

Тема 5. МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РЭС

Список сокращений

БНК – базовая несущая конструкция

ВВФ – внешний воздействующий фактор

ЕСКД – Единая система конструкторской документации

РЭА – радиоэлектронная аппаратура

РЭС – радиоэлектронное средство

РЭС-сооружение – радиоэлектронное средство, рассматриваемое (изучаемое, конструируемая) как геометрически неизменяемая механическая система

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Механические системы (Справочник металлиста. В 5-ти т. Т. 1. М., 1976. С. 18 – 22)	2
Основные сведения о механизмах (Фаддеева Л. А. Теория механизмов и детали приборов: учебник. Л., 1983)	8
Сопротивление материалов, теория упругости и прочее ... (Феодосьев В. И. Десять лекций-бесед по сопротивлению материалов. М., 1975)	17
Неизменяемые, изменяемые и мгновенно изменяемые системы (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986)	19
Реакции связей почти мгновенно изменяемых систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986)	21
Классификация плоских систем (Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986)	22
Бобков Н. М. Радиоэлектронные средства как строительные сооружения // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2	25
Кинематический анализ стержневых систем (Спицына Д. Н. Строительная механика стержневых систем: учеб. пособие. М., 1977)	49
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)	59
Содержание хрестоматии	62

МЕХАНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

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

В механике рассматривается движение и равновесие под действием сил отдельных материальных точек и *механических систем*, представляющих собой совокупность материальных точек, движения которых взаимосвязаны. Механические системы делятся на геометрически неизменяемые и геометрически изменяемые.

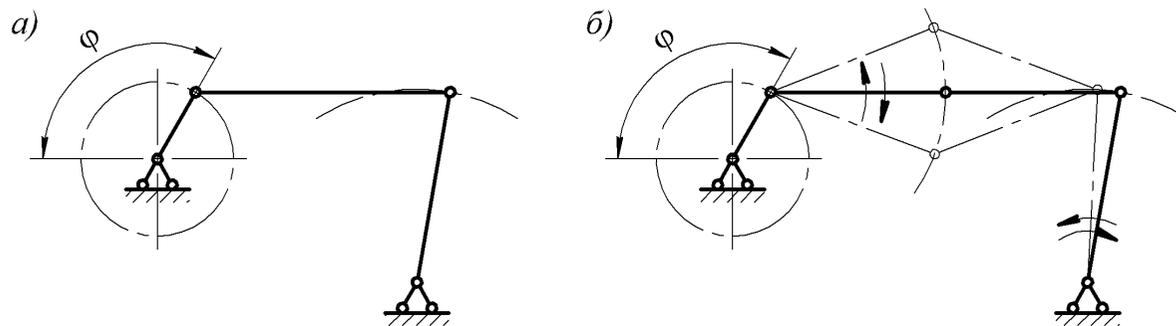
К *геометрически неизменяемым системам* относятся:

- а) твердое тело (деталь, стержень), деформациями которого можно пренебречь;
- б) звено – деталь или несколько неподвижно соединенных между собой деталей;
- в) ферма – несколько стержней, связанных между собою шарнирами (условно) так, что исключаются их относительные движения.

В *геометрически изменяемой системе* (кинематической цепи) составляющие элементы (звенья) связаны подвижными соединениями (кинематическими парами) таким образом, что могут двигаться относительно друг друга.

Изменяемые системы используют в качестве механизмов. В простейших наиболее распространенных случаях *механизмом* называется кинематическая цепь с одним неподвижно закрепленным звеном (стойкой), в которой при заданном движении одного звена (ведущего) все остальные звенья (ведомые) получают вполне определенные движения.

Для обеспечения определенности движения звеньев при одном ведущем звене и отсутствии дополнительных (избыточных) связей необходимо, чтобы число степеней свободы механизма $W = 1$. Число степеней свободы механизма равно числу независимо изменяемых координат положения его звеньев, например, в шарнирном четырехзвенном кривошипно-коромысловом механизме (рисунок 1, а) $W = 1$, так как независимо может изменяться угол поворота поворота кривошипа φ .



← Рисунок 1 – Схема шарнирных механизмов:
 а) с $W = 1$;
 б) с $W = 2$

При $W = 0$ звенья механизма теряют способность двигаться, при $W > 1$ появляется недопустимая неопределенность движения звеньев (рисунок 1, б).

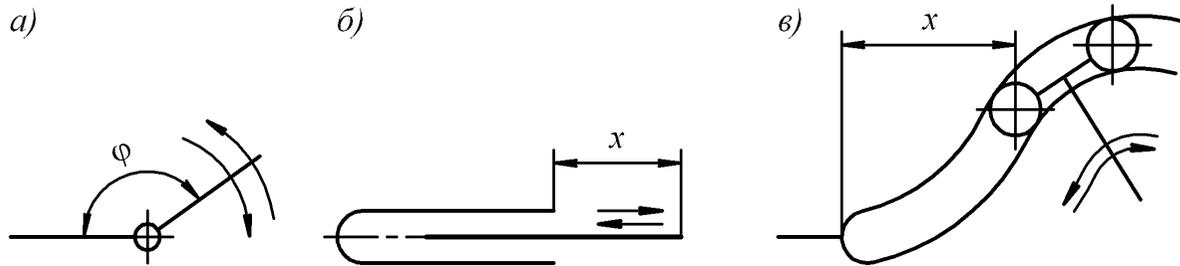
Общая формула для плоского механизма

$$W = 3n - 2p_2 - p_1, \quad (1)$$

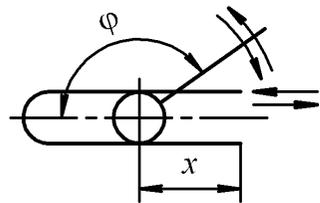
где n – число подвижных звеньев (стойка не учитывается);

p_2 – число вращательных (рисунок 2, а), поступательных (рисунок 2, б) и других кинематических пар (рисунок 2, в), допускающих движение одного звена относительно другого с одной степенью свободы (рисунок 2, а – в);

p_1 – число кинематических пар, допускающих движение одного звена относительно другого с $W = 2$ (рисунок 3).



← Рисунок 2 – Кинематические пары, допускающие относительное движение звеньев с $W = 1$ (независимо может изменяться только одна координата φ или x):
а) вращательная; б) поступательная; в) высшая



← Рисунок 3 – Кинематическая пара, допускающие относительное движение с $W = 2$ (независимо могут изменяться две координаты φ и x)

Пример 1. Для механизма, показанного на рисунке 1, а,

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Для механизма, показанного на рисунке 1, б,

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

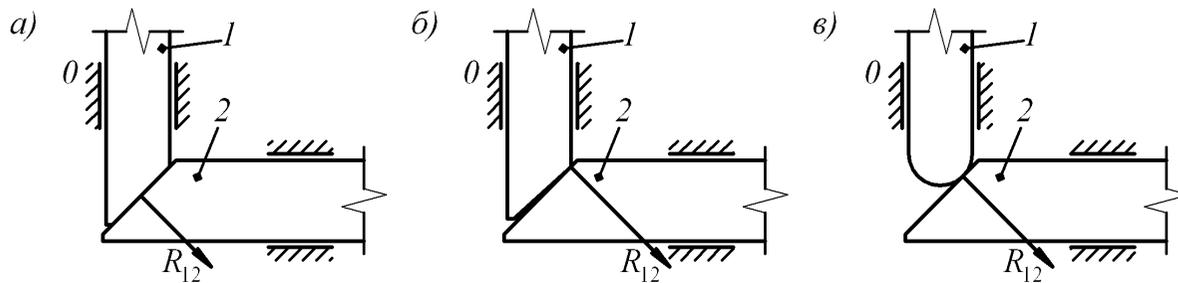
Для плоского механизма, звенья которого могут двигаться только поступательно (рисунок 4)

$$W_1 = 2n - p, \tag{2}$$

где n – число подвижных звеньев;
 p – число кинематических пар.

Пример 2. Для механизмов, приведенных на рисунках 4,

$$W_1 = 2n - p = 2 \cdot 2 - 3 = 1.$$



← Рисунок 4 – Механизмы с поступательным движением звеньев:
 а) и б) статически неопределимый;
 в) статически определимый

Пассивными или *избыточными* связями в механизме называют связи, устраняющие возможность относительного движения звеньев, которые уже исключены другими связями.

Число пассивных связей γ в плоском механизме определяют как разность между фактическим W_1 механизма и W , подсчитанным по общей формуле (1):

$$\gamma = W_1 - W.$$

Примечание – Здесь рассматриваются только пассивные связи, приводящие к статической неопределимости системы относительно сил и моментов в плоскости механизма.

Пример 3. Для механизма, показанного на рисунке 4, а,

$$\gamma = W_1 - W = (2n - p) - (3n - 2p_2 - p_1) = (2 \cdot 2 - 3) - (3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0) = 1 - 0 = 1.$$

Для механизма, изображенного на рисунке 4, в,

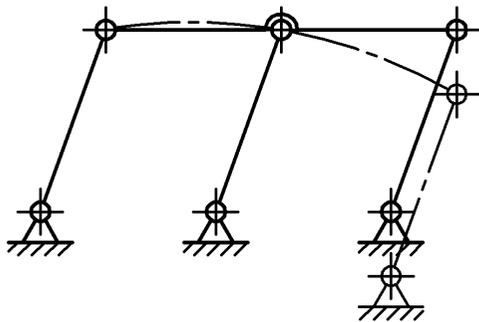
$$\gamma = W_1 - W = (2n - p) - (3n - 2p_2 - p_1) = (2 \cdot 2 - 3) - (3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1) = 1 - 1 = 0.$$

Пример 4. Для механизма, приведенного на рисунке 5, из рассмотрения схемы получаем $W_1 = 1$. Однако по формуле (1)

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$

Поэтому

$$\gamma = W_1 - W = 1 - 0 = 1.$$



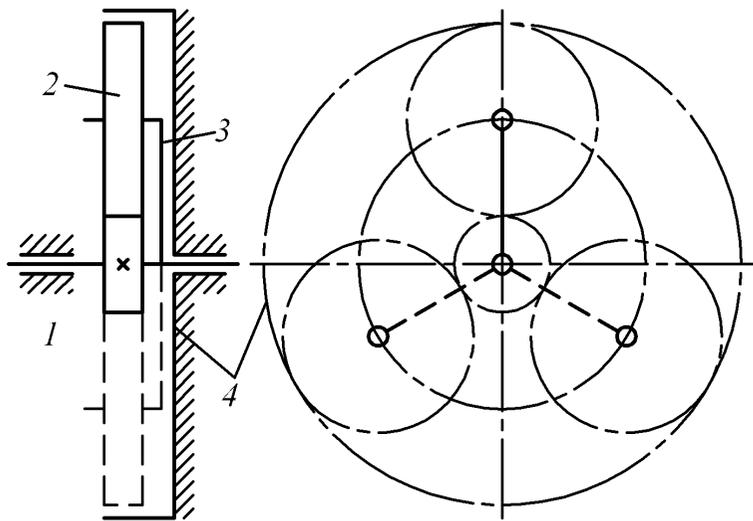
← Рисунок 5 – Статически неопределимый механизм двойного шарнирного параллелограмма

Пассивные связи допускаются в механизме для повышения его нагрузочной способности (см. рисунок 4, а и рисунок 6) и жесткости (см. рисунок 5). Однако наличие пассивных связей делает механизм статически неопределимой системой со степенью статической неопределимости, равной γ .

Статически неопределимой системой называется такая, для которой уравнений равновесия статики недостаточно, чтобы определить все силы и моменты, нагружающие элементы системы и их соединения.

Статическая неопределимость приводит к необходимости точного соблюдения размеров звеньев, что достигается выдерживанием жестких допусков, применения пригонки, компенсаторов или регулировочных устройств, так как неувязка в размерах может привести к неправильному контакту поверхностей (см. рисунок 4, б) или к деформации и дополнительному нагружению деталей (см. рисунок 5). При силовом анализе статически неопределимых систем приходится учитывать деформацию деталей или принимают различные допущения в расчетной схеме, например, считать распределение давления равномерным между звеньями 1 и 2 в механизме на рисунок 4, а.

Пример 5. Для планетарного редуктора (рисунок 6) с одним сателлитом $W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1$ (зацепления зубчатых колес отнесены к кинематическим парам p_1).



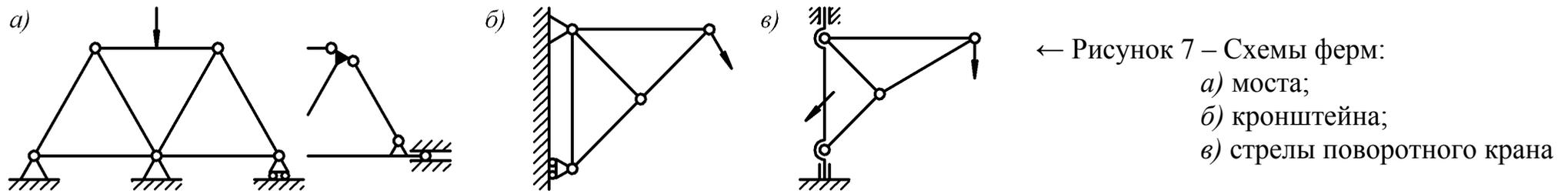
← Рисунок 6 – Схема планетарного редуктора

Для такого же механизма с тремя сателлитами у одно2 $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 6 = -1$, а фактическое число степеней свободы будет таким же как и односателлитного ($W_1 = 1$).

Наличие у трехсателлитного механизма пассивных связей $\gamma = W_1 - W = 1 - (-1) = 2$ или статической неопределимости второй степени приводит к необходимости : а) выбора определенных соотношений чисел зубьев колес для обеспечения возможности сборки механизма (число зубьев у колес 1 и 4 удобно брать кратным 3); б) точного соблюдения ряда размеров для обеспечения достаточно равномерного распределения нагрузки между сателлитами. В планетарных редукторах пассивные связи обычно устраняют, применяя плавающие самоустанавливающиеся колеса 1.

В *геометрически неизменяемой системе* (ферме) составляющие элементы (стержни) связаны между собой так, что не имеют возможности двигаться относительно друг друга.

Неизменяемые системы используют в виде самостоятельных неподвижных сооружений (рисунок 7, а и б) или в составе механизма в качестве подвижного отдельного звена (рисунок 7, в) или стойки.



Хотя в ферме стержни скрепляют неподвижно сваркой или клепкой, при расчетах эти соединения принимают за вращательные пары (шарниры). Для проверки неизменяемости и статической определимости плоской фермы пригодна формула (1). Пассивные связи, появляющиеся вследствие особенностей соотношения размеров и расположения стержней в фермах обычно отсутствуют. Опоры ферм, имеющие структуру кинематической пары, изображенной на рисунке 3, обозначают в схемах так, как показано для правой опоры фермы на рисунке 7, а.

Структуру фермы можно проверять без учета опор как свободную систему или с учетом опор фермы. В первом случае должно быть $W = 3$, во втором $W = 0$.

Пример 6. Проверим неизменяемость и статическую определимость фермы, изображенной на рисунке 7, а, с учетом опор фермы. В этом случае

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 1 = 0.$$

Число кинематических пар, связывающих в узле несколько стержней (а также стойку), определяют как число стержней и вычитают 1 (см. схемы узлов на рисунке 7, а).

Пример 7. Таким же образом проверим ферму, показанную на рисунке 7, в, рассматривая ее без учета опор, т. е.

$$W = 3n - 2p_2 - p_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 0 = 3.$$

Ферма крана – неизменяемая и статически определимая система.

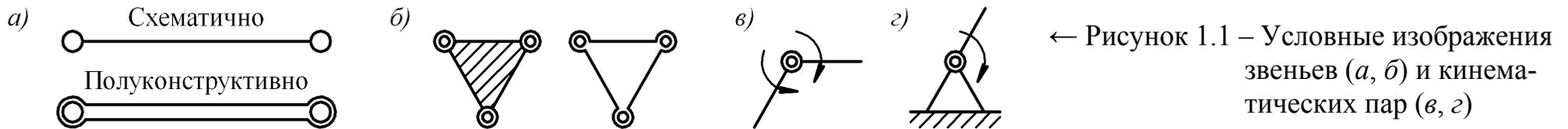
ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЗМАХ

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

Теория механизмов — наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов. Исследование (анализ) механизма начинается с изучения его структуры.

Всякий механизм состоит из определенных деталей. Деталь или жесткая система деталей образуют *звено* механизма. Все звенья подразделяются на подвижные и неподвижные, В стационарных механизмах неподвижным звеном является стойка, корпус или основание. В транспортных машинах за неподвижное звено принимают жесткую систему деталей, неподвижно связанных с корпусом машины. Подвижным звеном называется деталь или жесткая система деталей, перемещающаяся относительно неподвижного звена. Таким образом, в любом механизме существует одно неподвижное звено и одно или несколько подвижных. Подвижные звенья могут быть *ведущими* и *ведомыми*. Звено, движение которого задано, называется ведущим звеном, остальные звенья являются ведомыми.

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется *кинематической парой*. Звенья и пары на кинематических схемах условно изображаются в соответствии с ЕСКД ГОСТ 2.770—68 (рисунок 1.1),



← Рисунок 1.1 – Условные изображения звеньев (а, б) и кинематических пар (в, г)

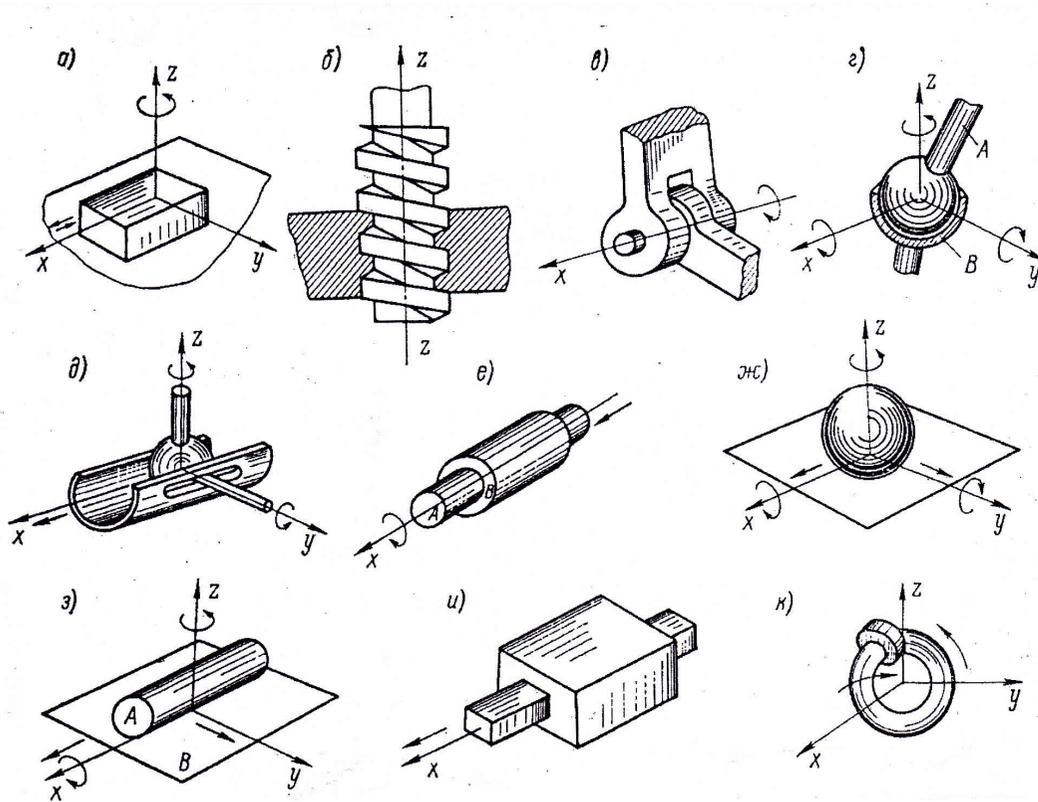


Рисунок 1.2 – Кинематические пары

Кинематическая цепь может быть открытой, если в ней есть звенья $1 - 6$, входящие только в одну кинематическую пару (рисунки 1.3, а, б), и замкнутой, если ее звенья $1 - 6$ входят не менее чем в две кинематические пары (рисунки 1.3, в, г). Кинематические цепи подразделяются на простые и сложные. Простой называется такая кинематическая цепь, в которой каждое из звеньев входит не более чем в две кинематические пары (рисунки 1.3, а, б).

