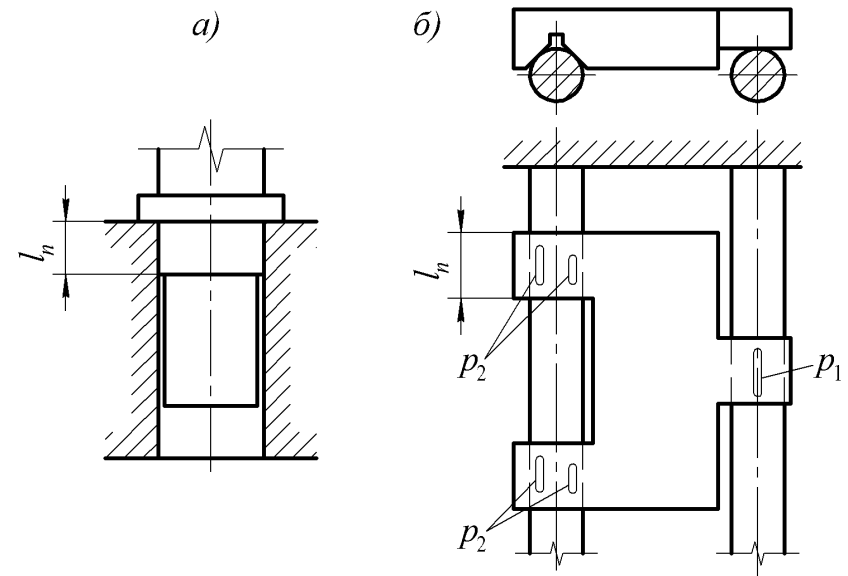


Рис. 2.11. Повышение геометрической определенности контакта с помощью конструктивных выборок:
 а) во вращательной цилиндрической паре;
 б) в цилиндрических направляющих

Для повышения геометрической определенности положения пятен контакта применяется «управление» их положением с помощью системы выборок (рис. 2.11) на сопрягаемых поверхностях деталей. Размеры l_n делают равными размерам пятен контакта, чтобы в пределах выступа не было разрыва контактирующих поверхностей; эти размеры в то же

время должны соответствовать силовому режиму прибора и обеспечивать требуемую несущую способность сопряжения. Вопрос о том, где именно располагать выборки – на базовой или базируемой детали, решается на основе общих соображений технологичности изготовления деталей.

2.9. Геометрическая неопределенность базирования

Базирование является *геометрически неопределенным* (или недостаточным), когда выбранная схема базирования и сочетание контактных пар для ее реализации не обеспечивают однозначное (принудительное) ограничение лишних степеней свободы базируемых деталей. Характерным признаком такого базирования является необходимость комплекса регулировок положения базируемой детали и применения дополнительных средств для фиксации этого положения (рис. 2.14, а и 2.1, б).

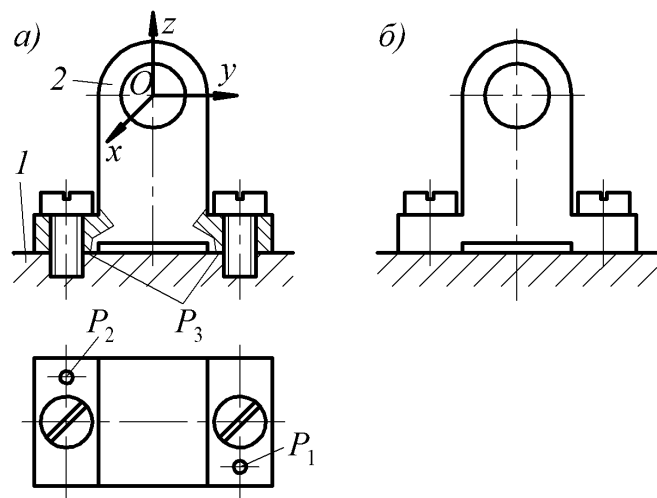


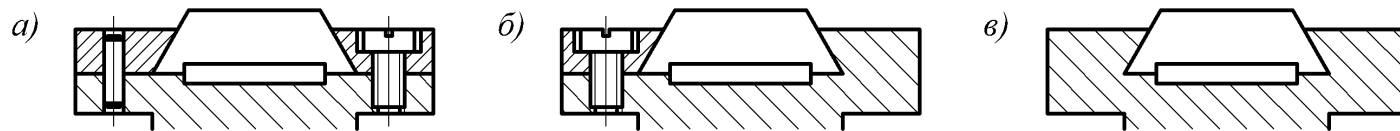
Рис. 2.14. Неподвижное базирование кронштейна на плоскости

Для конструирования соединений характерно противоречие между технологичностью конструкций базируемых деталей и технологичностью сборки соединений. Возникает задача, чему отдать предпочтение. Не существует способа получения однозначных решений подобных задач, каждая из них требует анализа. Критерием выбора являются требования к точности базирования и соответствие технологичности заданному типу производства.

