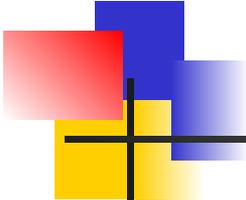


ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.– М.: Наука, 1975, 1988.– 639 с.
2. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов; Под ред. К.В. Фролова.– М.: Высшая школа, 1998,2001 – 496 с.
3. Теория механизмов и машин. Часть 1: учебно-методическое пособие. - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2008.



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТММ

Теория механизмов и машин (*ТММ*) – наука, изучающая общие методы структурного, кинематического и динамического анализа и синтеза различных механизмов.

Машина – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения или замены физического и умственного труда человека.

Под материалами понимаются обрабатываемые предметы, перемещаемые грузы и т.д. В зависимости от вида преобразования машины подразделяются на (рисунок 1).

Машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека, называется *машиной-автоматом*.

Механизм – система твердых тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТММ

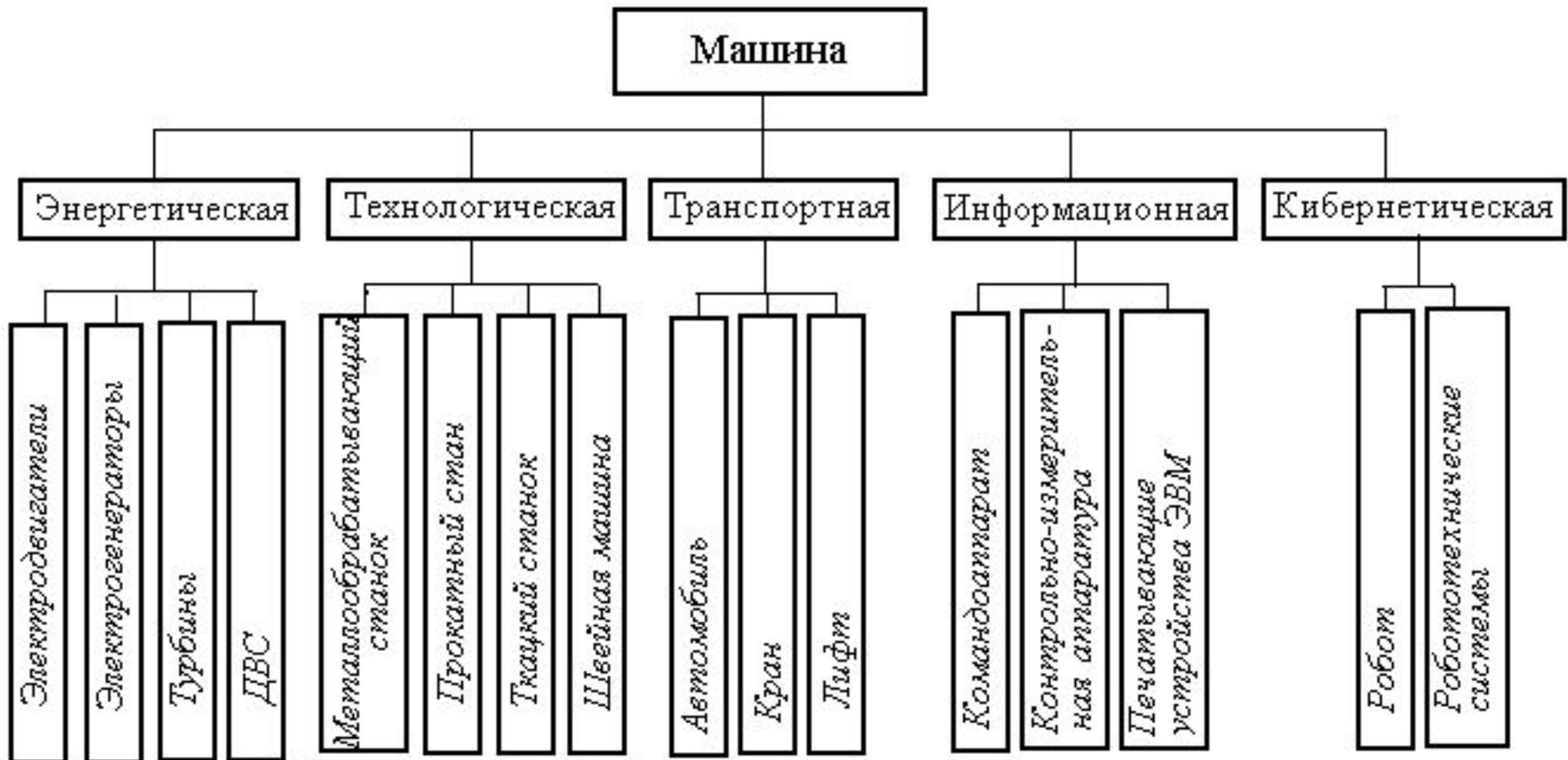
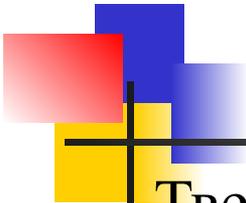