Сложной кинематической цепью называется цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары (рисунки 1.3, в, г).

Поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называются *элементами* звена. В зависимости от элемента соприкосновения пары подразделяются на *высшие* и *низшие*. В высших парах соприкосновение звеньев происходит по линии (рисунки 1.2, д, з), или в точке (рисунки 1.2, ж), в низших – по поверхности (рисунки 1.2, а, б – з, е, и, к).

Система звеньев, образующих между собой кинематические пары называются *кинематической цепью*. Кинематические цепи делятся на плоские и пространственные. Плоской называется такая, кинематическая цепь, у которой точки всех звеньев движутся в параллельных плоскостях. Остальные цепи называются пространственными.

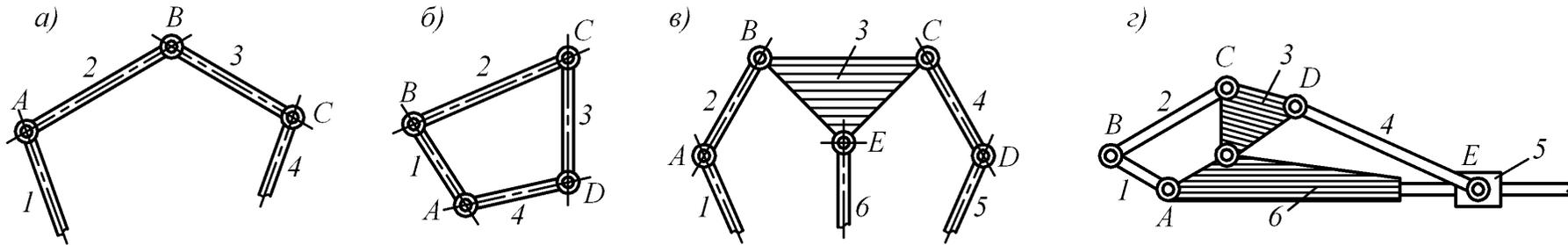


Рисунок 1.3 – Кинематические цепи

Механизмом называется кинематическая цепь с одним неподвижным звеном, предназначенная для осуществления заранее заданных движений звеньев в соответствии с инженерно-производственными задачами, для выполнения которых сконструирован механизм.

Машиной называется механизм или комплекс механизмов, совершающий полезную работу по преобразованию энергии или переработке сырья.

§ 1.1. Классификация кинематических пар

Всякое тело в пространстве обладает шестью степенями свободы, т. е. оно может совершать шесть независимых движений: три вращения вокруг осей x , y , z и три поступательных движения вдоль тех же осей. Соединение звеньев в кинематические пары ограничивает относительное движение каждого звена. Эти ограничения называются *условиями связи* в кинематических парах. Число условий связи S , наложенных на относительные движения каждого звена кинематической пары, может находиться в пределах от 1 до 5, т. е.

$$1 \leq S \leq 5.$$

Число степеней свободы звена кинематической пары H в относительном движении выразится зависимостью

$$H = 6 - S.$$

Следовательно, число степеней свободы звена кинематической пары в относительном движении изменяется от 1 до 5. По числу условий связи, накладываемых на относительные движения звеньев, пары подразделяют на классы. Класс кинематической пары соответствует числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев, входящих в эту пару. Поэтому все кинематические пары можно разделить на пять классов. К первому классу относятся пары, накладывающие на относительное движение звеньев одно условие связи (пятиподвижные пары), ко второму – относятся пары, накладывающие два условия (четыреподвижные пары), к третьему – три (трехподвижные пары) и т. д.

Рассмотрим различные кинематические пары. На рисунке 1.2, *ж* изображена высшая кинематическая пара, представляющая собой шар *A*, перекатывающийся со скольжением по плоскости. Движение может быть представлено как три вращения относительно осей *x*, *y*, *z* и скольжение по плоскости вдоль осей *x*, *y*. Скольжение шара вдоль вертикальной оси *z* невозможно, так как движение в одну сторону ограничено плоскостью, а при движении в обратную сторону нарушается соприкосновение звеньев и, следовательно, пара перестает существовать. Эта пара первого класса (пятиподвижная) имеет пять степеней свободы звеньев и одно условие связи.

На рисунке 1.2, *з* показана высшая пара второго класса (четыреподвижная), представляющая собой цилиндр, лежащий на плоскости. Движение цилиндра относительно плоскости определяется как вращение относительно осей *x*, *z* и скольжение вдоль осей *x*, *y*. Следовательно, число степеней свободы звеньев равно четырем, а число условий связи *S* равно

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

На рисунке 1.2, *г* представлена низшая пара третьего класса (трехподвижная) – шаровой шарнир, звенья которого соприкасаются по шаровой поверхности. Движение звена *A* относительно звена *B* водится к вращению вокруг осей *x*, *y*, *z*, поэтому число степеней свободы *H* звена кинематической пары и число условий связи *S* равны трем.

Примером пары четвертого класса является пара (рисунке 1.2, *е*), представляющая собой цилиндр в цилиндре. Движение одного звена относительно другого рассматривается как вращение и скольжение вокруг и вдоль оси *x*. В этом случае число степеней свободы *H* равно двум, а число условий связи *S* – четырем. И наконец, пара пятого класса (одноподвижная) показана на рисунке 1.2, *и*. Каждое из звеньев этой пары обладает только одним возможным простейшим движением – поступательным вдоль оси *x*, поэтому число степеней свободы *H* равно единице, а число условий связи *S* равно пяти. Для того чтобы кинематическая цепь стала механизмом и определилось относительное движение ее звеньев, необходимо закрепить одно из звеньев, а другому звену задать определенное движение.

Приступая к изучению движения механизма, необходимо знать число звеньев, число и классы кинематических пар, размеры отдельных звеньев, влияющих на движение, их взаимное положение. Поэтому прежде всего составляют кинематическую схему механизма, которая выполняется в соответствии с ГОСТами ЕСКД. Кинематическая схема строится в выбранном масштабе с точным соблюдением всех размеров и форм, при изменении которых изменяются положения, скорости и ускорения точек механизма. Построение кинематических схем плоских механизмов не составляет трудностей. Сложнее построить схему, если звенья имеют пространственное движение. В этом случае схема составляется в двух или трех проекциях.

§ 1.2. Степень подвижности пространственных механизмов

Как указывалось выше, если на движение звеньев не наложено никаких условий связи, то оно обладает шестью степенями свободы. Тогда, если число звеньев равно K , то общее число степеней свободы, которыми обладают K звеньев до их соединения в кинематические пары, равно $6K$. Соединение звеньев в кинематические пары накладывают различное число связей на движение звеньев. Это зависит от класса пар.

Обозначим число пар первого класса, входящих в кинематическую цепь P_1 , число пар второго класса – P_2 , число пар третьего класса – P_3 , число пар четвертого класса – P_4 и число пар пятого класса – P_5 . Тогда число степеней свободы H , которым обладает кинематическая цепь, равно

$$H = 6K - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1.$$

Число W – число степеней свободы относительно неподвижного звена механизма называется *степенью подвижности* механизма. Так как в механизме одно звено неподвижно, то общее число степеней свободы цепи уменьшится на шесть, а число степеней свободы W относительно неподвижного звена будет равно $W = H - 6$. Подставляя значение H в данную формулу, получим

$$W = 6(K - 1) - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1,$$

где $(K - 1)$ – число подвижных звеньев.

Обозначим $K - 1$ через n , тогда

$$W = 6(K - 1) - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1.$$

Эта структурная формула кинематической цепи общего вида впервые в несколько ином виде была дана П. И. Сомовым в 1887 г., преобразована А. П. Малышевым в 1923 г. и носит название формулы Сомова – Малышева.

§ 1.3. Степень подвижности плоских механизмов

Каждое звено, не входящее в кинематическую пару в плоскости, имеет три степени свободы – три движения: вращение вокруг оси x или осей, ей параллельных, и поступательные движения вдоль осей y и z . Тогда число степеней свободы подвижных звеньев будет $(6 - 3)n = 3n$. Пары пятого класса накладывают число связей $(5 - 3)P_5 = 2P_5$ и т. д.

Отсюда следует формула общего вида:

$$W = (6 - 3)n - (5 - 3)P_5 - (4 - 3)P_4 - (3 - 3)P_3,$$

т. е. степень подвижности плоского механизма равна

$$W = 3n - 2P_5 - P_4.$$

Эта формула выведена П. Л. Чебышевым в 1869 г. и носит название формулы Чебышева. Из формулы видно, что плоские механизмы быть образованы только парами четвертого и пятого классов. При этом пара четвертого класса накладывает на относительное движение ее звеньев одно условие связи, а пара пятого класса – два условия связи.

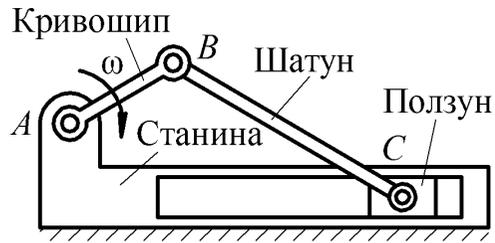


Рисунок 1.4 – Кривошипно-ползунный механизм

Рассмотрим несколько кинематических схем и определим их степень подвижности. На рисунке 1.4 изображена схема кривошипно-ползунного механизма, состоящего из неподвижного звена – станины, кривошипа AB – звена, которое совершает полные обороты относительно точки A с угловой скоростью ω , шатуна BC , имеющего сложное плоско-параллельное движение, ползунка C , который двигается возвратно-поступательно. В этом механизме число подвижных звеньев $n = 3$, число низших кинематических пар $P_5 = 4$ (неподвижное звено и кривошип, кривошип и шатун, шатун и ползун, ползун и неподвижное звено), высшие кинематические пары P_4 отсутствуют. Тогда степень подвижности

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Следовательно, достаточно задать движение одного звена, и движение остальных звеньев определится.

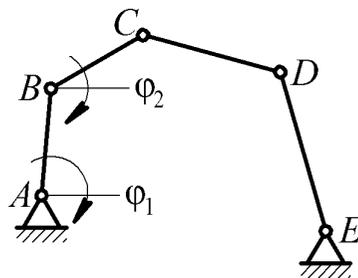


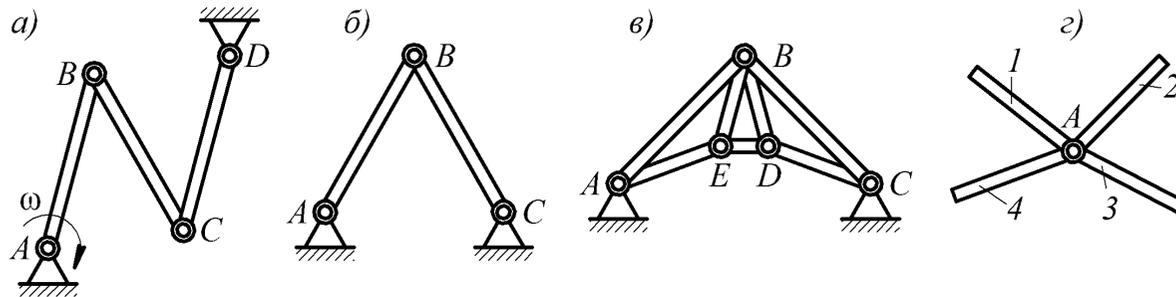
Рисунок 1.5 – Схема пятизвенного механизма

На рисунке 1.5 показан пятизвенный плоский механизм со звеньями AB , BC , CO , OE и неподвижным звеном. Число подвижных звеньев $n = 4$, число низших кинематических пар $P_5 = 5$; отсюда степень подвижности

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

Это значит, что в этом механизме уже недостаточно задать движение одного звена для обеспечения определенного движения всех остальных звеньев. Очевидно, что степень подвижности показывает и число ведущих звеньев. Таким образом, под степенью подвижности механизма понимают число независимых параметров, определяющих положение звеньев механизма в плоскости или пространстве.

В схеме (рисунок 1.6, *a*) степень подвижности $W = 3 \cdot 3 - 4 \cdot 2 = 1$. При заданном повороте звена AB остальные звенья имеют однозначное движение. Для схемы, изображенной на рис. 1.6, *б*, степень подвижности $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$. При нулевой степени подвижности кинематической цепи ни одно из звеньев не может двигаться относительно неподвижного звена, и кинематическая цепь превращается в ферму. В представленной на рисунке 1.6, *в* системе $W = 7 \cdot 3 - 11 \cdot 2 = -1$. Эта система статически неопределима, а $W = -1$ показывает, что в ней одно условие связи лишнее, т. е. система сверхжесткая.



←Рисунок 1.6 – Кинематические схемы

Часто в одной точке соединяются шарнирно несколько звеньев (рисунок 1.6, *г*). Определим, сколько же кинематических пар они образуют. В точке A сходятся четыре звена $1 - 4$. Ось с одним из звеньев составляет жесткую систему и с этим звеном по кольцевой поверхности соединяется каждое из звеньев, которые образуют число низших кинематических пар, равное $K - 1$, где K – число звеньев, сходящихся в одной точке.

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ, ТЕОРИЯ УПРУГОСТИ И ПРОЧЕЕ ...

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

Что такое сопротивление материалов? Ответ на этот вопрос дается на первых страницах каждого учебника по сопротивлению материалов. Сопротивление материалов – наука о прочности. Она учит рассчитывать инженерные конструкции и определять их надежные размеры.

Такое определение является традиционным, и оно, конечно, правильное, но вместе с тем – не совсем полное, да и не совсем точное. Расчеты инженерных конструкций, действительно, строятся, прежде всего, на основе методов сопротивления материалов. Вместе с тем на практике само понятие расчета имеет более широкое содержание, чем то, которое в него порой вкладывается.

Рассчитать конструкцию это значит дать оценку ее прочности. В сопротивлении материалов эта задача не решается. Сопротивление материалов еще не дает расчета конструкции. Оно дает только теоретические основы для ведения этих расчетов.

Каждый инженерный расчет, да и не только расчет, а вообще исследование в области технических наук, включает в себя, как известно, следующие три этапа:

I. Идеализация объекта. На этом этапе рассматривается реальная конструкция, и выделяются те ее особенности, которые являются наиболее существенными для рассматриваемой задачи. В результате получаем расчетную схему.

II. Анализ расчетной схемы. Здесь при помощи средств теории выявляются закономерности расчетной схемы, отвечающей реальной конструкции.

III. Обратный переход от расчетной схемы к реальной конструкции и формулировка практических выводов, ради которых было предпринято исследование.

Содержание сопротивления материалов относится в основном к этапу II. В сопротивлении материалов излагаются приемы анализа типичных расчетных схем и даются методы определения напряжения и перемещения в балках, трубах, тонкостенных сосудах, методы раскрытия статической неопределенности стержневых систем и т. д. и т. п. Словом, рассматриваются все те расчетные схемы, которые являются практически общими для большей части инженерных конструкций. Что же касается выбора расчетной схемы и оценки надежности самой конструкции, то об этих вопросах в сопротивлении материалов лишь упоминается, но ответа на них в конечном итоге не дается. Да это и понятно. Многообразие современных инженерных задач столь велико, что в пределах одной дисциплины невозможно изложить специфические

особенности прочностных расчетов по всем разделам техники. В связи с этим возникает необходимость создания специальных дисциплин, дополняющих сопротивление материалов для каждого инженерного направления.

Расчетные схемы, выходящие за рамки общетехнических и свойственные только конкретно взятой области техники, рассматриваются в разделах инженерной механики, название которых начинается со слов «Строительная механика ...», например, строительная механика сооружений, строительная механика сварных конструкций, строительная механика корабля, самолета и т. д. Эти дисциплины посвящены в основном развитию эффективных методов анализа специфических расчетных схем. Так, например, в строительной механике самолета рассматриваются вопросы устойчивости пластин, подкрепленных оболочек, других тонкостенных элементов. В строительной механике сооружений большое место занимают специальные вопросы раскрытия статической неопределенности рам и стержневых систем. Словом, строительная механика любого профиля может рассматриваться как специализированное сопротивление материалов, изложенное в духе определенной отрасли техники.

Вопросы о выборе расчетной схемы (этап I), а также оценки коэффициентов безопасности и прочности конструкций (этап III) наиболее полно излагается в дисциплинах, название которых начинается со слова «прочность ...»: прочность строительных сооружений, прочность корабля, прочность самолета и т. д.

Уместно заметить, что учебных курсов и монографий по этим дисциплинам создано очень немного. Объясняется это сложностью вопроса. Курс прочности, в отличие от строительной механики, представляет собой взаимопроникающее единство расчетно-теоретического аппарата, особенностей конструкции, технологических и эксплуатационных условий. Правильное сочетание этих вопросов предъявляет к труду автора очень высокие требования, выполнение которых далеко не всегда под силу даже авторскому коллективу.

Большую роль играет также и элемент ответственности. Ясно, что общие суждения, связанные с подсчетом напряжений, с определенными математическими оценками, в частности, с возможностью пренебречь теми или слагаемыми в расчетных формулах, по сути говоря, ко многому не обязывают. Даже в том случае, когда они сомнительны, их легко оправдать (как это часто и делается) выражениями: «положим, что», «можно принять» и т. п. Все погрешности, допущенные в подобного рода анализе, могут быть в дальнейшем при практических расчетах перекрыты запасом прочности, а наиболее грубые – выявлены на стадии предварительных испытаний конструкции.

Что же касается назначения коэффициента запаса (или коэффициента безопасности), то всякие рекомендации в этой части являются достаточно ответственными. Для того чтобы их дать, надо учитывать и современный уровень производства, и опыт, который накоплен в области создания и эксплуатации подобных конструкций, и те последствия, которые влечет за собой выход из строя рассматриваемого узла, и многие другие обстоятельства.