Известно, что производственный уровень точности для сборки с регулировками выше, чем для изготовления деталей, поэтому, если точность базирования такова, что при сборке без регулировок требуется технический уровень точности для изготовления базирующих элементов деталей, то следует конструировать соединение с регулировками; в противном случае их необходимо избегать (допустимы лишь для грубых согласований).

Сборочные процессы малопроизводительны, так как с трудом поддаются механизации и автоматизации и выполняются преимущественно вручную. Поэтому объем *специальных регулировок* при сборке должен быть тем меньше, чем выше тип производства. Особенно важно, чтобы мал был объем так называемых *избыточных регулировок*, не требующихся по условиям точности, а выполняемых лишь из-за недостаточного исходного базирования. Рассмотрим примеры.

На рис. 2.15 приведены конструкции призматических направляющих поступательного движения с различной определенностью исходного базирования. Конструкция (рис. 2.15, *а*) с наибольшей определенностью характерна для мелкосерийного и штучного производства и недопустима для серийного и особенно крупносерийного, так содержит значительный объем избыточных и специальных регулировок. Конструкция (рис. 2.15, *б*) предназначена для серийного производства при требованиях к зазору на техническом уровне точности. При менее жестких требованиях и при крупносерийном производстве во всех случаях должна применяться конструкция на рис. 2.15, *в*. Данный пример можно считать характерным для иллюстрации связи степени определенности исходного базирования с требованиями к точности и технологичности в зависимости от типа производства.



← Рис. 2.15. Варианты конструкции призматических направляющих

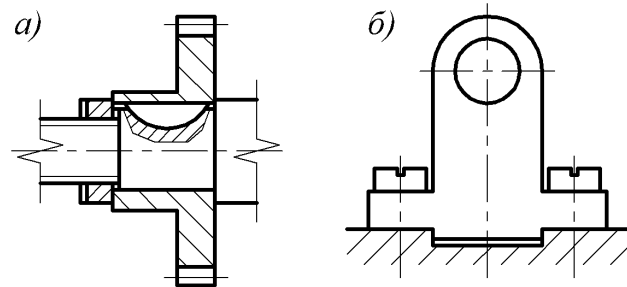


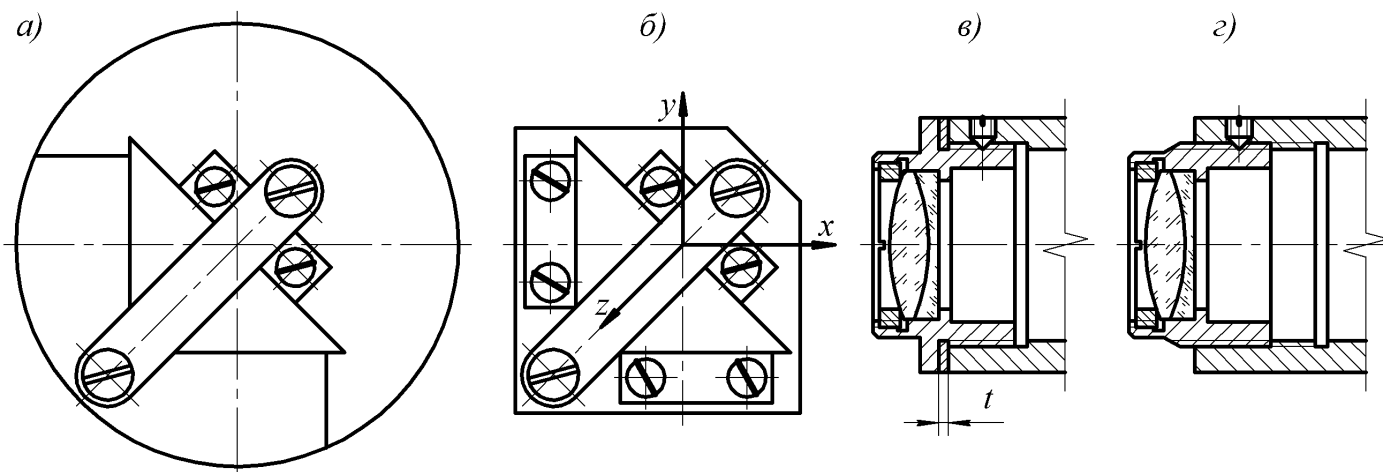
Рис. 2.16. Усложненные способы базирования: *а*) тел вращения; *б*) стоек и кронштейнов на плоскости