Рисунок 1



ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТММ

Твердое тело, входящее в состав механизма, называется *звеном механизма*. Под твердыми телами в теории механизмов и машин понимают как абсолютно твердые, так и деформируемые и гибкие тела.

В каждом механизме имеется неподвижное звено или звено, принимаемое за неподвижное, которое называется *стойкой*.

Из подвижных звеньев выделяют *входные* и *выходные звенья*. *Входным звеном* называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. *Выходным звеном* называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные звенья называются *соединительными* или *промежуточными*.

Структурный анализ механизмов

Кинематические пары и их классификация



Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется *кинематической парой*.

Совокупность поверхностей, линий и отдельных точек звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, называется *элементом кинематической пары*.

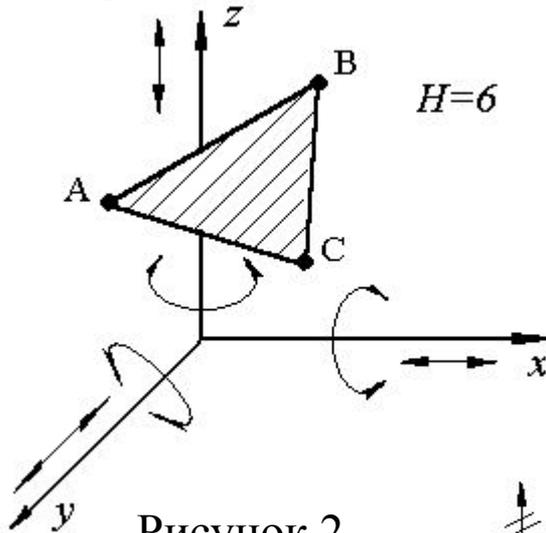
Если соприкосновение звеньев происходит по поверхности, пара называется *низшей*, при соприкосновении по линии или в точке – *высшей*.

Для свободного тела в пространстве число степеней свободы $N = 6$ (рисунок 2). Для звеньев, входящих в кинематическую пару, число степеней свободы в их относительном движении всегда меньше 6, так как накладываются ограничения на их движения или условия связи S .