НЕИЗМЕНЯЕМЫЕ, ИЗМЕНЯЕМЫЕ И МГНОВЕННО ИЗМЕНЯЕМЫЕ СИСТЕМЫ

(Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 12, 13)

Геометрически неизменяемые, или просто *неизменяемые*, системы – это системы соединенных между собой твердых тел, допускающие относительные перемещения тел только при деформации материала.

Геометрически изменяемые, или просто *изменяемые*, системы – это системы соединенных между собой твердых тел, допускающая конечные относительные перемещения тел без деформации материала.

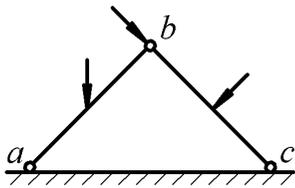


Рисунок 1

Мгновенно изменяемые системы – это системы соединенных между собой твердых тел, допускающие без деформации материала (если пренебрегать изменениями размеров системы высших порядков малости) *бесконечно малые* относительные перемещения тел, после чего системы становятся неизменяемыми. Мгновенно изменяемые системы представляют собой исключительные случаи неизменяемых систем.

Простейшим примером неизменяемой системы может служить система, составленная из двух стержней, соединенных между собой шарниром b и шарнирно прикрепленных к неподвижному телу в точках a и c (рисунок 1). Так как по трем сторонам можно построить единственный треугольник abc , то система неизменяема. Эта система, как и всякая другая неизменяемая система, способна принимать на себя и уравнивать внутренними силами любые нагрузки до наступления разрушения материала.

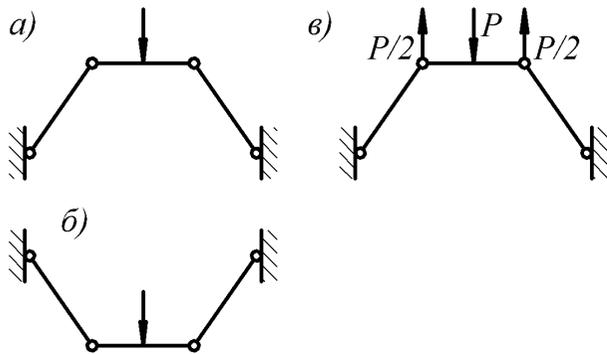


Рисунок 2

Система, состоящая из трех стержней, соединенных между собой и прикрепленных к неподвижному телу шарнирами (рисунок 2, *а*), является простейшим примером изменяемой системы, которая способна изменять свою форму без изменения длины ее стержней. Всякая изменяемая система, может принимать на себя и уравнивать внутренними силами, не меняя заданной формы, только нагрузки частных видов, свойственных этой форме. Такие нагрузки для рассматриваемой системы приведены на рисунке 2, *б*.

Поскольку изменяемая система подвижна, то равновесие при определенной нагрузке независимо от ее величины может быть устойчивым и безразличным. Нетрудно представить, что положение системы на рисунке 2, *а* неустойчиво, на рисунке 2, *б* устойчиво и на рисунке 2, *в* безразлично.

Если изменяемая система при данной ее конфигурации не может уравновесить действующую нагрузку (рисунок 3, *а*), то система приходит в движение. Одно из промежуточных положений системы при движении указано на чертеже пунктиром с точкой. Это движение будет продолжаться до тех пор, пока система не получит той формы, при которой возможно устойчивое ее равновесие (рисунок 3, *а*), или она при движении не встретит на своем пути какого-либо препятствия (рисунок 3, *б*), которое будет служить дополнительной связью, и система перестанет быть неизменяемой в направлении совершаемого движения. В таких случаях изменяемая система, «приспосабливаясь» к нагрузке, как правило, получает большие перемещения и занимает устойчивое положение равновесия, если прочность системы не будет нарушена.

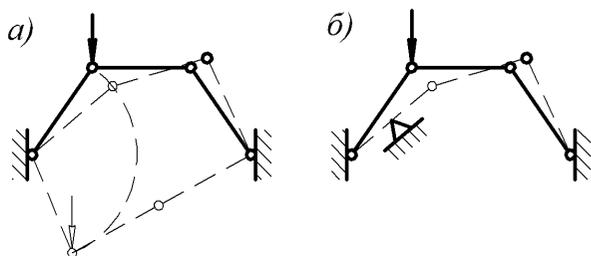


Рисунок 3

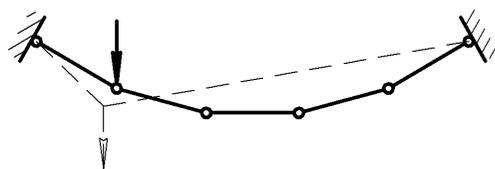


Рисунок 5

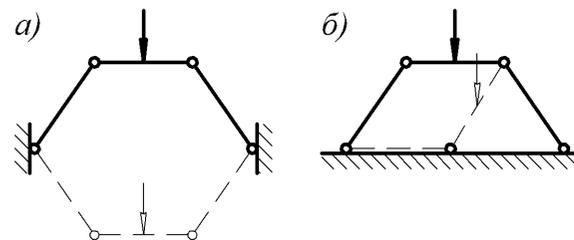


Рисунок 4

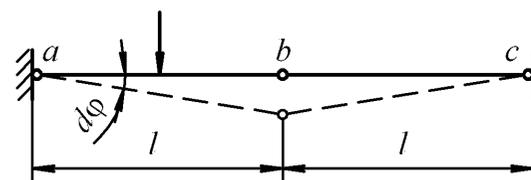


Рисунок 6

Примерно также ведет себя изменяемая система, находящаяся в неустойчивом равновесии (рисунок 2, *а*). Она непременно придет в движение, которое прекратится или в новом устойчивом положении (рисунок 4, *а*) или в новом положении с дополнительными связями (рисунок 4, *б*). Естественно, что только устойчивые формы равновесия изменяемых систем в какой-то мере могут быть использованы на практике.

Так, например, иногда при вертикальной нагрузке применяются гибкие нити и шарнирные цепи (рисунок 5).

Из сказанного следует, что изменяемые системы малопригодны для сооружений, несущих нагрузки различного вида.

Простейший пример мгновенно изменяемой системы дан на рисунке 6. Бесконечно малое движение системы объясняется тем, что шарнир b при вертикальном перемещении должен описывать дуги радиусами ab и cb , проведенными из центров a и c , которые имеют общую вертикальную касательную. Это значит, что бесконечно малое перемещение точки b возможно, поскольку разница длин каждого стержня в наклонном и горизонтальном положениях есть величина второго порядка малости.

$$\Delta t = \frac{l}{\cos d\varphi} - l \approx \frac{1}{2}ld\varphi^2.$$

Всякая мгновенно изменяемая система, так же как и изменяемая система, может уравновесить, не изменяя свой формы без деформации материала, только нагрузки частных видов и именно те, которые могла бы уравновесить изменяемая система, полученная из мгновенно изменяемой. Если нагрузка не может быть уравновешена мгновенно изменяемой системой, то она получит бесконечно малые перемещения, которые в реальных условиях, с учетом деформации материала, переходят в конечные и, как правило, большие перемещения. Мгновенно изменяемые системы, как и изменяемые, малопригодны для сооружений, несущих различного вида нагрузки.

РЕАКЦИИ СВЯЗЕЙ ПОЧТИ МГНОВЕННО ИЗМЕНЯЕМЫХ СИСТЕМ

(Киселев В. А. Строительная механика. Общий курс: учебник. М., 1986. С. 25, 26)

Системы, почти мгновенно изменяемые, – это неизменяемые системы, но с размещением связей, близким к тому, которое имеет место в мгновенно изменяемых системах.

Как было показано, реакция связей мгновенно изменяемых систем от нагрузки любого произвольного вида, с учетом деформации системы, хотя и не бесконечно большие, но велики. Реакции связей являются внешними силами для блоков. Если эти реакции велики, то и внутренние силы в элементах блока будут тоже большими. При больших внутренних силах потребуется большой расход материала. Все сказанное относится и к почти мгновенно изменяемым системам. Хотя почти

мгновенно изменяемые системы и являются системами неизменяемыми, но, как правило, они требуют большой затраты материала и являются системами, допускающими большие перемещения, т. е. нежесткими, поэтому их не следует применять.

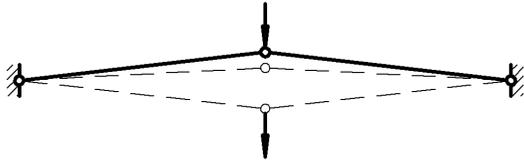


Рисунок 10

Необходимо обратить внимание на то, что в почти мгновенно изменяемых системах бывают случаи, когда деформация системы в сильной мере изменяет реакции внешних связей в системе (рисунок 10). Такая система при некоторой конфигурации и определенном значении нагрузки может обладать свойством «перескока», при котором сжатые стержни становятся растянутыми.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПЛОСКИХ СИСТЕМ

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

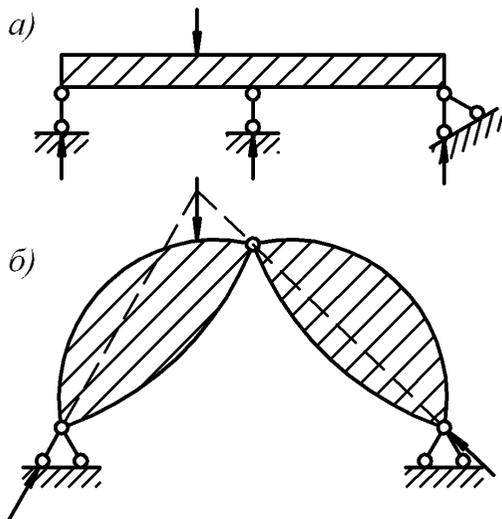


Рисунок 30

Классификация систем в строительной механике по различным признакам учитывает лишь главные особенности большинства систем, а потому не является *абсолютно строгой* и совершенной. Всегда могут быть найдены некоторые частные случаи систем, которые будут расходиться с ней. По числу связей и их размещению системы прежде разделяются на изменяемые, мгновенно изменяемые и неизменяемые. Неизменяемые системы в свою очередь в зависимости от связей разделяются на статически определимые – системы только с необходимыми связями, и статически неопределимые – с лишними связями.

По образованию системы разделяются на простые и сложные. Простые – это системы, образование которых можно проследить по правилам соединения двух и трех дисков. Остальные – сложные.

По характеру опорных реакций при вертикальной нагрузке системы принято делить на безраспорные и распорные.

Безраспорные системы – это системы, в которых вертикальная нагрузка, вызывает только вертикальные опорные реакции (рисунок 30, а).

Распорные системы – это системы, в которых вертикальная нагрузка вызывает наклонные реакции (рисунок 30, б).

По характеру опорных связей независимо от нагрузки системы можно разделить на *балочные, арочные и прочие*.

Балочные системы – это системы, в которых сила P одного единственного направления при любом ее положении на системе вызывает опорные реакции, параллельно самой себе, как, например, в дисках, прикрепленных к земле неподвижной и подвижной опорами. Балочные системы включают безраспорные системы.

Арочные системы – это системы, имеющие не менее двух неподвижных опор, не обладающие свойствами балочных систем. Они включают в себя распорные системы.

Прочие системы – это остальные сложные системы.

По характеру связей стержневые системы разделяются на шарнирные цепи, балки, рамы, фермы и комбинированные системы.

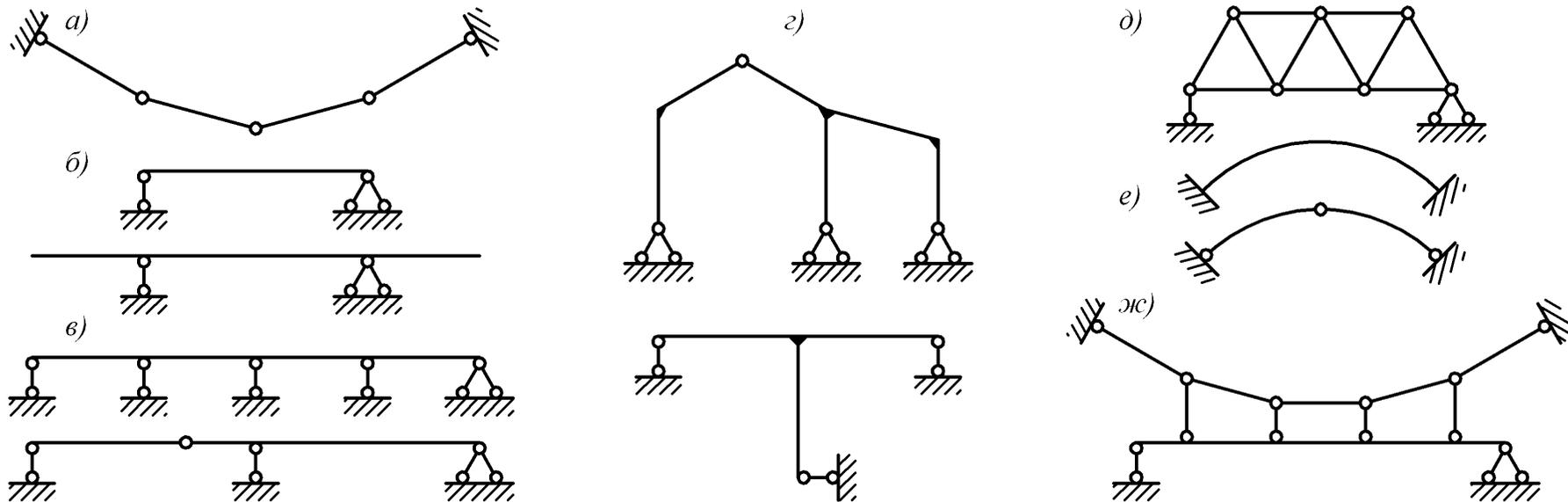


Рисунок 31

Шарнирные цепи – это изменяемые системы, состоящие из стержней или дисков, последовательно соединенных между собой шарнирами (рисунок 31, а). Прямые стержни цепей при узловой нагрузке работают на растяжение, если выпуклость цепи направлена в сторону действия нагрузки, и на сжатие, если выпуклость цепи направлена на встречу действия нагрузки.

Балки – это один или несколько прямых стержней, последовательно соединенных между собой по концам, на опорах, свойственных балочной системе (рисунки 31, б, в). Балки работают в основном на изгиб.

Рамы – это системы, из прямых, ломаных и некоторых кривых стержней, соединенных между собой по концах припайками, а иногда частично шарнирами (рисунок 31, г). Они могут быть системами как арочными, так и балочными. Вертикальные и близкие к ним элементы рам называют стойками, а горизонтальные и близкие к ним – ригелями. Элементы рам работают на изгиб с растяжением или сжатием.

Шарнирные фермы – это неизменяемые системы из одного или нескольких дисков, образованных прямыми стержнями, соединенными по концам шарнирами (рисунок 31, д). Они могут быть как балочными, так и арочными. Стержни, расположенные по контуру фермы, кроме вертикальных и близких к ним, называются поясными. Они образуют верхний и нижний пояса фермы. Стержни, расположенные внутри контура, образуют решетку и называются раскосами и стойками. Раскосами называются наклонные элементы решетки, а стойками – вертикальные и близкие к ним.

Участки между смежными узлами поясов фермы называются панелями, и их длины обычно измеряют по горизонтали.

Стержни шарнирных ферм при узловой нагрузке работают на растяжение или сжатие, так как при узловой нагрузке любой стержень фермы можно рассматривать как внутреннюю связь первого вида, реакция которой есть продольная сила.

Фермы – это система из одного или нескольких дисков, состоящих из прямых стержней, соединенных между собой по концам только жестко или жестко и частично шарнирно, в которых замена жестких узлов шарнирами обращает их в шарнирные фермы. Стержни фермы при узловой нагрузке работают в основном на растяжение или сжатие с дополнительным изгибом за счет жесткости узлов фермы.

Арки – это распорные системы, состоящие из кривых стержней, выпуклость которых направлена навстречу действию нагрузки (рисунок 31, е). Арки работают на сжатие с изгибом.

Если кривой стержень направлен выпуклостью в сторону действия нагрузки, то система работает на растяжение с изгибом и называется висячей, или подвесной, системой.

Комбинированные системы – это системы, состоящие из комбинаций некоторых ранее указанных систем, объединенных для совместной работы. На рисунке 31, ж приведена система, представляющая собой комбинацию балки и цепи.

Бобков Н. М.

РАДИОЭЛЕКТРОННЫЕ СРЕДСТВА КАК СТРОИТЕЛЬНЫЕ СООРУЖЕНИЯ

Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. 2010. № 1, 2

В статье элементы механических систем радиоэлектронных средств рассматриваются с точки зрения строительной механики машин.

Введение

Все, что искусственно возведено (сооружено) человеком для удовлетворения материальных и духовных потребностей общества и отдельных людей, принято называть сооружениями [1]. Любой человек, не задумываясь, отнесет к строительным сооружениям жилые дома, речные плотины, мосты, телевизионные башни. Специалисты знают, что крыло, фюзеляж, оперение и шасси самолета, кузов автомобиля, железнодорожный вагон – это тоже строительные сооружения [2, 3]. Строительное сооружение (или просто сооружение) – геометрически неизменяемая система твердых тел – подсистема практически любой технической системы (t -системы). Конструкцию и поведение сооружения при эксплуатации определяют, главным образом, нагружающие его силы. Теоретической основой конструирования сооружений является строительная механика [3 – 7].

Функция сооружения обеспечить существование t -системы в виде некоторого единого целого, задать расположение T -системы и ее частей в пространстве, отделить эти части от окружающей среды и друг от друга. Системы тел, выполняющих такие функции, есть в составе любого радиоэлектронного средства (РЭС). В эту систему полностью или «по совместительству» входят большинство деталей РЭС, поэтому с точки зрения строительной механики РЭС в целом также является строительным сооружением.

D1. РЭС-сооружение – радиоэлектронное средство, рассматриваемое (изучаемое, проектируемое) как геометрически неизменяемая механическая система, подверженная воздействию силовых нагрузок и обладающая для их восприятия механическими прочностью, жесткостью и устойчивостью.

По аналогии с сооружениями – объектами архитектурного конструирования РЭС-сооружение целесообразно разделить на две подсистемы – несущую и ограждающую [1]. Несущую систему РЭС образуют неподвижно соединенные между собой составные части РЭС, воспринимающие и передающие к точкам крепления или точкам опоры РЭС усилия от веса и инерции

частей РЭС, обеспечивающие заданное пространственное расположение частей РЭС при внешних воздействиях с характеристиками, находящимися в пределах допустимых значений [8]. Ограждающая система РЭС – совокупность элементов, предназначенных для механического, теплового, электромагнитного и т. д. отделения РЭС от окружающей среды или разделения внутренних объемов РЭС между собой.

Деление РЭС-сооружения на несущую и ограждающую системы является условным. Элемент, который считается несущим в одном режиме нагружения, может в другом режиме таковым не быть. Некоторые элементы могут совмещать несущие и ограждающие функции (т. е. входить как в несущую, так и в ограждающую систему). Элементы РЭС-сооружения могут выполнять и другие функции, например эстетические.

Анализ работоспособности РЭС-сооружений с точным учетом всех особенностей конструкции практически невозможен. В строительной механике для такого анализа реальные сооружения схематизируются.