Известны конструкции соединений, ставшие типовыми, у которых несмотря на наличие избыточных регулировок предпочтение отдается технологичности конструкций деталей. Примерами могут служить базирование со штифтовкой тел вращения на валиках (рис. 2.1, *а*) и различных кронштейнов и стоек на плоскости (рис. 2.14), применяемых в приборах при любом типе производства. Объясняется это тем, что в подобного рода случаях другие возможные варианты базирования существенно сложнее конструктивно или технологически (рис. 2.16).

Для элементов оптических систем, ввиду высоких требований к точности их согласования, характерно широкое применение недостаточного исходного базирования, допускающего юстировки в виде весьма малых смещений элементов с последующей фиксацией достигнутого положения; подобные регулировки нельзя считать избыточными, так как без них не может быть обеспечена требуемая функциональная точность системы. Примером может служить приведенное на рис. 2.17, *б* базирование на плоскости прямоугольной отражательной призмы, где юстировки производят по степеням свободы x ,

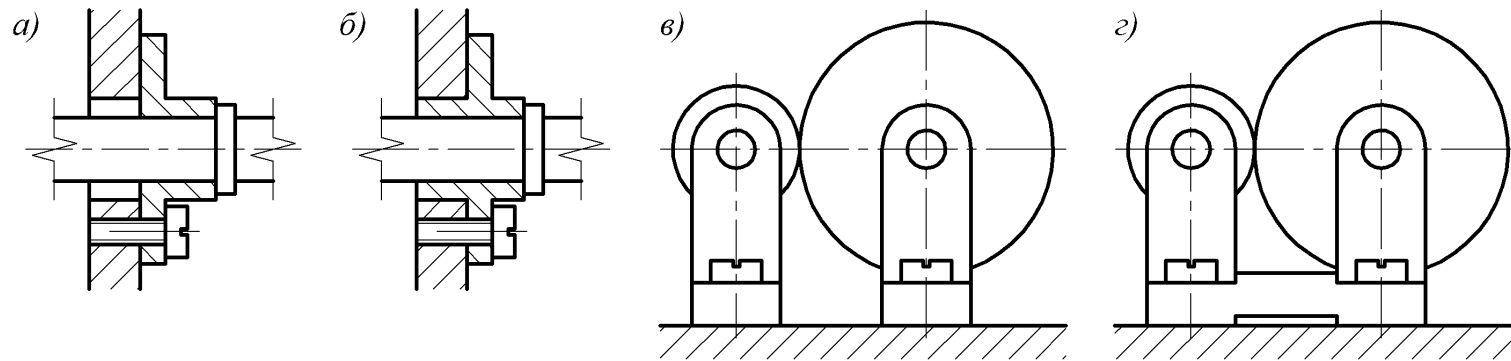
u и φ_z с фиксацией призмы тремя ограничительными планками. Рис. 2.17, *а* показывает, что если требования к точности положения призмы не столь высоки, то более определенное базирование существенно упрощает сборку соединения.

В силовых оптических системах часто необходима так называемая продольная юстировка в целях точного согласования положения изображения с сеткой. На рис. 2.17, *в*, *г* показаны варианты базирования оправы одного из компонентов системы, с помощью которого производится юстировка. Очевидно, наиболее благоприятен по степени определенности исходного базирования вариант на рис. 2.17, *в*, где юстировка основана на изменении толщины t прокладки между оправой и несущей трубой; однако он пригоден лишь при требовании к точности положения элемента не выше 0,03 мм. При более высокой точности применяют вариант на рис. 2.17, *г*, допускающий тонкое позиционирование оправы с помощью резьбы с малым шагом.