D2. Расчетная схема сооружения – упрощенная схема сооружения, вводимая в расчет [9].

Элементами расчетных схем являются графические модели твердых тел, составляющих сооружение, модели их соединений и модели нагрузок. Рассмотрим эти модели в применении к РЭС-сооружениям.

Структурные единицы РЭС-сооружений

Понятие «структурная единица» в этой статье используется как обобщение понятий «стержень», «пластинка», «оболочка», «массив», «диск», «блок» из строительной механики и понятия «звено» из теории механизмов.

D3. Структурная единица сооружения – часть сооружения, рассматриваемая в данном исследовании (расчете) и отображаемая на схеме как единое твердое тело.

Деление сооружения на структурные единицы на схемах не всегда соответствует делению реального сооружения на составные части (детали и сборочные единицы) согласно конструкторской документации. Одна реальная деталь или сборочная единица на схеме может быть представлена в виде нескольких структурных единиц, а несколько соединенных вместе деталей или сборочных единиц – как одна структурная единица.

Традиционное сопротивление материалов [10] в основном изучает методы расчета отдельных стержней. Стержни в РЭС-сооружениях – часто простые *балки* и *консоли*.

D4. Балка – стержень, работающий главным образом на изгиб [9].

D5. Простая балка – однопролетная балка, имеющая по концам одну цилиндрическую неподвижную опору и одну цилиндрическую подвижную в направлении оси балки [9].

Пример простой балки на рисунке 1. Величина сил, действующих на балку, определяется по формуле

$$P = 1,75P_{ст}/4 = 0,43P_{ст} \quad (1)$$

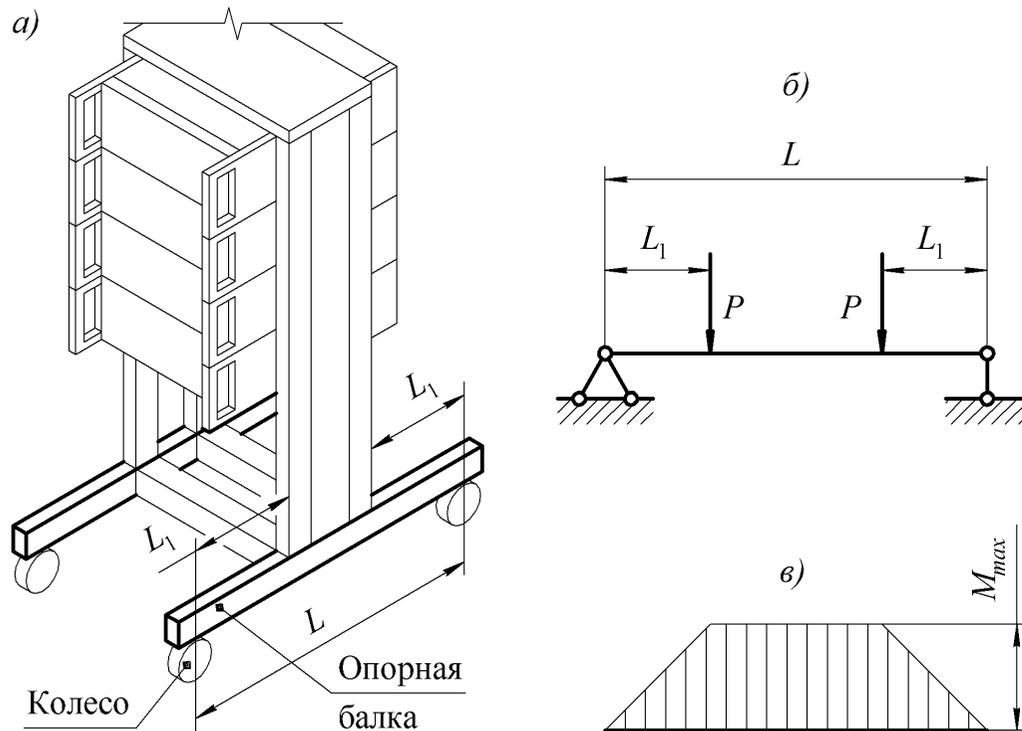


Рисунок 1 – Простая балка – опорная балка в основании радиоэлектронной стойки (а), ее расчетная схема (б), эпюра изгибающих моментов для нее (в)

где P – значение каждой из двух сил, действующих на балку, Н;

$P_{ст}$ – вес стойки, Н.

Коэффициент 1,75 введен, чтобы учесть динамический характер нагрузки, действующей на балку при движении стойки по неровной поверхности. Его величина установлена по ГОСТ 13524 – 68 [11] из условия равнопрочности опорной балки и колес.

При симметричном расположении нагрузки относительно концов балки максимальный изгибающий момент, действующий между точками приложения сил P , определяется по формуле

$$M_{max} = PL_1, \quad (2)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент, Н·мм;

L_1 – расстояние от вертикальной оси колеса до боковой стенки стойки, мм.

D6. Консоль – балка с одним защемленным и другим свободным концом или часть балки, продолжающаяся за опору [9].

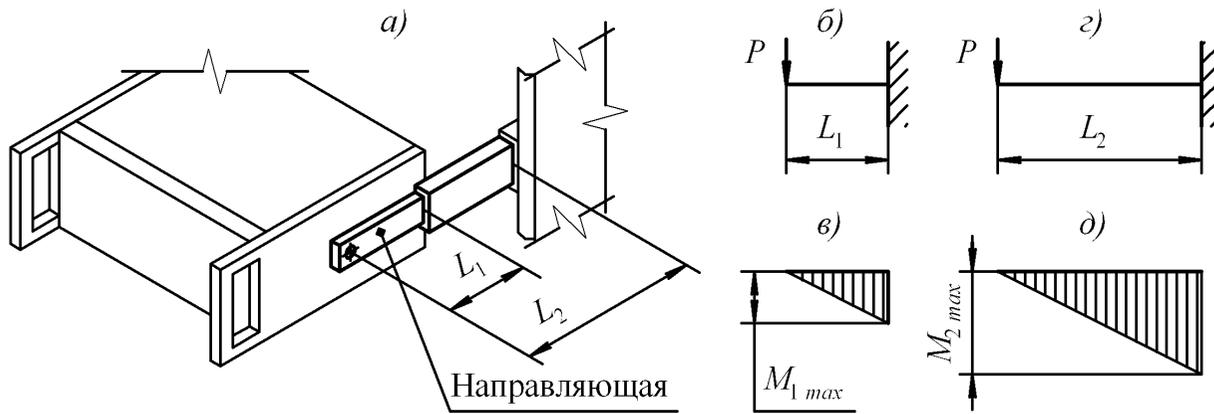


Рисунок 2 – Консоль – телескопическая направляющая для блоков РЭС (а), расчетные схемы частей направляющей (б, в), эпюры изгибающих моментов для них (г, д)

Пример консоли – на рисунке 2. При расположении центра масс блока вблизи его продольной плоскости симметрии на каждую направляющую действует сила, равная примерно половине веса блока. При работе с выдвинутым блоком оператор вынужден прилагать к блоку дополнительные нагрузки (например, усилия при сочленении соединителей или при отвинчивании и завинчивании винтов и т. д.). Поэтому расчет направляющих рекомендуется вести на действие статической нагрузки, которая определяется по формуле

$$P = \frac{P_{\text{бл}}}{2} + P_{\text{доп}}, \quad (3)$$

где P – нагрузка на направляющую, Н;

$P_{\text{бл}}$ – вес блока, Н;

$P_{\text{доп}}$ – дополнительная нагрузка, вызванная воздействием оператора, Н.

Значение $P_{\text{доп}}$ определяется путем анализа возможных действий оператора в каждой конкретной задаче. Например, при расчете направляющих для блоков, содержащих печатные узлы, соединяемые с блоком с помощью разъемных соединителей, в качестве нагрузки $P_{\text{доп}}$ можно принять максимальное усилие сочленения соединителя, приведенное к центру масс блока.

Значения максимальных изгибающих моментов определяется по формулам:

$$\text{для первого звена } M_{\text{max1}} = PL_1, \quad (4)$$

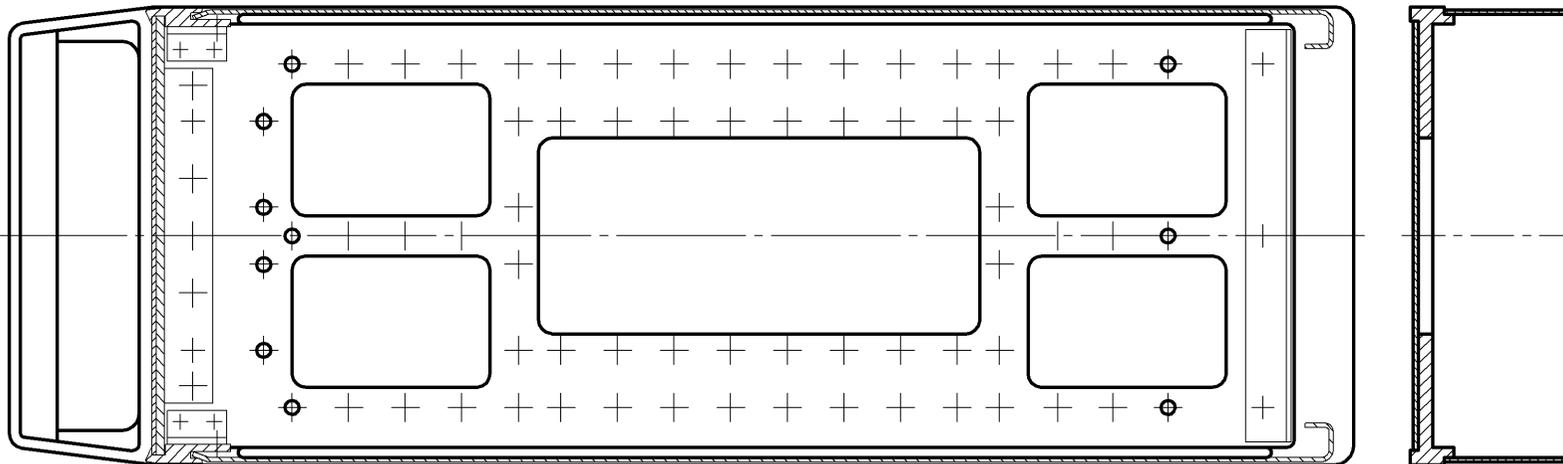
$$\text{для второго звена } M_{\text{max2}} = PL_2, \quad (5)$$

где M_{max1} и M_{max2} – максимальные изгибающие моменты в первом и втором звеньях направляющей, Н·мм;

L_1 – длина первого звена направляющей, мм;

L_2 – общая длина первого и второго звеньев направляющей, мм.

Расчеты простых балок и консолей не представляют сложности. Их методы излагаются в учебниках по сопротивлению материалов, в том числе элементарных, используемых при подготовке конструкторов РЭС. Из отдельных стержней часто образуются стержневые системы. Например, несущая стенка типового приборного корпуса (рисунок 3) [12, 13] – плоская рама.



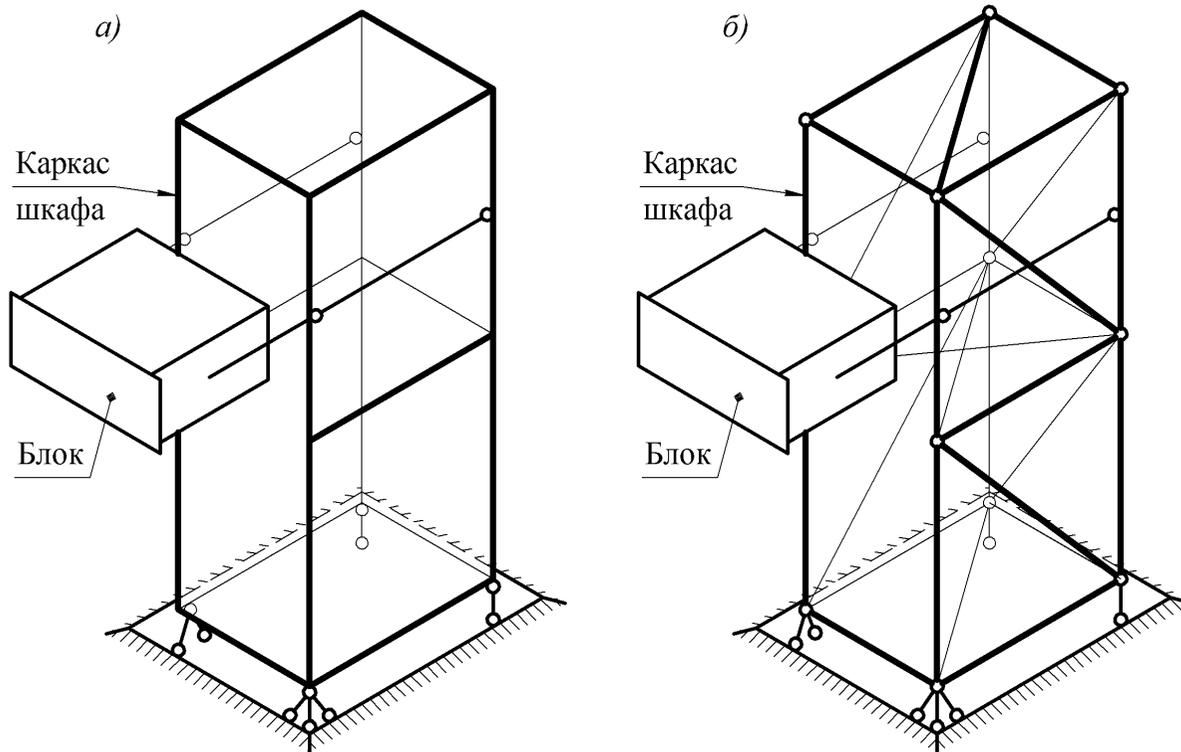
← Рисунок 3 – Плоская рама – боковая стенка приборного корпуса

D7. Рама – стержневая система, стержни которой во всех или некоторых узлах жестко соединены между собой [9].

Каркасы шкафов и стоек РЭС (рисунок 4, *a*) обычно представляют собой пространственные рамы. Возможны каркасы шкафов и стоек в виде стержневых систем, называемых фермами (рисунок 4, *б*).

D8. Ферма – стержневая система, остающаяся неизменяемой, если все жесткие узлы заменить шарнирами [9].

Методы расчета рам и ферм значительно сложнее, чем отдельных стержней и изучаются строительной механикой стержневых систем [6].



← Рисунок 4. Схемы каркасов шкафов РЭС:
 а) каркас – пространственная рама;
 б) каркас – пространственная ферма

Большой объем в РЭС-сооружениях занимают несущие элементы из тонколистового металлического проката, которые при анализе прочности должны схематизироваться как тонкостенные стержни или пластинки. К таким элементам некоторые гипотезы сопротивления материалов не применимы.[5].

Расчет осложняется тем, нагрузки на несущие системы РЭС обычно динамические, действуют по трем координатным направлениям X , Y и Z (рисунок 5), поломки несущих систем происходят вследствие усталости.

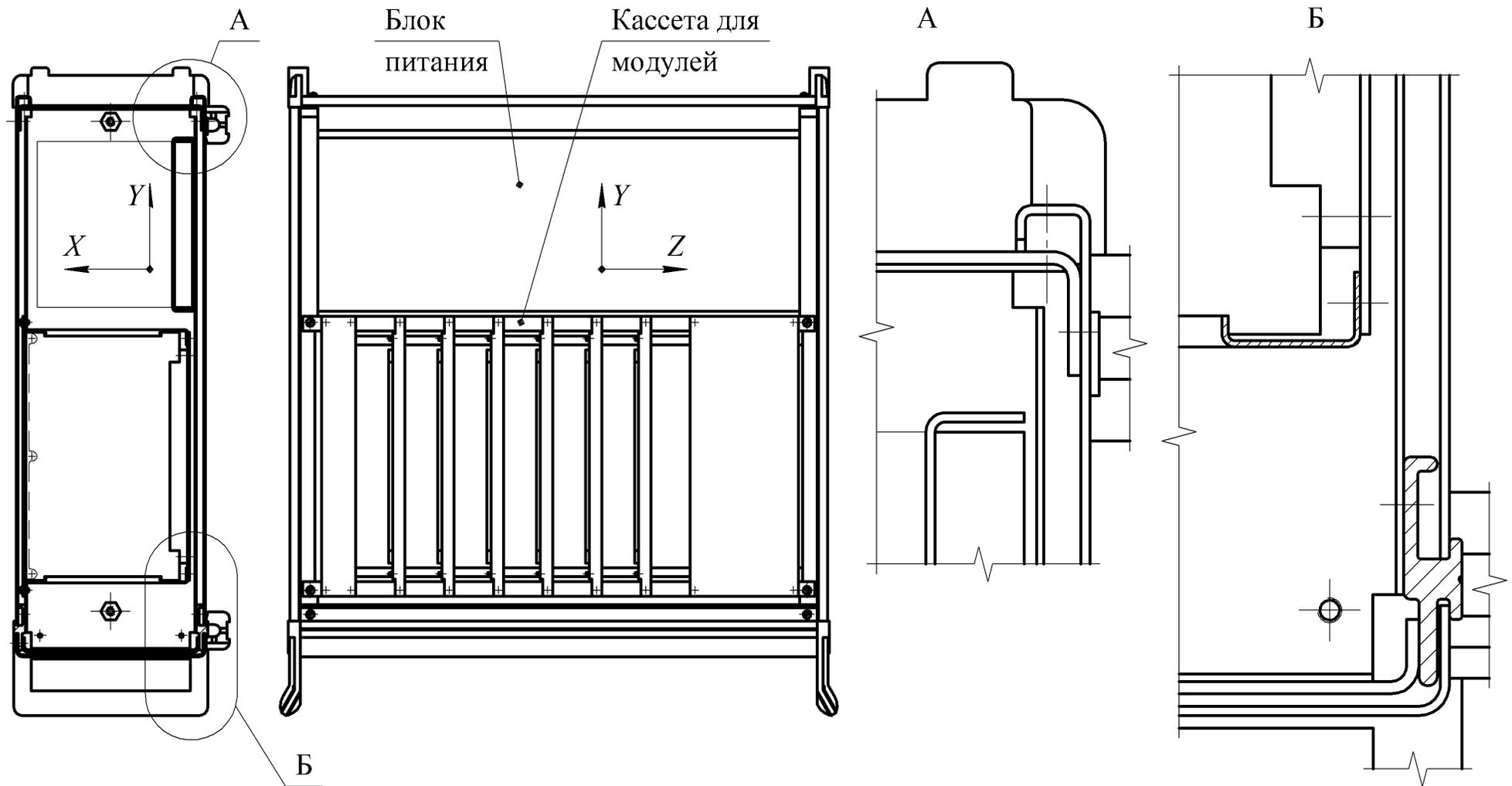
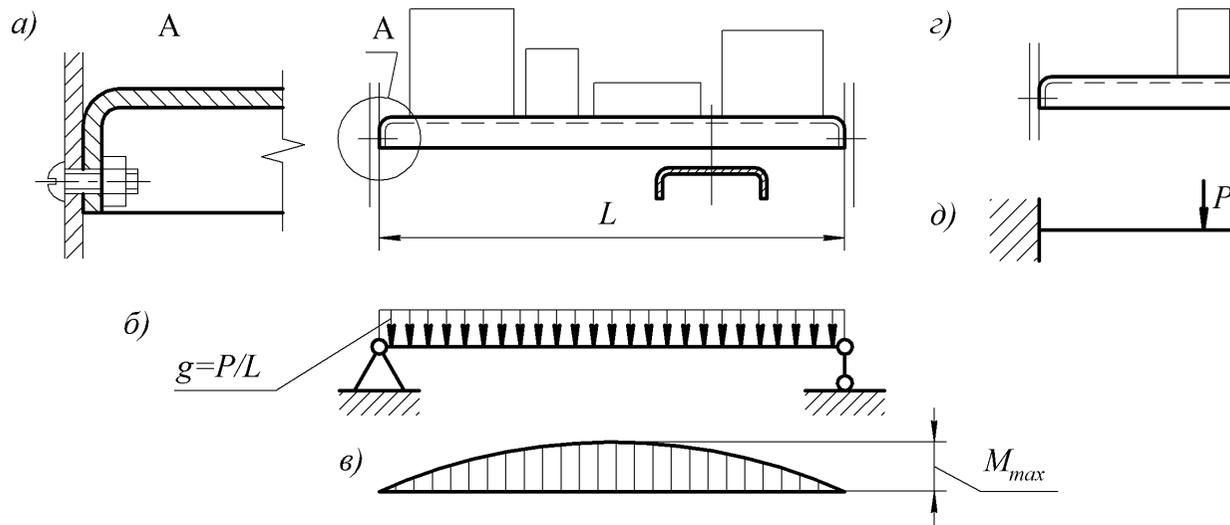


Рисунок 5. Компоновочная схема радиоизмерительного прибора, несущая система которого построена из тонкостенных стержней и пластинок

Шасси блока питания (рисунок 6, а) прибора по рисунку 5 при воздействии вибрации и ударов в направлении оси X можно рассчитывать как простую балку.



← Рисунок 6 – Несущие детали РЭС-сооружений из тонколистового проката: шасси в виде простой балки (а), его расчетная схема (б) и эпюра изгибающих моментов (в); шасси в виде консоли (г) и его расчетная схема (д)

Если по длине шасси расположено несколько приблизительно одинаковых сосредоточенных масс, то нагрузка без большой погрешности принимается равномерно распределенной (рисунок 6, б). Эпюра изгибающего момента для такой нагрузки изображена на рисунке 6, в. Максимальный изгибающий момент определяется по формуле

$$P_{max} = 0,125PL, \quad (6)$$

где M_{max} – максимальный изгибающий момент, Н·мм;

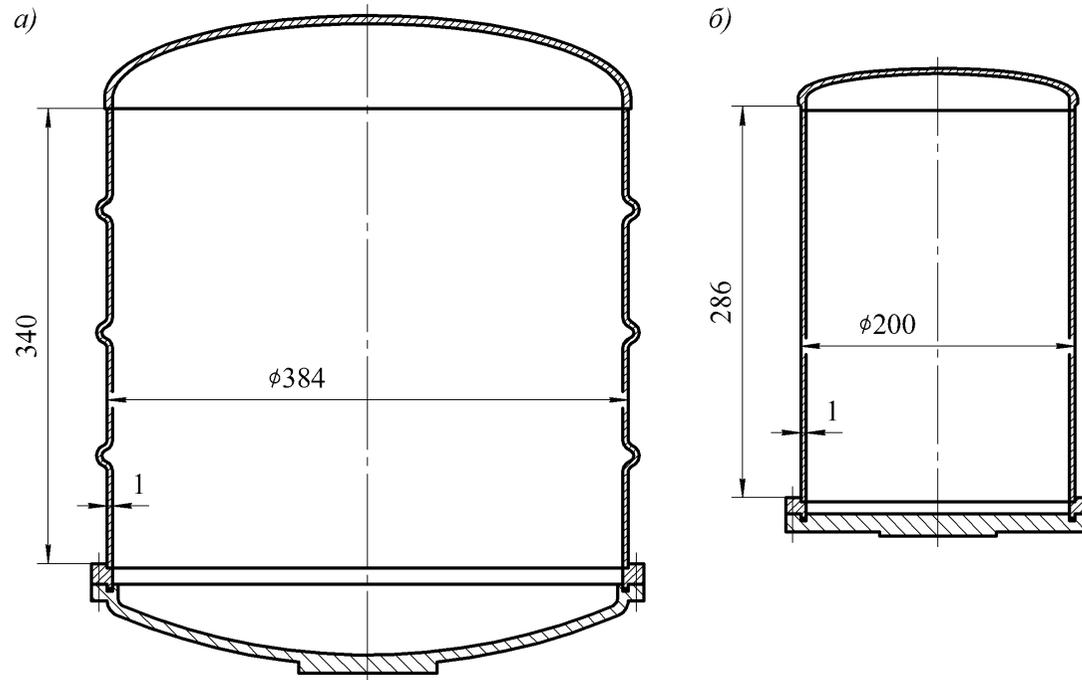
$P = qL$ – результирующая всех сосредоточенных сил, действующих на шасси, Н;

L – расстояние между опорами шасси, мм.

Динамический повторно-переменный характер нагрузки, действующей на шасси при вибрации и ударах и сопротивление шасси усталости можно оценить по [14, 15]. Расчет в этом случае сводится к расчету простой балки на статическую нагрузку.

При воздействиях в направлении оси Y шасси испытывает не только изгиб, но и кручение. В этом случае его следует рассчитывать как тонкостенный стержень [5]. Расчет более сложен и менее точен, чем в первом случае.

Печатные платы и многие другие несущие элементы РЭС-сооружений должны схематизироваться как пластинки [5]. В учебниках по конструированию РЭС приводятся лишь методы определения резонансных частот пластинок. Этого не достаточно для оценки прочности РЭС-сооружения.



Распространенным механическим элементом РЭС являются оболочки. В РЭС к оболочкам, нагруженным внешним давлением, относятся баллоны электровакуумных приборов. При конструировании РЭС-сооружений электровакуумные приборы применяются как готовые (покупные) изделия. Конструкторы РЭС их проектирование не занимают, поэтому эти баллоны рассматривать как элементы РЭС-сооружений нецелесообразно. А вот герметичные кожухи РЭС относятся к РЭС-сооружениям. Другой пример оболочек в РЭС-сооружениях – баллоны квантовых приборов (рисунок 7).

Нагрузкой оболочек по рисунку 7 является атмосферное давление, внешнее по отношению к оболочке. Расчет таких оболочек необходимо вести с учетом возможности потери оболочкой не только прочности, но и потери устойчивости.

Рисунок 7 – Примеры оболочек в РЭС-сооружениях:

- а) вакуумный баллон активного водородного стандарта частоты Ч1-75;
- б) вакуумный баллон пассивного водородного стандарта частоты Ч1-76

Соединения в РЭС-сооружениях

По возможности относительного перемещения соединяемых частей соединения делятся на подвижные и неподвижные (ГОСТ 23887 – 79 [16]). В теории механизмов (одном из разделов прикладной механики) изучаются и классифицируются

только подвижные соединения механизмов (кинематические пары, кинематические соединения) [17]. Классификация соединений в строительной механике (другом разделе прикладной механики) включает и неподвижные соединения сооружений: жесткие узлы, заземленные опоры, заземленные контуры пластинок [9]. При создании *T*-систем в общем случае приходится конструировать как механизмы (изменяемые системы), так и сооружения (неизменяемые системы).

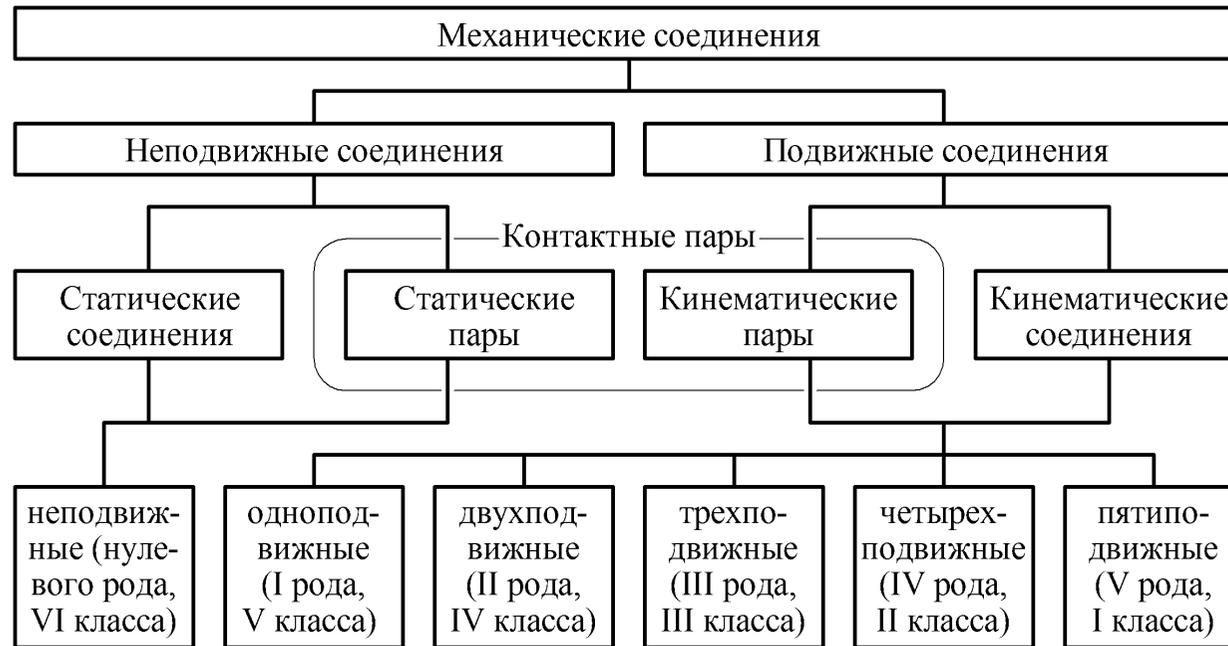


Рисунок 8 – Классификация механических соединений

D10. Контактная пара – подвижное или неподвижное соединение двух соприкасающихся структурных единиц.

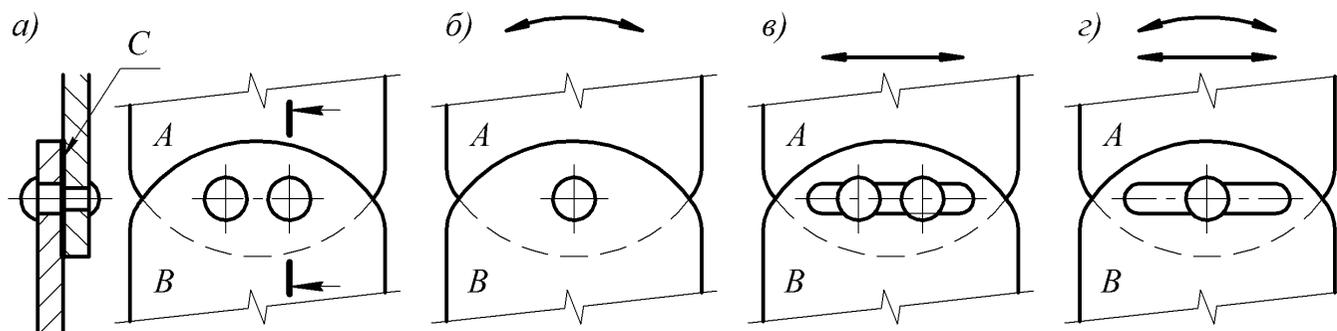
В пространственных системах возможны контактные пары всех шести родов, в плоских – только пары нулевого, I и II родов. Примеры контактных пар плоских систем приведены на рисунках 9.

Из теории механизмов известно, что относительная подвижность соединяемых звеньев может быть обеспечена не только кинематическими парами, но и кинематическими соединениями, когда между соединяемыми не имеющими непосредственного контакта звеньями вводятся промежуточные звенья, например, шарикоподшипники. Аналогично

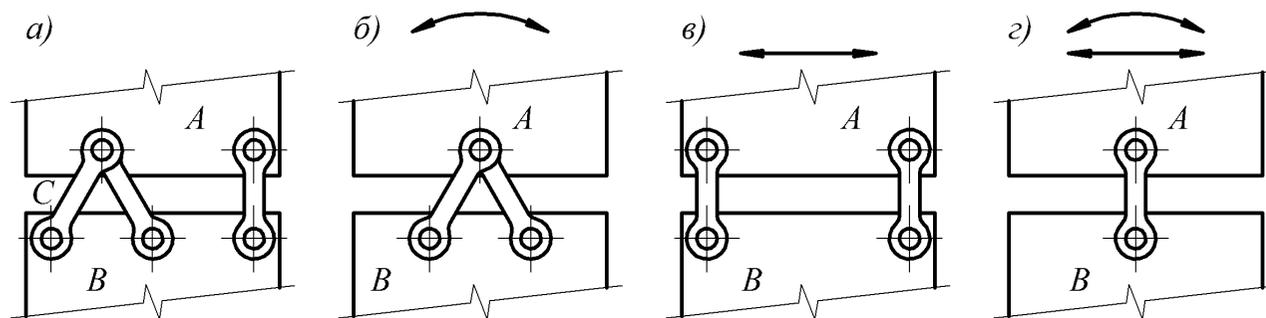
Соответственно и наука о конструировании должна изучать и классифицировать соединения и с точки зрения теории механизмов и с точки зрения строительной механики. Схема классификации соединений с обеих точек зрения предложена на рисунке 8.

Понятие «контактная пара» [18] – обобщение понятия «кинематическая пара» из теории механизмов – включает в себя как *подвижные*, так и *неподвижные* статические пары. Так же, как и кинематические пары в теории механизмов, контактные пары можно разделить на высшие и низшие, на пары с односторонними и двусторонними связями [17].

относительная неподвижность двух структурных единиц может быть обеспечена не только статической парой, но статическим соединением, когда между двумя соединяемыми структурными единицами вводятся промежуточные тела. Примеры соединений с помощью промежуточных тел – на рисунках 10.



← Рисунок 9 – Контактные пары, образованные структурными единицами *A* и *B*: *a*) статическая пара (пара нулевого рода); *б*) и *в*) кинематические пары I рода, *г*) кинематическая пара II рода



← Рисунок 10 – Соединения между структурными единицами *A* и *B* в плоских сооружениях: *a*) статическое соединение (соединение нулевого рода); *б*) и *в*) кинематические соединения I рода, *г*) кинематическое соединение II рода

Контактирующие поверхности *C* (рисунки 9) и стержни *C* (рисунки 10) обеспечивают механические связи между структурными единицами *A* и *B*.

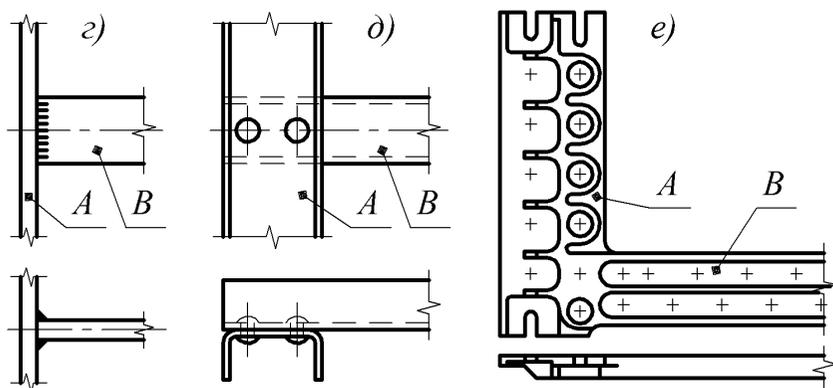
D11. Связь – ограничение, наложенное на относительное перемещение структурных единиц вдоль некоторой оси координат, или на вращение вокруг этой оси.

Механическое соединение между структурными единицами представляет собой материальную реализацию абстрактных связей между ними. На расчетных схемах каждая связь условно изображается стержнем с шарнирами на концах. Модели соединений, обычно используемых в строительной механике при расчетах плоских сооружений и пластинок, приведены в таблице 1.

Конструкции реальных соединений в сооружениях разнообразны и их подвижность или неподвижность обычно не выражена столь отчетливо как на рисунках 9 и 10. В строительной механике часто приходится рассматривать как подвижные соединения, которые с конструктивной точки зрения и с точки зрения теории механизмов подвижными не являются. При составлении расчетных схем часто одинаковые по конструкции соединения могут представляться разными моделями.

Например, в строительной механике неподвижные соединения стержней фермы для упрощения расчета принимаются шарнирными, а такие же соединения в раме – жесткими [6].

Шасси на рисунке 6, *а* имеет одинаковые по конструкции опоры. В расчетной схеме (рисунок 6, *б*) эти опоры представлены с одного конца как цилиндрическая неподвижная, с другого как цилиндрическая подвижная. Такая же по конструкции опора консоли (рисунок 6, *з*) на расчетной схеме (рисунок 6, *д*) должна быть принята защемленной неподвижной.



Стержни *A* и *B* на рисунке 11, *а* стержни *A* и *B* соединены с помощью сварки, на рисунке 11, *б* – с помощью заклепок. Если стержень *B* – консоль, то эти соединения следует полагать жесткими узлами. Если стержень *B* – один из концов двухопорной балки, то соединения по рисунку 11, *а*, *б* необходимо рассматривать как шарнирные узлы.