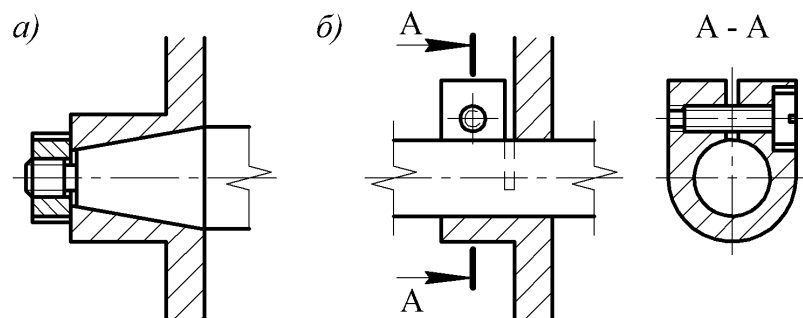
← Рис. 2.17. Базирование элементов оптических систем: *а, б*) отражательной призмы; *в, г*) линзовой системы

Остановимся в заключении на примерах конструкций, где недостаточное исходное базирование является следствием небрежности конструктора (рис. 2.18). Сравним варианты базирования ошибочные (рис. 2.18, *а*, *в*) – с вариантами правильными (рис. 2.18 *б*, *г*), видим недостатки первых и преимущества вторых в отношении объема избыточных регулировок и технологичности сборки этих соединений соответственно.



← Рис. 2. 18. Сравнение правильного и неправильного базирования:
 а, б) втулки, несущей валик;
 в, г) стоек, несущих зубчатые колеса

Дополнительные средства фиксации положений базлируемых деталей, применяемые при недостаточном исходном базировании, разнообразны. К ним относятся: цилиндрические и конические штифты; призматические и сегментные шпонки; ограничительные планки; лапки и кольца и др. В тех случаях, когда почему-либо нельзя применять эти средства, используют так называемые силовые связи, представляющие значительные по размеру силы трения, создаваемые давлением на базлируемую деталь с помощью зажимного устройства. На рис. 2.19 приведены конструкции с силовыми связями, встречающиеся в оптических приборах. На действии силовых связей основано также действие указанных выше дополнительных мер фиксации, таких как штифты, ограничительные планки и др.



← Рис. 2.19. Примеры фиксации положения деталей с помощью силовых связей: а) крепление тела вращения на конической поверхности; б) крепление тела вращения на цилиндре с помощью хомутового зажима

2.10. Избыточное базирование в соединениях деталей

Базирование называют избыточным, когда лишние степени свободы базлируемой детали ограничиваются более одного раза, т. е. отнимаются не одной, а несколькими связями; лишние связи называют избыточными.

Влияние избыточных связей на показатели качества соединения обусловлено наличием технологических погрешностей размеров, форм и положений базлирующих элементов соединяемых деталей; это влияние всегда отрицательное: избыточные связи затрудняют сборку, ухудшают силовой режим и снижают функциональную точность соединений. Степень и характер влияния избыточных связей зависит от способа замыкания соединения. Причинами избыточного базирования чаще всего являются ошибки конструктивного выполнения базлирующих контактных пар.

Рассмотрим, какую роль играют избыточные связи при замыкании соединений формой деталей (см. п. 2.1), на примерах конструктивной реализации исходных типовых схем базирования (см. п. 2.6).

Для исходной схемы базирования валика цилиндрической кинематической пары вращения (рис. 2.7, а) найдем конструктивную реализацию связи класса P_1 , ограничивающей осевые смещения валика. Непосредственная реализации этой связи в виде упора не характерна для практики и встречается редко, так как ограничивает протяженность валика вправо. Ее заменяют уступом, делая валик 1 либо ступенчатым (рис. 2.20, а), либо применяя буртик (рис. 2.20, б), которые при диаметре, меньшем длины цапфы, эквиваленты связи класс P_1 (см. п. 2.8).