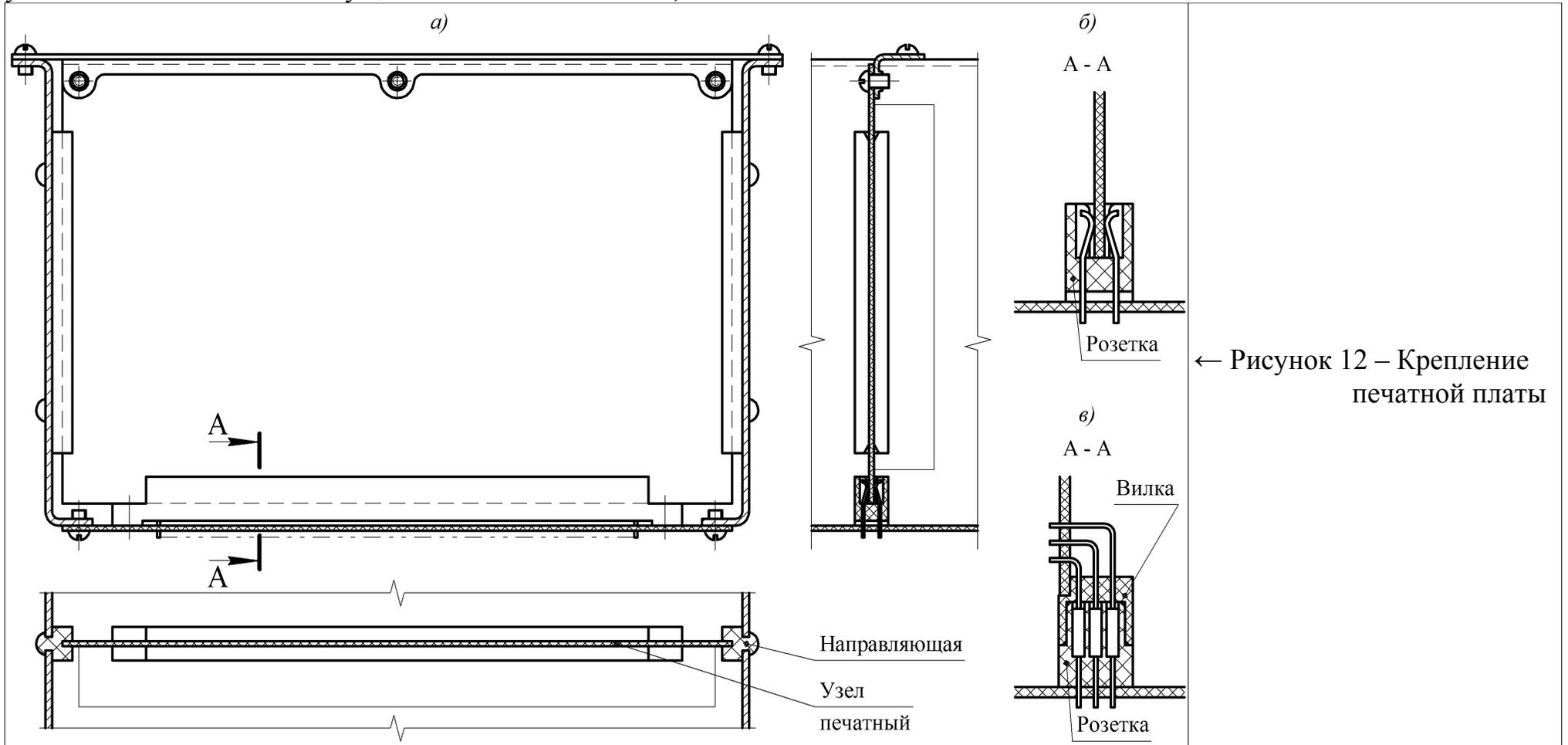
На рисунке 11, *в* стержни *A* и *B* – элементы одной детали, т. е. соединения с конструктивной точки зрения нет. Но при анализе прочности эти стержни должны рассматриваться как соединенные жестким узлом.

Рисунок 11 – Некоторые узлы стержневых систем РЭС-сооружений

Таблица 1

Назначение соединения	Род соединения	Тип соединения	Условные обозначения на расчетных схемах	Некоторые конструктивные схемы соединений
Опоры плоских сооружений	0	Защемленная неподвижная опора		
	I	Цилиндрическая неподвижная опора		
	II	Цилиндрическая подвижная опора		
Узлы плоских стержневых систем	0	Жесткий узел		
	I	Шарнирный узел		
Закрепления краев пластинок	0	Защемленный край пластинки		
	I	Шарнирно опертый край пластинки		

Пластинки в РЭС-сооружениях имеют, как правило, шарнирно опертые или свободные от крепления края. Печатная плата в узле, приведенном на рисунке 12, *а*, рассчитывается как свободно опертая по четырем сторонам, несмотря на различия в конструкциях реального крепления по этим сторонам. Ни направляющие, ни розетка непосредственного сочленения (сечение А – А на рисунке 12, *б*) не обеспечивают защемления краев. Не обеспечивает защемления и соединитель, изображенный на рисунке 12, *в*. Такой соединитель может обеспечить защемление, если его розетка будет установлена на основание существенно более жесткое, чем обычная печатная плата.



← Рисунок 12 – Крепление печатной платы

Четвертая сторона, если она крепится более чем двумя винтами в углах, должна считаться как шарнирно опертая. Если винтов только два в углах, то этот край должен считаться свободным от крепления.

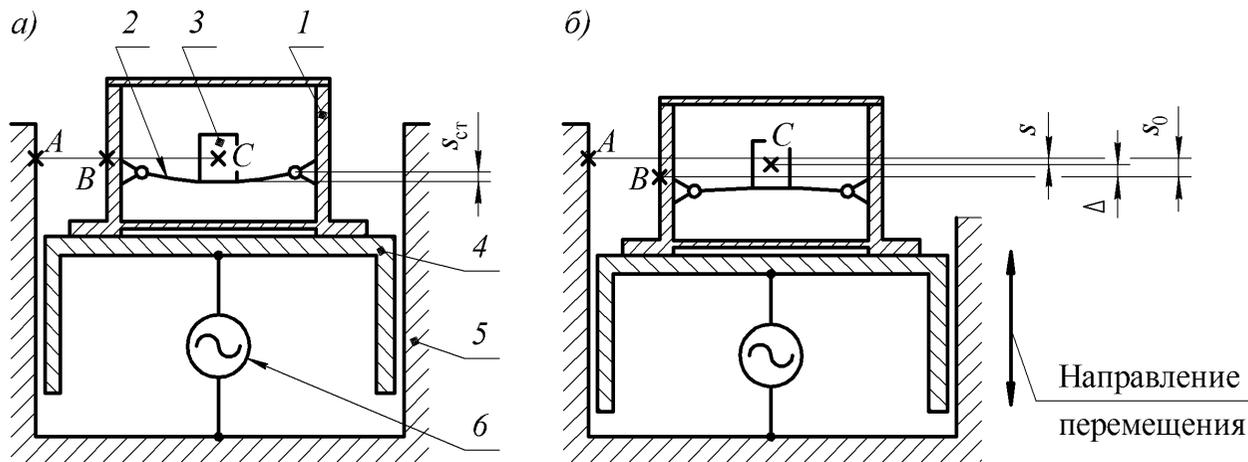
Выбор модели соединений в строительной механике осуществляется путем сравнения жесткости рассчитываемой структурной единицы и жесткости ее соединения с другими структурными единицами или опорой. Каких-либо строгих правил для этого не разработано, поэтому в общем случае такой выбор осуществляется на основе опыта проектирования предшествующих конструкций и интуиции расчетчика.

Воздействия и нагрузки на РЭС-сооружения

Статические нагрузки на РЭС-сооружения, как правило, невелики. Проблемы при проектировании связаны с обеспечением прочности к динамическим нагрузкам, основными причинами которых является воздействие вибраций и ударов при эксплуатации. Поскольку реальные воздействия во время проектирования не известны, при анализе прочности ориентируются на стандартные испытательные воздействия, моделирующие условия эксплуатации. При расчетах прочности и жесткости РЭС-сооружений возникает необходимость в переходе от заданных в стандартах параметров воздействий к нагрузкам, используемым в качестве исходных данных в строительной механике.

В и б р а ц и я . Оценка вибропрочности РЭС чаще всего проводится путем кинематического возбуждения в элементах РЭС синусоидальной вибрации на вибростендах (рисунок 13).

Механическая колебательная система, состоящая из блока РЭС массой M (нагрузки на несущую деталь) и упругого элемента (несущей детали) с коэффициентом жесткости, размещается в жестком корпусе РЭС, закрепленном на платформе вибростенда. Когда платформа неподвижна, неподвижны все элементы колебательной системы. Несущая деталь (предполагается невесомой) под действием веса массы M получила некоторый статический прогиб $s_{ст}$. Точка A , связанная с неподвижным основанием стенда, точка B , связанная с подвижной платформой стенда через жесткий корпус РЭС, и центр масс нагрузки на несущую деталь C в состоянии покоя находятся на одном уровне.



← Рисунок 13 – Схема испытаний РЭС на вибропрочность:

- а) положение частей системы при неподвижной платформе стенда (1 – корпус РЭС, 2 – рассчитываемая несущая деталь, 3 – нагрузка с массой M на несущей детали, 4 – платформа стенда, 5 – неподвижные части стенда, 6 – источник вибрации);
 б) положение частей системы при вибрирующей платформе стенда

При испытаниях платформа вместе с корпусом РЭС движется по закону

$$s_0 = s_{0a} \sin 2\pi ft, \quad (7)$$

где s_0 – мгновенное значение перемещения платформы стенда,

s_{0a} – амплитуда перемещения платформы стенда,

f – частота вибрации,

t – время.

Ускорение платформы стенда изменяется также по синусоидальному закону. Амплитуда ускорения платформы стенда a_{0a} ($\text{м}/\text{с}^2$), амплитуда перемещения s_{0a} (м) и частота вибрации f (Гц) связаны соотношением

$$a_{0a} = s_{0a} (2\pi f)^2 \approx 40s_{0a} f^2. \quad (8)$$

Если амплитуду перемещения платформы выразить в мм, как это часто бывает в стандартах, то соотношение (8) примет вид

$$a_{0a} \approx \frac{s_{0a} f^2}{25}. \quad (9)$$

В стандартах обычно задаются параметры вибрации, которой должны подвергаться РЭС на испытаниях: диапазон частот от низшей частоты f_n до высшей f_b , амплитуда ускорения или амплитуда перемещения платформы стенда. В некоторых случаях одновременно задаются амплитуда перемещения и амплитуда ускорения. В этом случае также указывается частота перехода f_p . ($f_n < f_p < f_b$), на которой выполняется соотношение (8) и (9) для заданных амплитуды ускорения и амплитуды перемещения. При испытаниях на частотах ниже частоты перехода поддерживается заданное значение амплитуды перемещения, на частотах выше частоты перехода – заданное значение амплитуды ускорения.

Масса M будет совершать колебания с той же частотой, с которой колеблется платформа вибростенда. Центр массы C относительно точки A (в неподвижной системе координат) колеблется по закону

$$s = s_a \sin 2\pi ft, \quad (10)$$

где s – мгновенное значение абсолютного перемещения центра массы M ,
 s_a – амплитуда абсолютного перемещения центра массы M .

Относительно точки B (в подвижной системе координат) масса M будет колебаться по закону

$$\Delta = \Delta_a \sin 2\pi ft, \quad (11)$$

где Δ – мгновенное значение относительного перемещения массы M (мгновение значение прогибов несущей детали),
 Δ_a – амплитуда относительного перемещения центра массы M (амплитуда прогибов несущей детали).

Необходимое для расчетов на прочность амплитудное значение P_a нагрузки на несущую деталь можно рассчитать по формуле

$$P_a = \mu_1 M a_{0a}, \quad (12)$$

Амплитуды колебаний массы M зависят от амплитуды колебаний стола стенда и частоты вибрации. Зависимость этой амплитуды выражается формулами:

$$\text{в относительной системе координат } \Delta_a = \mu_2 s_{0a}, \quad (13)$$

$$\text{в абсолютной системе координат } s_a = \mu_3 s_{0a}. \quad (14)$$

Коэффициенты динамичности μ_1, μ_2, μ_3 определяются по формулам [19]

$$\mu_1 = 1 / \sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \eta^2 / Q^2}, \quad (15)$$

$$\mu_2 = \eta^2 / \sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \eta^2 / Q^2}, \quad (16)$$

$$\mu_3 = \sqrt{1 + \eta^2 / Q^2} / \sqrt{(1 - \eta^2)^2 + \eta^2 / Q^2}, \quad (17)$$

где $\eta = f/f_0$ – частотное отношение;
 f_0 – собственная частота колебательной системы;
 Q – добротность колебательной системы.

Добротность связана с другими показателями потерь, используемыми в технической литературе при анализе вибрации, соотношениями [20]:

$$Q = \frac{1}{2\beta} = \frac{1}{\gamma} = \frac{\pi}{\lambda} = \frac{2\pi}{\psi} = \mu_0, \quad (18)$$

где $\beta = \delta/2\pi f_0$ – относительное демпфирование;
 δ – коэффициент демпфирования;
 λ – логарифмический декремент колебаний;

ψ – коэффициент поглощения;

μ_0 – коэффициент динамичности при $\eta=1$.

По одному из распространенных методов испытание на вибропрочность проводят путем последовательного воздействия на РЭС синусоидальной вибрации с частотой из следующего ряда: 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000 Гц (ГОСТ 12090 – 80 [21]). Испытание начинается с верхней частоты диапазона частот, установленного в технических условиях или техническом задании на разработку.

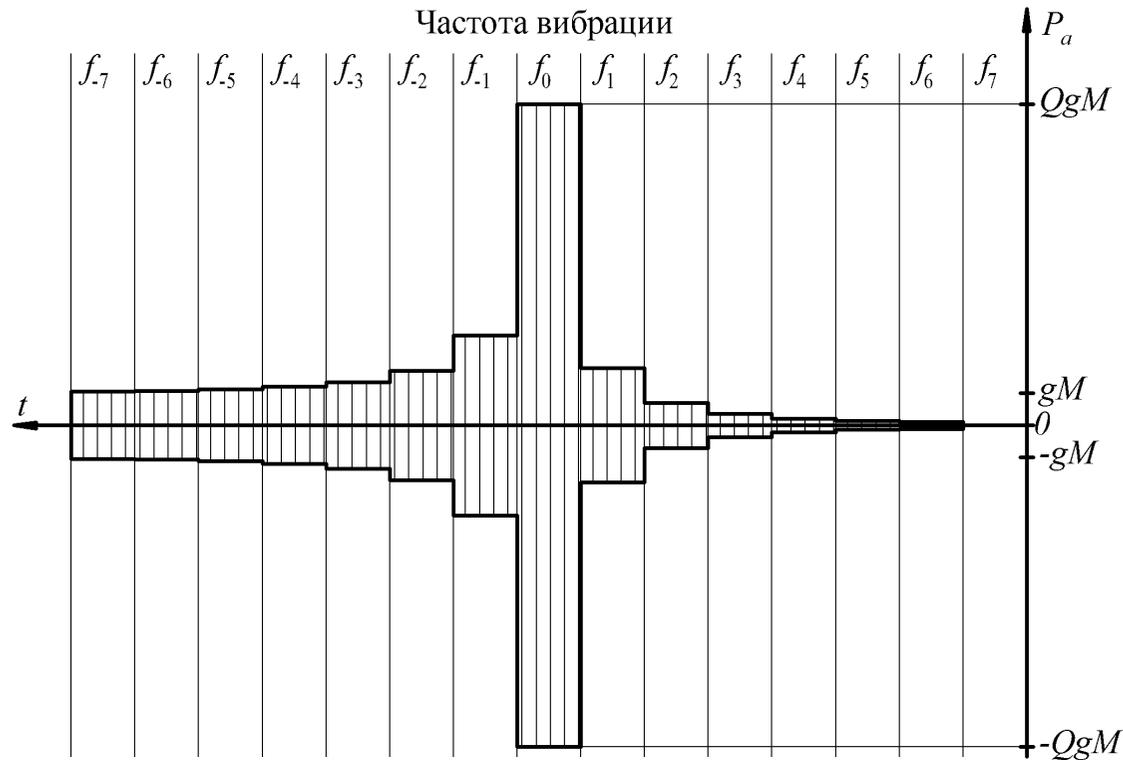


Рисунок 14 – Зависимость уровня вибрационных нагрузок на несущую деталь от испытательной частоты

$f_{-n}, \dots, f_{-3}, f_{-2}, f_{-1}$, – дорезонансные частоты стандартного ряда;

$f_{+1}, f_{+2}, f_{+3}, \dots, f_{+m}$, – послерезонансные частоты стандартного ряда.

На рисунке 14 показана последовательность приложения и уровень вибрационных нагрузок на несущую деталь системы с одной степенью свободы, собственная частота которой совпадает с одной из частот вибрации, при стандартных испытаниях на вибропрочность. По этому графику можно оценивать значения коэффициентов динамичности и нагрузки на упругий элемент для любой частоты из стандартного ряда испытательных частот, если известно значение собственной частоты рассматриваемого элемента. Значение коэффициента динамичности $\mu_0=Q$ для собственной частоты обычно лежит в пределах 2 – 25 ($\beta = 0,02 – 0,25$ [20]). В отсутствие экспериментальных данных для несущих систем из легких сплавов можно принять $\mu_0=Q=10$.

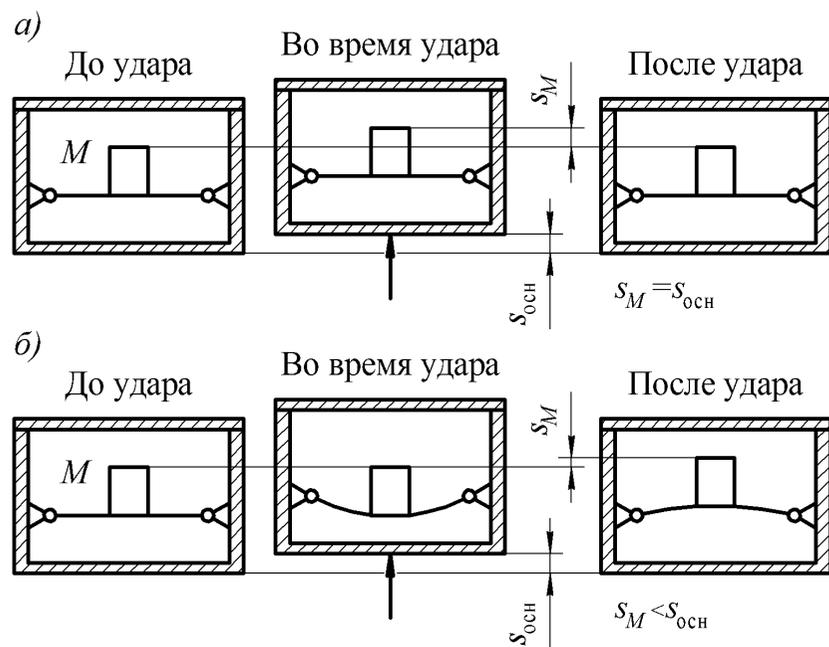
На рисунке 14 применены следующие обозначения:

f_0 – собственная частота системы;

Удар. Результат воздействия удара на колебательную систему зависит от относительной длительности импульса ударного ускорения, которая определяется по формуле

$$\tau^* = \frac{\tau}{T_0}, \quad (19)$$

где τ^* – относительная длительность импульса ударного ускорения; τ – длительность импульса ударного ускорения; T_0 – период свободных колебаний элемента конструкции.



Различают три основных режима воздействия удара: статический, амортизационный и резонансный [22, 23]. Если $\tau^* \gg 1$, то наблюдается статический режим. В этом режиме масса M движется практически вместе с основанием. Ее пиковое перемещение s_M и пиковое ускорение a_M практически совпадает с пиковым перемещением $s_{осн}$ и пиковым ускорением $a_{осн}$ основания (рисунок 15, а).

Амортизационный режим наблюдается, когда $\tau^* \ll 1$ (для полусинусоидального импульса при $\tau^* < 0,25$). В этом случае пиковые перемещение и ускорение массы меньше пиковых перемещений и ускорений, приложенных к основанию, (происходит ослабление удара) (рисунок 15, б). В пределе при $\tau^* \rightarrow 0$ перемещение и ускорение массы равно нулю, т. е. имеет место полная изоляция удара.

При значении относительной длительности импульса близкой к единице (для полусинусоидального импульса $0,25 < \tau^* < (5 \dots 10)$) наблюдается резонансный режим. В этом случае пиковые пере-

Рисунок 15 – Статический (а) и амортизационный (б) режимы удара

мещение и ускорение массы превышают пиковые перемещение и ускорение основания, т. е. происходит усиление действия удара на массу.

Соотношение между длительностью ударного импульса, собственной частотой колебаний механической колебательной системы и режимом удара при ударе полусинусоидальным импульсом показаны на рисунке 16.

Максимальная нагрузка, действующая на упругий элемент при ударе, определяется по формуле

$$P_y = \mu_y M a_{\text{осн}}, \quad (20)$$

где P_y – максимальная нагрузка, действующая на упругий элемент при ударе, Н;

μ_y – коэффициент динамичности при ударе;

$a_{\text{осн}}$ – пиковое ударное ускорение основания, м/с²;

M – масса груза, размещенного на упругом элементе конструкции, кг.

Коэффициент динамичности при ударе полусинусоидальным импульсом определяется по графику на рисунке 17 [24].

Атмосферное пониженное давление. Наземные и морские РЭС могут подвергаться воздействию атмосферного давления при транспортировании в негерметизированных отсеках самолетов. РЭС-сооружения критичны к воздействию пониженного давления при авиатранспортировании только в том случае, если в их состав входят герметичные оболочки, из которых не откачен воздух.

Интенсивность распределенной нагрузки на оболочку определяется разностью давлений внутри и снаружи оболочки

$$q = |q_{\text{вн}} - q_{\text{нар}}|, \quad (21)$$

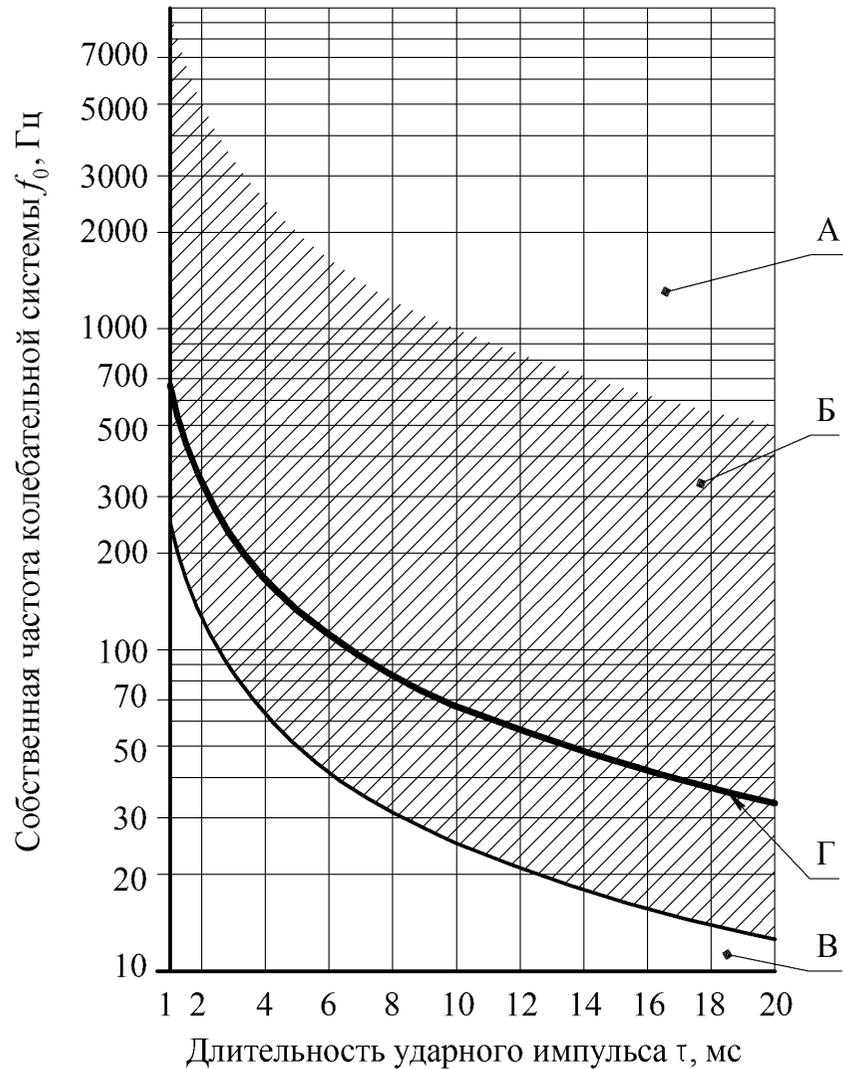
где q – интенсивность распределенной нагрузки на оболочку, МПа;

$q_{\text{вн}}$ – давление внутри оболочки, МПа;

$q_{\text{нар}}$ – давление снаружи оболочки, МПа.

При сборке РЭС в наземных условиях давление внутри и снаружи оболочки уравновешены (рисунок 18, а). При авиатранспортировании в начале полета давление внутри превышает давление снаружи (рисунок 18, б). Если степень герметичности относительно не высока (например, водонепроницаемые оболочки могут быть проницаемы для воздуха), в

течение длительного полета воздух может выйти из оболочки, и при посадке давление снаружи может превысить давление изнутри (рисунок 18, в).



← Рисунок 16 – Режимы удара полусинусоидальным импульсом:

- А – зона статического режима удара;
- Б – зона резонансного режима удара;
- В – зона амортизационного режима удара;
- Г – кривая, соответствующая максимальному коэффициенту динамичности

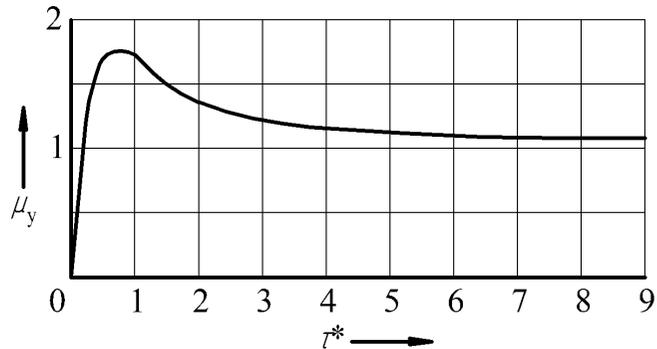


Рисунок 17 – График зависимости коэффициента динамичности при ударе от относительной длительности ударного импульса

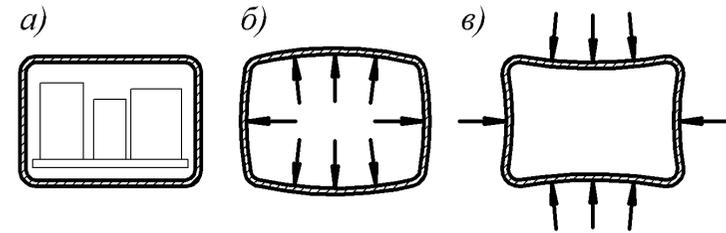


Рисунок 18 – Нагрузки на оболочку герметичного корпуса при авиатранспортировании

Заключение

РЭС – это не только совокупность конденсаторов, резисторов и других электрорадиокомпонентов, функционирование РЭС – это не только взаимодействие электрических токов, напряжений, электрических и магнитных полей. РЭС не могут существовать без совокупности изделий, объединяющих эти компоненты в единую механическую систему, – РЭС-сооружения. Проектирование РЭС-сооружений является обязательной операцией в общем проектировании РЭС. Научной основой проектирования РЭС-сооружения должна быть строительная механика. Составленные при компоновке РЭС силовые схемы РЭС-сооружений полезно подвергать кинематическому анализу, основные несущие детали при проектировании желательно рассчитывать на прочность и жесткость. Эти и другие исследования РЭС как строительного сооружения при проектировании – необходимые условия создания оптимальных конструкций РЭС.

Литература

1. Пономарев В. А. Архитектурное конструирование: Учебник для вузов. – М.: Архитектура-С, 2008.
2. Протопопов А. Б., Жулев В. И. Конструкция и работа частей самолета. – М.: Военное издательство Министерства обороны СССР, 1958.
3. Мухин Н. В., Першин А. Н., Шишман Б. А. Статика сооружений: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1980.
4. Ржаницын А. Р. Строительная механика: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1982.
5. Бояршинов С. В. Основы строительной механики машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1973.
6. Спицына Д. Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций: Учебник для вузов. – М.: Высш. шк., 1977.
7. Живейнов Н. Н., Карасев Г. Н., Цвей И. Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988.
8. Бобков Н. М. Общетехнические принципы проектирования в радиоаппаратостроении // Системы и средства связи, телевидения и радиовещания. – 2008. – Вып. 1, 2.
9. Строительная механика. Сборник рекомендуемых терминов, вып. 82. – М.: Наука, 1969.
10. Биргер И. А., Мавлютов Р. Р. Сопротивление материалов: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1986.
11. ГОСТ 17524 – 68. Колеса с массивными шинами безрельсового транспорта. Технические условия.
12. Аппаратура для частотных и временных измерений / Под ред. А. П. Горшкова. – М.: Советское радио, 1971.
13. Элементы приборных устройств (основной курс): Учеб. пособие для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Детали соединений и передачи / Под ред. О. В. Тищенко. – М.: Высш. шк., 1982.
14. Бобков Н. М. Оценка усталостной прочности несущих деталей БНК при воздействии вибрации // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 1997. – №4.
15. Бобков Н. М. Механические воздействия и нагрузки на элементы несущих систем РЭС // Кварц: Радиоизмерения и электроника: Научно-технический и рекламно-коммерческий периодический журнал НИИПИ «Кварц». – 1998. – Вып. №7.
16. ГОСТ 23887 – 79. Сборка. Термины и определения.
17. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1973.
18. Кулагин В. В. Основы конструирования оптических приборов: Учеб. пособие для вузов. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982.
19. Левитский Н. И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов. – М.: Наука, 1988.
20. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. – М.: Советское радио, 1971.
21. ГОСТ 12090 – 80. Частоты для акустических измерений. Предпочтительные ряды.
22. Испытания радиоэлектронной, электронновычислительной аппаратуры и испытательное оборудование / Под ред. А. Н. Коробова. – М.: Радио и связь, 1987.
23. Пеллинец В. С. Измерение ударных ускорений. М.: Изд-во стандартов, 1975.
24. Динамический расчет зданий и сооружений: Справочник проектировщика / Под ред. Б. Г. Коренева, Н. М. Рабиновича. – М.: Стройиздат, 1984.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ

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

Стержневые системы образуются двумя основными способами. Согласно первому способу стержневая система получается из жестких элементов, называемых блоками, и устройств, осуществляющих связи между ними. Блок – геометрически неизменяемое плоское или пространственное тело. В стержневых системах блоками также называются также и отдельные стержни. Устройства, осуществляющие связи между блоками, могут быть жесткими или шарнирными. При наличии жестких связей соединяемые части превращаются в один целый монолитный блок.

Кроме указанных, имеются опорные связи, т. е. элементы, осуществляющие связь между системой и основанием или каким-либо неподвижным телом

По второму способу стержневая система образуется из шарниров, а связями для них служат блоки. Указанным двум способам образования стержневых систем соответствуют два вида формул для определения числа степеней свободы системы.

§ 1. Число степеней свободы системы, составленной из геометрически неизменяемых элементов, соединенных шарнирами

Числом степеней свободы какого-либо тела называется количество независимых геометрических параметров, определяющих положение тела. Положение точки на плоскости определяется двумя координатами x и y . Поэтому у точки на плоскости две степени свободы.

Положение блока на плоскости определяется двумя координатами x , y какой-либо его точки A на прямой AB , принадлежащей блоку, и углом наклона этой прямой φ относительно выбранной системы координат (рисунок 1).

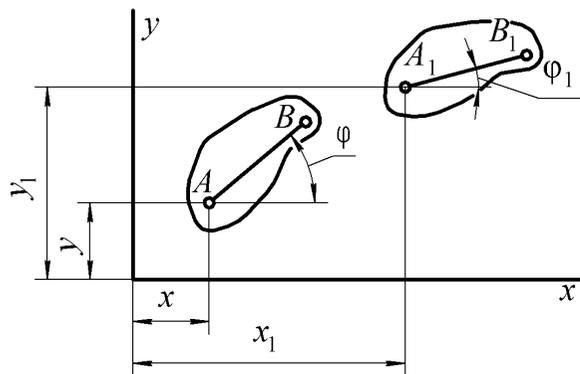
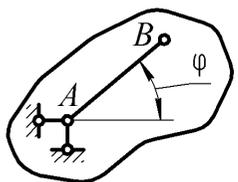


Рисунок 1



← Рисунок 2

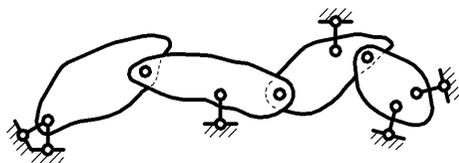


Рисунок 3

Таким образом, блок и прямая на плоскости имеют три степени свободы. В пространстве блок имеет шесть степеней свободы, а положение прямой в пространстве определяется только пятью независимыми параметрами, так как из трех углов α , β , γ , образуемых прямой с осями координат, только два являются независимыми вследствие наличия известной связи:

$$\cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma = 1$$

Если сравнить степени свободы в пространстве блока и какой-либо принадлежащей ему прямой AB , то можно заметить, что блок имеет дополнительную степень свободы по сравнению с прямой AB , позволяющую ему поворачиваться в пространстве вокруг оси, проходящей через прямую AB .

Устройство, уничтожающее одну степень свободы, рассматривается как одна кинематическая связь. Шарнир в плоской системе эквивалентен двум связям. На рисунке 2 показано, что точка A блока теряет две степени свободы, и тело может только поворачиваться на угол ϕ .

Подсчитаем число степеней свободы сооружения, составленного из ряда плоских блоков, шарнирно связанных между собой (рисунок 3). Для этого сначала подсчитаем общее число степеней свободы, предполагая, что никаких связей нет; затем вычтем из него число связей, налагаемых на движение системы всеми шарнирами и опорными стержнями.

Пусть число блоков B , число шарниров, связывающих блоки, $Ш$, число опорных стержней C_0 . Тогда число степеней свободы такой системы

$$W = 3B - 2Ш - C_0 \tag{1}$$

При этом шарнир, связывающий n звеньев, следует рассматривать, как $(n - 1)$ простых шарниров. На рисунке 4 полный шарнир связывает три плоских блока. Он может быть заменен двумя простыми шарнирами.

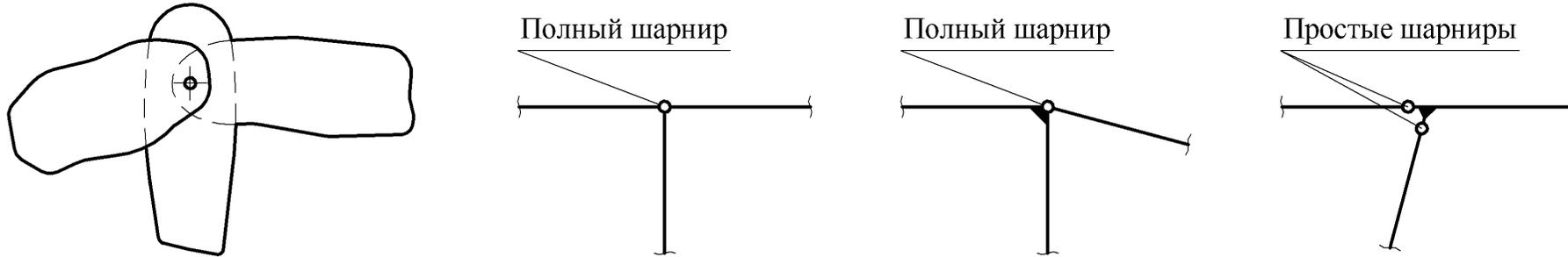


Рисунок 4

В формуле (1) под величиной $Ш$ следует понимать эквивалентное число простых шарниров.

Если фигура не имеет ни одного опорного стержня, то число ее степеней свободы можно представить в виде суммы: степени геометрической изменяемости непосредственно фигуры (вследствие взаимной подвижности ее элементов) и степени свободы фигуры как единого целого. Так как число степеней свободы неизменяемой фигуры на плоскости равно трем, то степень геометрической изменяемости фигуры, не имеющей опор,

$$V = 3Б - 2Ш - 3. \quad (2)$$

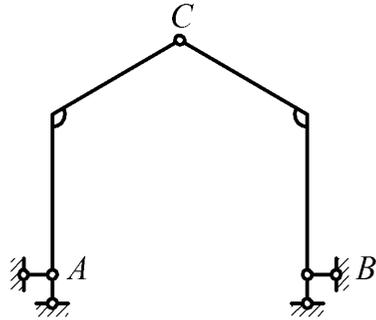
Определим число степеней свободы системы, составленной из блоков, соединенных пространственными шарнирами. Каждый блок обладает в пространстве шестью степенями свободы; каждый пространственный шарнир накладывает на точку присоединения блока три связи. Поэтому число степеней свободы шарнирно сочлененной системы в пространстве

$$W = 6Б - 3Ш - C_0. \quad (3)$$

Если число степеней свободы стержневой системы равно нулю ($W = 0$), то система неизменяема. Условие $W < 0$ показывает, что в системе, кроме необходимых, имеются еще и дополнительные связи, которые часто называют лишними. Число этих связей L . Тогда

$$L = -W \tag{4}$$

Использование полученных формул проследим на следующих примерах.



← Рисунок 5

Пример 1. На рисунке 5 изображена плоская шарнирно-сочлененная система, имеющая два блока и один связывающий их шарнир. Число опорных связей $C_0 = 4$; тогда $B = 2$, $Ш = 1$, применяя формулу (1), получим

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 - 4 = 0.$$

Фигура неподвижна и геометрически неизменяема.

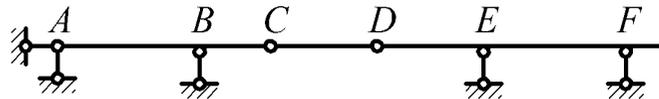
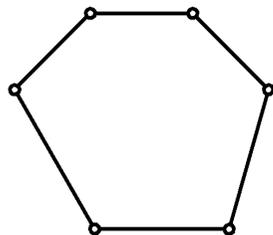


Рисунок 6

Пример 2. На рисунке 6 изображена многоопорная балка с шарнирами. Можно считать, что вся балка состоит из трех блоков, шарнирно связанных между собой. Тогда $B = 3$, $Ш = 2$, $C_0 = 5$. Следовательно,

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 5 = 0.$$

Балка является неподвижной и геометрически неизменяемой.