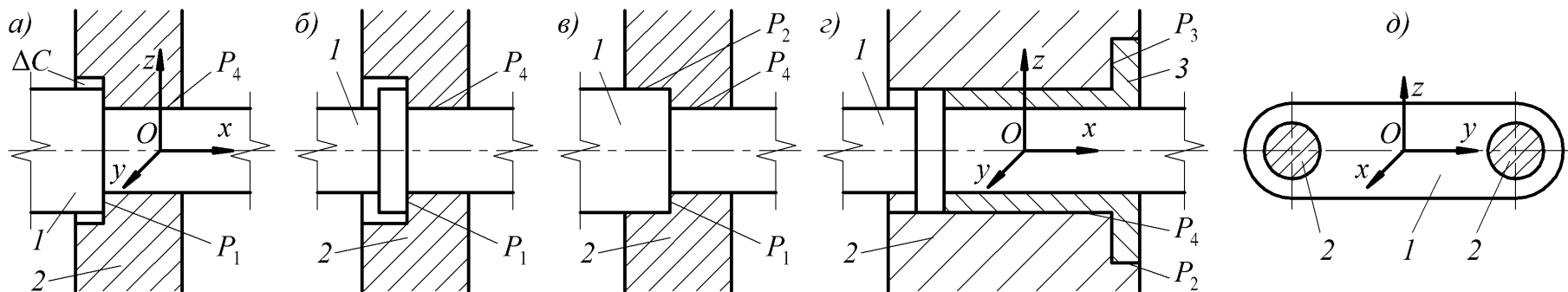


Рис. 2.20. Примеры избыточного базирования

В этом случае между уступом или буртиком и отверстием в корпусе 2 должен быть предусмотрен зазор ΔC , так как при его отсутствии произойдет резкое изменение поперечного базирования валика. Тогда он будет базироваться в подшипнике 2 не одной, а двумя связями P_4 и P_2 (рис. 2.20, в), дублирующими друг друга по ограничению степеней свободы по y и z ; следовательно, в этом случае имеется избыточное поперечное базирование валика. При несоосности отверстий у базовой детали и ступеней у валика может быть затруднена сборка и возможно затирание валика при его вращении.

В случае базирования валика 1 по двум деталям – по втулке 3 и базовой детали 2 (рис. 2.20, г) – происходит дублирующее базирование валика по степеням свободы y и z , что приведет также к затруднениям при сборке и затираниям валика при вращении. В этой же конструкции имеется избыточное базирование втулки 3 в поперечном направлении по двум цилиндрам, один из которых представляет связь P_4 , а другой (узкий) связь P_2 ; эти цилиндры дублируют друг друга (исправление конструкции узла предлагается сделать самим читателям).

На рис. 2.20, д приведен пример образования избыточного базирования ползуна 1 замкнутых цилиндрических направляющих. Сопряжение ползуна с каждой из направляющих 2 представляет контактную пару класса P_4 (№ 22 по табл. 2.5). Таким образом, на ползун наложено восемь связей, в то время как требуется ограничить у него лишь пять степеней свободы, следовательно, конструкция имеет три избыточных связи. При движении ползуна в таких направляющих наблюдается затирание, а возможно и заклинивание. На рис. 2.3, г показано правильное базирование ползуна, где справа у него вместо отверстия сделан паз и укорочена длина опорной части до размера пятна контакта (рис. 2.11, б); благодаря этому происходит преобразование контактной пары класса P_4 в пару класса P_1 и устранение всех избыточных связей предыдущей конструкции.

Конструкции соединений с избыточными связями в случае замыкания соединений формой будем называть *статически неопределенными*. Статическая (силовая) неопределенность проявляется в затирании вплоть до заклинивания базируемой детали при сборке и движении.

Рассмотрим условия образования и характер действия избыточных связей в неподвижных соединениях при замыкании соединений креплением; такого рода конструкции характерны для базирования различных кронштейнов, стоек и т. п. на плоской поверхности базовой детали (рис. 2.21).