← Рисунок 7

Пример 3. На рисунке 7 изображен шарнирный n -угольник, который имеет n блоков и n шарниров. Число степеней свободы такой системы определим по формуле (1)

$$W = 3n - 2n = n.$$

Степень геометрической изменяемости фигуры

$$V = W - 3 = n - 3.$$

§ 2. Число степеней свободы шарнирно-стержневой системы

Согласно второму варианту образования стержневых систем предположим, что система состоит из некоторого числа раздельно расположенных шарниров, соединенных между собой блоками. При этом к одному шарниру может подходить несколько блоков. При этом к одному шарниру может подходить несколько блоков. Но каждый блок имеет только два шарнира по концам. Точки, где помещены центры этих шарниров, назовем узлами и число их обозначим U . До объединения блоками узлы имеют в пространстве $3U$ степеней свободы, а после объединения каждый блок снимает у пары связываемых им шарниров по одной степени свободы, так как каждый блок, соединяя только два шарнира, препятствует их сближению или удалению по линии, проходящей через их центры. Такой блок назовем стержнем. Итак, каждый стержень снимает у объединяемых им шарниров одну степень свободы. Пусть число стержней равно C , число опорных связей – C_0 . Тогда число степеней свободы такой системы в пространстве

$$W = 3U - C - C_0. \quad (5)$$

Аналогично установим число степеней свободы такой системы, когда все узлы могут двигаться только в одной плоскости. В этом случае число степеней свободы одного узла равно двум и, следовательно, число степеней свободы плоской шарнирно-стержневой системы

$$W = 2U - C - C_0. \quad (6)$$

Если рассматривать систему без опорных связей, то степень ее геометрической изменяемости

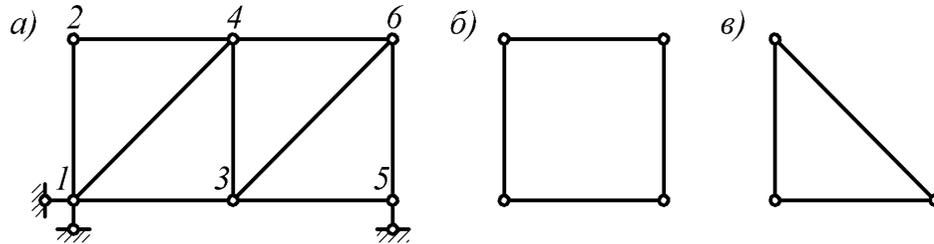
$$V = 2U - C - 3,$$

так как неизменяемая система на плоскости имеет три степени свободы. Полагая здесь $V = 0$, получим признак геометрической неизменяемости стержневой системы, отделенной от опор, в виде:

$$2U - C = 3 \quad (7)$$

Проследим использование полученных формул на простейших примерах.

На рисунке 8, *a* представлена ферма, имеющая следующие показатели: $U = 6$; $C = 9$; $C_0 = 3$. Число степеней свободы такой фермы согласно формуле (6)



$$W = 2U - C - C_0 = 12 - 9 - 3 = 0,$$

т. е. данная ферма является геометрически неизменяемой системой, не имеющей лишних связей.

Рисунок 8

На рисунках 8, *b* и 8, *в* изображены фермы без опорных стержней. Степень изменяемости фермы (рисунок 8, *b*)

$$V = 2U - C - 3 = 2 \cdot 4 - 4 - 3 = 1.$$

Для того, чтобы сделать ее неизменяемой, надо добавить один диагональный стержень. Для определения степени изменяемости треугольной фермы (рисунок 8, *в*) согласно той же зависимости

$$W = 2 \cdot 3 - 3 - 3 = 0,$$

т. е. треугольная ферма представляет собой неизменяемую систему без лишних связей.

§ 3. Принципы образования геометрически неизменяемых плоских систем

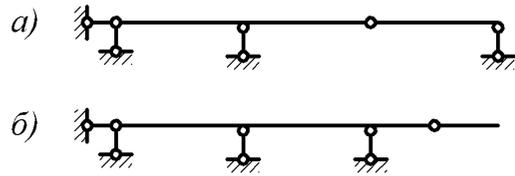


Рисунок 9

Указанные в § 1 и 2 соотношения между $У$, $С_0$, $С$ и $Б$, $Ш$ являются необходимыми, но недостаточными характеристиками числа степеней свободы сооружения. Например, на рисунке 9 в обоих случаях:

$$W = 3Б - 2Ш - C_0 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 - 4 = 0.$$

Однако в случае рисунка 9, *а* балка является геометрически неизменяемой системой, а в случае рисунка 9, *б* – геометрически изменяемой.

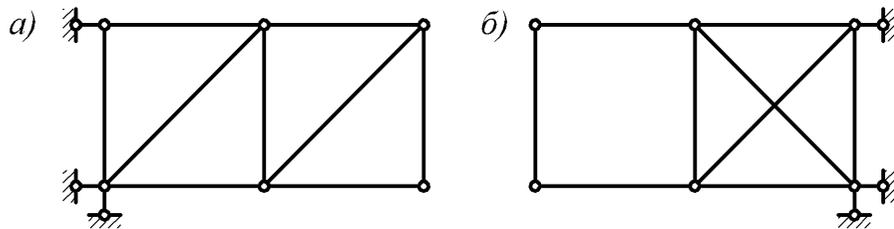


Рисунок 10

На рисунке 10 показаны две системы *а* и *б* с одинаковым количеством узлов и одинаковым количеством стержней. Но в системе *б* имеется геометрически изменяемая часть.

Из указанных примеров следует, что кроме использования полученных выше формул необходим анализ геометрической структуры сооружения.

Рассмотрим простейшие законы образования геометрически неизменяемых плоских систем. На рисунке 11 представлено несколько таких вариантов.

Если элемент с осью BC (рисунок 11, *а*) присоединяется к двум блокам, шарнирно соединенным в точке A , то ось его BC не должна проходить через шарнир A ;

присоединение узла A (рисунок 11, *б*) к блоку при помощи двух стержней AB и AC должно производиться таким образом, чтобы точки A , B и C не оказались на одной прямой;

если два блока (рисунок 11, *в*) связаны с помощью трех стержней, то их оси не должны пересекаться в одной точке; присоединение узла A (рисунок 11, *г*) с помощью трех стержней к геометрически изменяемой системе $1 - 2$, имеющей одну степень свободы (поворот относительно шарнира E), должно производиться таким образом, чтобы стержни, присоединяющие узел A , прикреплялись к различным блокам (например, AB к блоку 1 , а AC и AD к блоку 2).

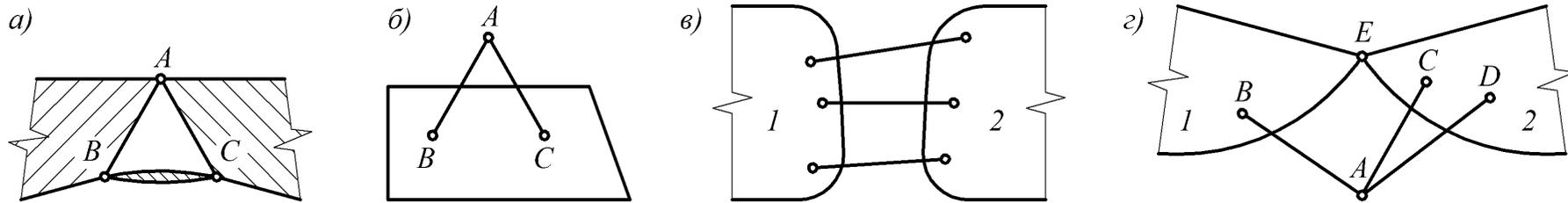


Рисунок 11

§ 4. Мгновенно изменяемые системы

Мгновенно изменяемыми называют такие системы, в которых имеется достаточное количество стержней, расположенных так, что изменяемость системы имеет место только при определенном положении ее элементов, а малейшее отклонение от этого опасного положения приводит систему к геометрической неизменяемости.

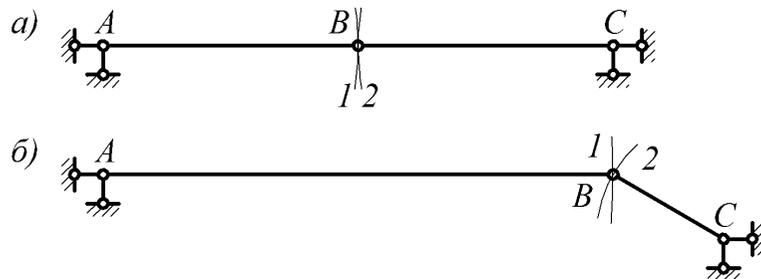


Рисунок 12

Простейший случай мгновенно изменяемой системы представлен на рисунке 12. В случае рисунка 12, а стержневая система имеет три шарнира, расположенные на одной прямой. Для анализа работы системы разделим мысленно стержни в точке В. Окружности 1 и 2, по которым могут перемещаться концы двух стержней, имеют общую касательную, следовательно, общий бесконечно малый элемент. Таким образом, соединение стержней в точке В не мешает бесконечно малому перемещению общей точки без изменения длины ее элементов. В случае рисунка 12, б общей касательной нет. Поэтому бесконечно малое перемещение общей точки В невозможно.

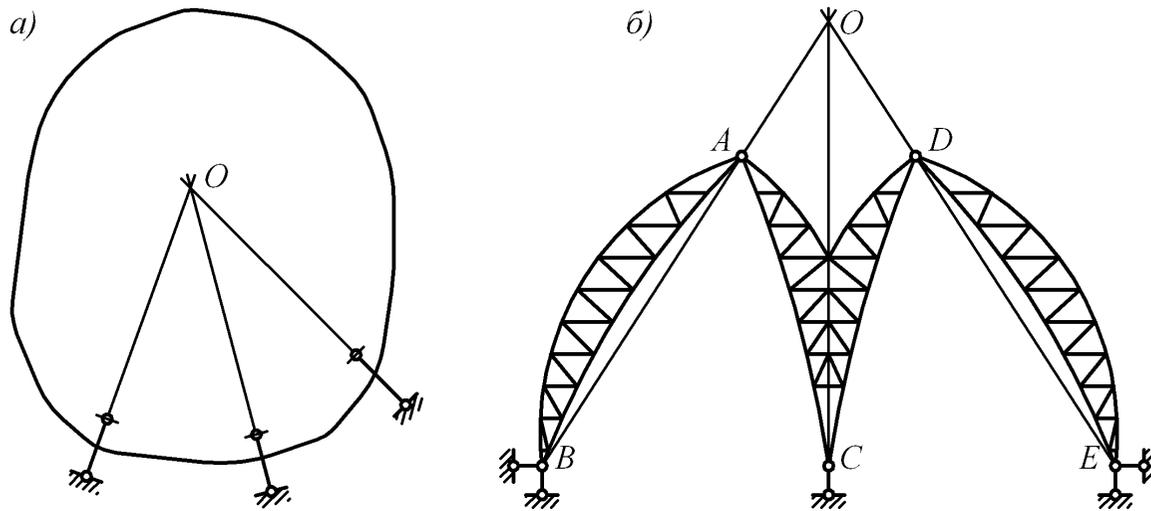


Рисунок 13

Плоский блок (рисунок 13, а), имеющий три опорных стержня, пересекающихся в одной точке, тоже обладает мгновенной подвижностью, так как допускает небольшой поворот относительно точки O . На рисунке 13, б наклонными опорными стержнями являются полуарки AB и DE .

Мгновенно изменяемые системы теоретически имеют лишь бесконечно малую подвижность, но фактически их перемещения под действием нагрузки несравненно больше перемещений геометрически изменяемых систем, вызванных их деформацией. Поэтому опасными являются не только мгновенно изменяемые, но и близкие к ним системы.

При действии произвольной нагрузки мгновенно изменяемые системы не находятся в состоянии равновесия; поэтому уравнения статики для них не удовлетворяются. Опорные реакции или усилия в мгновенно изменяемых системах, определяемые по уравнениям статики, принимают бесконечно большие значения, а в некоторых случаях они становятся неопределенными.

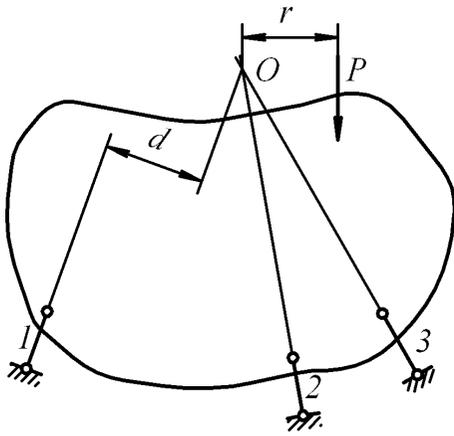


Рисунок 14

На рисунке 14 показан плоский блок, присоединенный к неподвижной системе с помощью трех связей 1, 2, 3. Предположим, что все эти связи не пересекаются в точке O . Найдем усилие N_1 , возникающее в связи 1. Направление действия этого усилия не проходит через точку O . Из условия равенства нулю моментов относительно точки O

$$N_1 = Pr/d.$$

Теперь допустим, что $d \rightarrow 0$. Тогда $N_1 \rightarrow \infty$. Если $d \rightarrow 0$ и $r \rightarrow 0$, то $N_1 = 0/0$, т. е. усилие неопределенно.

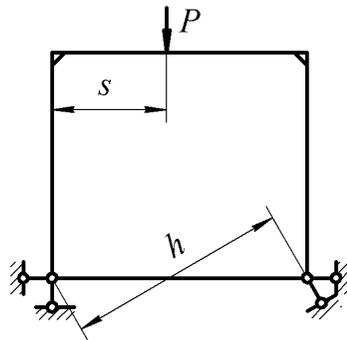


Рисунок 15

На рисунке 15 показан другой пример. Легко убедиться, что по мере уменьшения наклона правого опорного стержня усилие в нем возрастает и при горизонтальном положении становится равным бесконечности. Действительно,

$$Ps = Rh,$$

где R – реакция правой опоры.
При $h \rightarrow 0$ $R \rightarrow \infty$.

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)

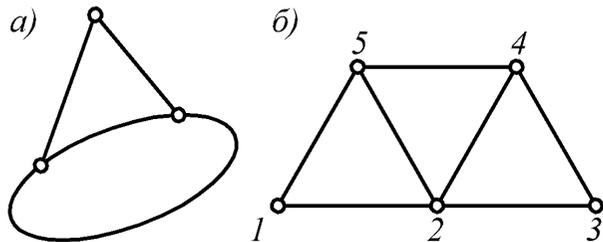


Рисунок 1

Рассмотрим правила образования плоских неизменяемых систем. Прежде всего отметим, что любой узел, прикрепленный к блоку при помощи диады – двух линейных связей, не лежащих на одной прямой (рисунок 1, *a*), будет неподвижен относительно этого блока. На основании этого можно заключить, что последовательное присоединение к неизменяемой системе любого числа узлов при помощи диад образует в целом неизменяемую систему. Например, образование ранее рассмотренной шарнирно-стержневой системы (рисунок 1, *б*) можно представить так: к стержню $1-2$, выбранному за основание (блок), прикрепляют последовательно узлы 5 , 4 и 3 . Полезно запомнить, что фермы с треугольной решеткой являются неизменяемыми системами.

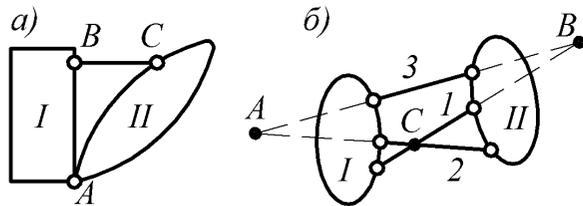


Рисунок 2

Второй путь образования плоской системы основывается на присоединении к блоку I другого блока II при помощи трех элементарных связей: либо шарнира A и стержня BC , не проходящего через этот шарнир (рисунок 2, *a*), либо тремя стержнями 1 , 2 , 3 , не пересекающимися в одной точке (рисунок 2, *б*).

Заметим, что два любых стержня, не объединенных общим шарниром, создают в точке пересечения соответствующих прямых мгновенный центр вращения O_{ij} одного блока i относительно другого j ; таким образом, точка O_{ij} выполняет функцию «мгновенного шарнира».

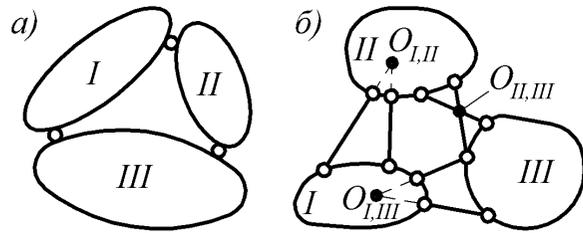


Рисунок 3

На рисунках 3 показаны плоские системы, образованные из трех блоков. Каждый блок соединен с каждым другим при помощи шарнира (см. рисунок 3, *a*) или двух линейных связей («мгновенного шарнира») (см. рисунок 3, *б*). Важно, чтобы три шарнира, соединяющие блоки, или, что то же самое, три мгновенных центра вращения O_{ij} не лежали на одной прямой.

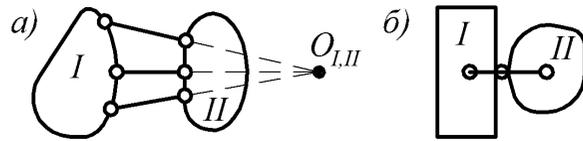


Рисунок 4

Если указанные требования о расположении связей между соединяемыми блоками не выполняются, то блоки имеют бесконечно малые перемещения; такие системы называются *мгновенно изменяемыми*. Так, в системах из двух блоков, изображенных на рисунках 4, соединяющие связи образуют единый мгновенный центр вращения, а в системах, показанных на рисунках 5, три блока соединены шарнирами либо «мгновенными шарнирами», лежащими на одной прямой.

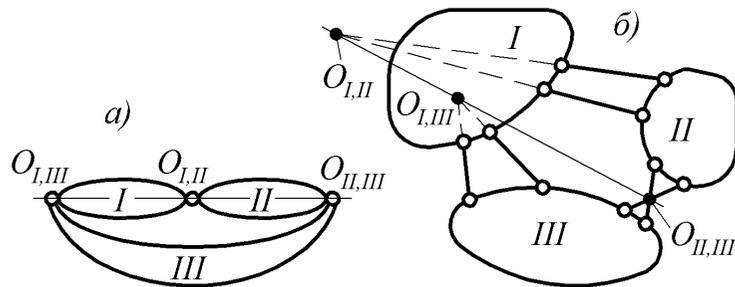


Рисунок 5

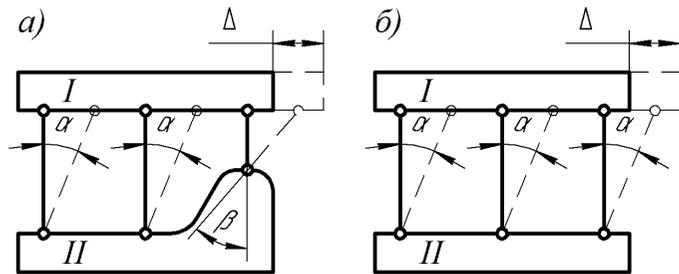


Рисунок 6

Следует различать мгновенно изменяемые системы и просто изменяемые системы. На рисунке 6, а показана мгновенно изменяемая система, у которой три связи, соединяющие два блока, параллельны (пересекаются в бесконечности). При смещении одного диска относительно другого на малую величину Δ связи уже не будут пересекаться в одной точке в силу непараллельности стержней в новом состоянии; это мгновенно изменяемая система. Система, изображенная на рисунке 6, б, похожа на предыдущую, но в ней все три параллельные связи имеют одинаковую длину; при смещении одного диска относительно другого на величину Δ параллельность связей сохраняется, и система будет изменять положение и дальше; это просто изменяемая система, у которой одна из связей ложная.

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. Алексеева. 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 НИИПИ «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