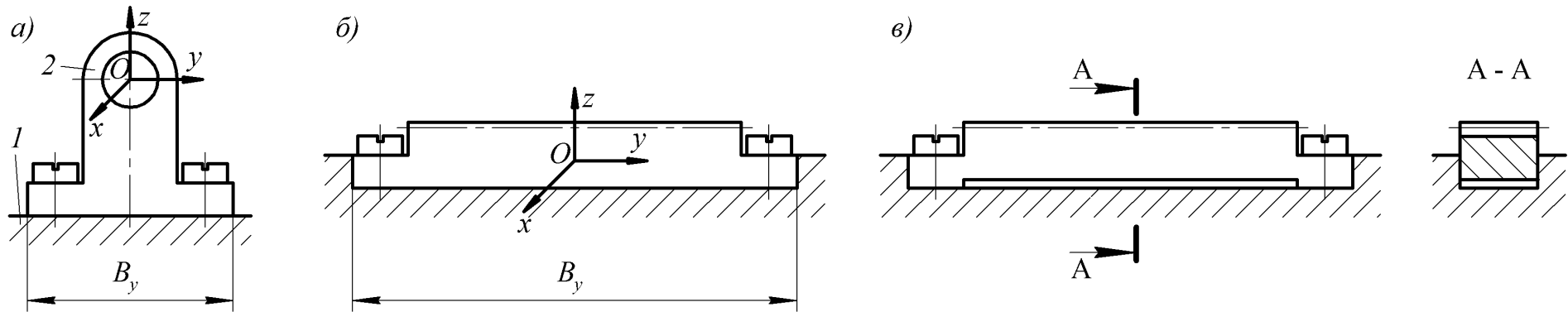


Рис. 2.21. Избыточное базирование при замыкании креплением

Пусть требуется базировать кронштейн 2 на плоскости базовой детали 1; если это выполнить по рис. 2.21, а, то вследствие погрешностей формы обеих плоскостей (например, волнистости) возможна деформация изгиба лапок кронштейна при его закреплении винтами. Чтобы этого избежать, достаточно сделать выборку на опорной плоскости кронштейна, как показано на рис. 2.1, б, повышающую геометрическую определенность контакта в сопряжении. Изгиб увеличивается с увеличением длины сопряжения B_y , как, например, при креплении зубчатой рейки по рис. 2.21, б; выборка на опорной поверхности и здесь устраняет этот недостаток конструкции (рис. 2.21, в).

Выше было показано, что при использовании дополнительных связей в целях достижения определенности базирования применяют регулировки. В тех случаях, когда эти регулировки делаются не для достижения высокой точности, а вследствие недостаточного базирования (п. 2.9), они не повышают качества соединения, а лишь усложняют сборку; таких регулировок (называемых избыточными) следует избегать при конструировании, особенно для устройств, изготовляемых серийно. Одним из вариантов повышения геометрической определенности базирования по плоскостям является применение выступов по рис. 2.16, б или шпонок, ограничивающих дополнительно две степени свободы y и φ_z .

Таким образом, при замыкании соединений креплением избыточной связи так же, как и при замыкании формой, приводят к статической неопределенности соединения, которая проявляется через объемные деформации соединяемых деталей.

Сформулируем общее условие избежания статической неопределенности: *для ограничения каждой лишней степени свободы базируемой детали необходимо и достаточно прикладывать только одну связь*. Это условие носит наименование принципа статической определенности конструкции соединений деталей.

Рассмотрим действие избыточных связей при силовом замыкании соединений. В них не возникает статической неопределенности и характерным проявлением этого действия этих связей является образование кромочного контакта сопрягаемых поверхностей. Кромочный контакт приводит к заметным контактными деформациям и более быстрому износу кромок, что отражается на функциональной точности соединений. Кроме того, в сложных соединениях, таких как направляющие поступательного движения (рис. 2.10), следствием кромочного контакта может оказаться неустойчивость базируемой детали. Таким образом, избыточное базирование снижает показатели соединения и при силовом замыкании, хотя и не так значительно, как при замыкании формой и креплением.

СОДЕРЖАНИЕ ХРЕСТОМАТИИ

Тема 1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Тема 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Бобков Н. М. О подготовке конструкторов РЭС в средних специальных учебных заведениях // Среднее профессиональное образование. 2002. № 11

Бобков Н. М. Основы конструирования. Проблемы терминологии // Вестник машиностроения. 2002. № 9

Бобков Н. М. Что такое конструирование радиоэлектронных средств? // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2008. № 1, 2

Функциональные системы и конструктивные уровни РЭС (Каленкович Н. И., Фастовец Е. П., Шамгин Ю. В. Механические воздействия и защита радиоэлектронных средств: учеб. пособие. Минск, 1989. С. 9 – 11)

Бобков Н. М. Конструирование и строительное конструирование РЭС // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Бобков Н. М. Систематизация терминологии в области конструирования радиоэлектронных систем // Труды Нижегородского государственного технического университета имени Р. Е. Алексева. 2014. № 3

Бобков Н. М. Категории науки о конструировании // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Общие требования к разрабатываемым (модернизируемым) техническим системам (Из ГОСТ 15.016 – 2016 Система разработки и постановки продукции на производство. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению)

Тема 3. ТИПОВОЙ ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Бобков Н. М. Конструкторская документация и порядок ее разработки // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Бобков Н. М. Применение положений стандартов ЕСКД в публикациях по конструированию: типичные ошибки // Стандарты и качество. 2004. № 8

Бобков Н. М. Типовой порядок разработки технических систем // Справочник. Инженерный журнал. 2018. № 2

Тема 4. УСЛОВИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ХРАНЕНИЯ И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ РЭС

Основные понятия

Влияние физических параметров окружающей среды (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 140 – 143)

Воздействие на РЭА внешних механических факторов (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 143 – 145)

Основные эффекты, вызываемые воздействием отдельных внешних факторов (Из ГОСТ 28198 – 89 Основные методы испытаний на воздействие внешних факторов. Часть 1. Общие положения и руководство по применению)

Предельные нормы эксплуатации (Поляков К. П. Конструирование приборов и устройств радиоэлектронной аппаратуры. М. 1982. С. 145 – 147)

Бобков Н. М. Механические воздействия и нагрузки на элементы несущих систем РЭС // Кварц: радиоизмерения и электроника: научно-технический и рекламно-коммерческий периодический журнал ННИПИ «Кварц». 1998. Вып. № 7

Общие требования к РЭС в части стойкости к механическим ВВФ при эксплуатации (Из ГОСТ 30631 – 99 Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации)

Общие требования к РЭС в части условий хранения и транспортирования (Из ГОСТ Р 51908 – 2002 Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части условий хранения и транспортирования)

Испытание на прочность при транспортировании (Из ГОСТ Р 51909 – 2002 Методы испытаний на стойкость к внешним воздействующим факторам машин, приборов и других технических изделий. Испытания на транспортирование и хранение)

Общие требования к РЭС в части стойкости к климатическим ВВФ при эксплуатации (Из ГОСТ 15150 – 99 Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды)

Тема 5. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЭС

Механические системы (Справочник металлиста. В 5-ти т. Т. 1. М., 1976. С. 18 – 22)

Основные сведения о механизмах (Фаддеева Л. А. Теория механизмов и детали приборов: учебник. Л., 1983. С. 5 – 11)

Сопротивление материалов, теория упругости и прочее ... (Феодосьев В. И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. М., 1975. С. 5 – 6)

Неизменяемые, изменяемые и мгновенно изменяемые системы (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 12, 13)

Реакции связей почти мгновенно изменяемых систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 25, 26)

Классификация плоских систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 30, 31)

Бобков Н. М. Радиоэлектронные средства как строительные сооружения // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

Кинематический анализ стержневых систем (Спицына Д. Н. Строительная механика стержневых систем: учеб. пособие. М., 1977. С. 8 – 15)

Образование и кинематический анализ плоских систем (Живейнов Н. Н., Карасев Г. Н., Цвей И. Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин: учебник. М., 1988. С. 10, 11)

Тема 6. ПРОЧНОСТЬ НЕСУЩИХ СИСТЕМ РЭС

Сведения из теории сопротивления материалов (Еленев С. А. Холодная штамповка: учебник. М., 1981. С. 9 – 16)

Переменные напряжения. Выбор допускаемых напряжений (Красновский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: учеб. пособие. М., 1991. С. 171 – 178)

Бобков Н. М. Оценка усталостной прочности несущих деталей БНК при воздействии вибрации // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 1997. № 4

Прочность и жесткость конструкций (Рошин Г. И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: учебник. М.: 1981. С. 33 – 42)

Тема 7. ВОПРОСЫ БАЗИРОВАНИЯ В КОНСТРУИРОВАНИИ

Основные положения теории базирования (ГОСТ 21495 – 79 Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. Приложение 1)

Базирование деталей (Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие. М., 2008. С. 57 – 64)

Основы базирования (Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982. С. 24 – 30, 34 – 41, 44 – 50)

Тема 8. КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Основы конструирования деталей (Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: учеб. пособие. Л., 1982. С. 9 – 16)

Справочное руководство по конструированию элементов радиоэлектронных средств (Приложение 2 к промежуточному отчету № 1 о НИР «Наледь. Исследование конструкций несущих систем, электроустановочных изделий и других элементов РЭС. Составление комплекса методических пособий «Конструкции элементов РЭС в примерах и задачах» / Нижегородский технический колледж; руководитель Н. М. Бобков; № ГР 01990006251; Инв. № 02200000313. Н. Новгород, 1999)

Тема 9. ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Модульные и базовые конструкции изделий, базовые изделия (Из рекомендаций Р 50-54-103 – 88 Модульные и базовые конструкции изделий. Основные положения)

Бобков Н. М. Принцип базового проектирования в радиоаппаратостроении // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 2

Бобков Н. М. Агрегатное и модульное проектирование технических систем // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 5

Бобков Н. М. Базовые несущие конструкции аппаратуры Нижегородского приборостроительного. Проектирование оболочек герметичных корпусов // Кварц: радиоизмерения и электроника: научно-технический и рекламно-коммерческий периодический журнал НИИПИ «Кварц». 1996. Вып. № 5

Тема 10. УНИФИКАЦИЯ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ РЭС

Унификация изделий (Из ГОСТ 23945.0 – 80 Унификация изделий. Основные положения)

Расчет показателей уровня унификации и стандартизации изделий (Из методических указаний РД 50-33 – 80 Определение уровня унификации и стандартизации изделий)

Оценка состояния государственной стандартизации БНК в России (Раздел 3 промежуточного отчета № 1 о НИР «Берилл. Несущие системы и базовые несущие изделия РЭС специального и общего применения. История конструкций, современные требования, перспективы» / Нижегородский научно-производственный центр современных технологий «Берег-Волна»; руководитель Н. М. Бобков; № ГР У83485; инв. № Г36590. Н. Новгород, 2000)

Эволюция БНК Нижегородского научно-исследовательского приборостроительного института «КВАРЦ» (Разделы 1 – 4 заключительного отчета о НИР «Берилл. Несущие системы и базовые несущие изделия РЭС специального и общего применения. История конструкций, современные требования, перспективы» / Нижегородский научно-производственный центр современных технологий «Берег-Волна»; руководитель Н. М. Бобков; № ГР У83485; инв. № Г38225. Н. Новгород, 2000)

Тема 11. ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Допуски и посадки гладких цилиндрических и плоских соединений (Допуски и посадки: справочник. В 2-х ч. Ч. 1. Л., 1982. С. 8 – 10, 12 – 19, 28 – 31)

Шероховатость поверхности (Орлов П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1. М., 1988. С. 287 – 295)

Обозначения шероховатости поверхностей (из ГОСТ 2.309 – 73 ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей)

Тема 12. ЭЛЕМЕНТЫ СТРОИТЕЛЬНОЙ МЕХАНИКИ ТОНКОСТЕННЫХ СИСТЕМ

Кручение брусьев прямоугольного поперечного сечения (Бородин Н. А. Сопротивление материалов: учебник. М., 1992. С. 74 – 76)

Кручение брусьев тонкостенного профиля (Бородин Н. А. Сопротивление материалов: учебник. М., 1992. С. 76 – 78)

Некоторые общие вопросы теории тонкостенных стержней (Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин: учеб. пособие. М., 1985. С. 5 – 7)

Кручение тонкостенных брусьев (Любощиц М. И., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов. Минск, 1969. С. 157 – 164)

Кручение тонкостенных брусьев открытого профиля (Глушков Г. С., Синдеев В. А. Курс сопротивления материалов: учебник. М., 1965. С. 236, 237)

Тема 13. ПРЕДОХРАНЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ОТ САМООТВИЧИВАНИЯ

Трение покоя при вибрации (Литвин Ф. Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л., 1973. С. 46 – 48)

Предохранение резьбовых соединений от самоотвинчивания (Решетов Д. Н. Детали машин: учебник для вузов. М., 1989. С. 135 – 138)

Способы и виды предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания (Из ОСТ 4Г 0.019.200 Соединения резьбовые. Способы и виды предохранения от самоотвинчивания. Технические требования)

Тема 14. ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Термины и определения основных понятий (Из ГОСТ Р 27.102 – 2021 Надежность в технике. Надежность объекта. Термины и определения)

Проектирование радиоаппаратуры с учетом требований надежности (Фрумкин Г. Д. Расчет и конструирование радиоаппаратуры: учебник для техникумов. М., 1989. С. 16 – 37)

Интенсивности отказов элементов электронной аппаратуры в номинальном режиме ($T = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $K_n = 1$) и поправочные коэффициенты (Теория надежности радиэлектронных систем в примерах и задачах / Под ред. Г. В. Дружинина. М., 1976. С. 136 – 138, С. 339 – 347)

Николай Михайлович Бобков – преподаватель Нижегородского радиотехнического колледжа, конструктор Нижегородского научно-производственного объединения имени М. В. Фрунзе.

E-mail: n.bobkov@mail.ru