Кинематические пары и их классификация

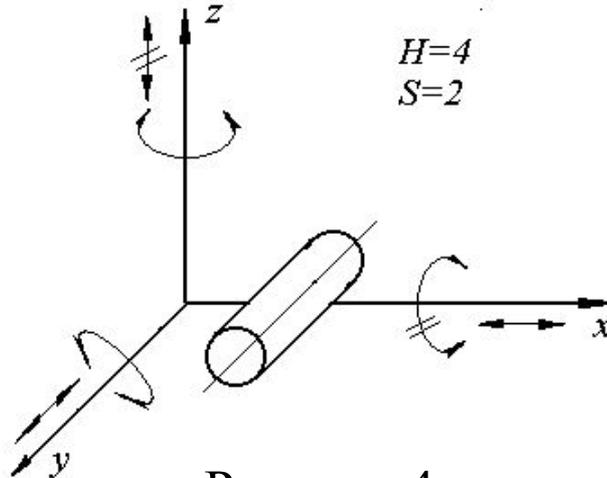
Примеры кинематических пар

КП шар-плоскость



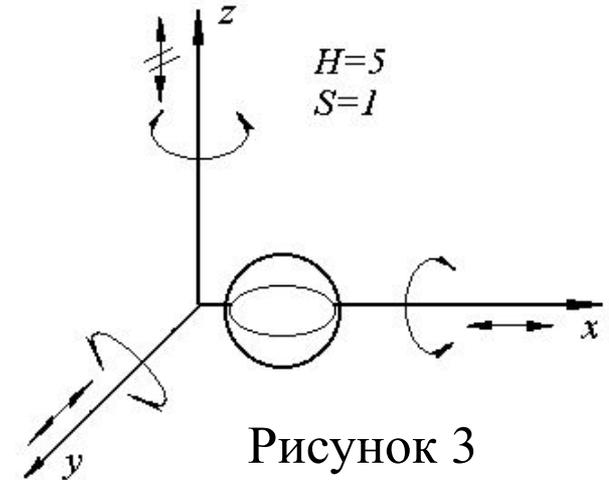
$H=6$

КП цилиндр-плоскость



$H=4$
 $S=2$

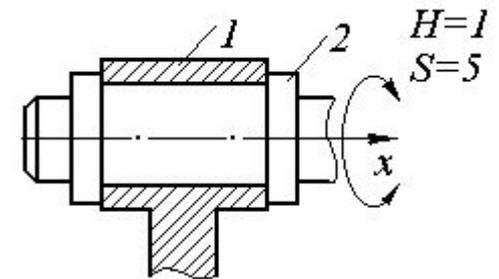
Рисунок 4



$H=5$
 $S=1$

Рисунок 3

Вращательная КП



$H=1$
 $S=5$

Рисунок 5

Рисунок 2

Кинематические пары и их классификация

S и H связаны соотношением: $H=6-S$.

По числу наложенных условий связи (ограничений) на относительные движения звеньев кинематические пары по предложению академика И.И. Артоболевского делят на классы.

При $S=6$ кинематическая пара становится жестким соединением (звеном), а при $S=0$ кинематической пары не существует, а два звена движутся независимо друг от друга в пространстве, то $S=1,2,3,4,5$. Поэтому все кинематические пары разделены на пять классов: P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 .

Для структурного анализа используют структурную схему или кинематическую схему механизма. Для этого механизм изображают с помощью условных обозначений звеньев и кинематических пар по ГОСТ 2.770-68. Например, вращательная и поступательная пары имеют условные обозначения (рисунок 6):

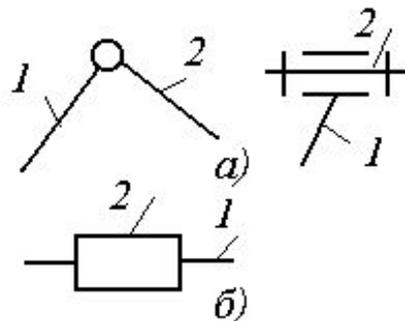


Рисунок 6 – Обозначение вращательной и поступательной кинематической пар

Кинематические цепи

Кинематической цепью называется система звеньев, образующих между собой кинематические пары. Все кинематические цепи подразделяются на плоские и пространственные. В плоской кинематической цепи при закреплении одного из звеньев все другие совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости. Кинематические цепи подразделяются также на простые и сложные, замкнутые и незамкнутые (рисунок 7).

Кинематические пары обозначаются прописными буквами латинского алфавита, а звенья имеют порядковые номера.

Механизм – кинематическая цепь, в состав которой входит стойка.

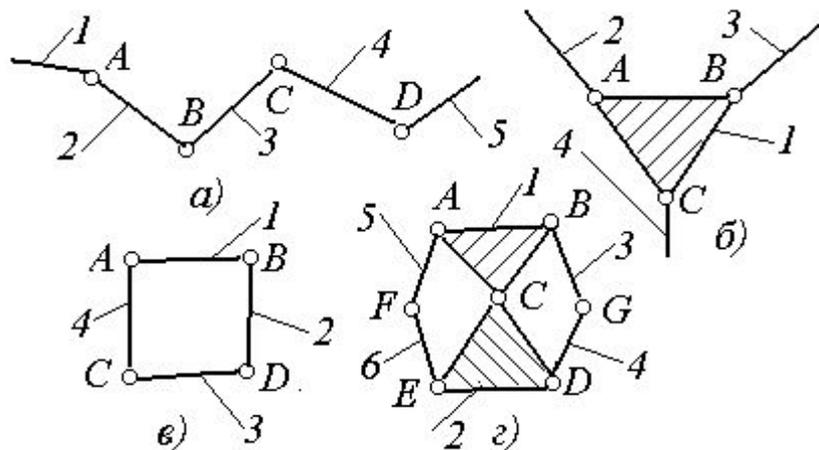
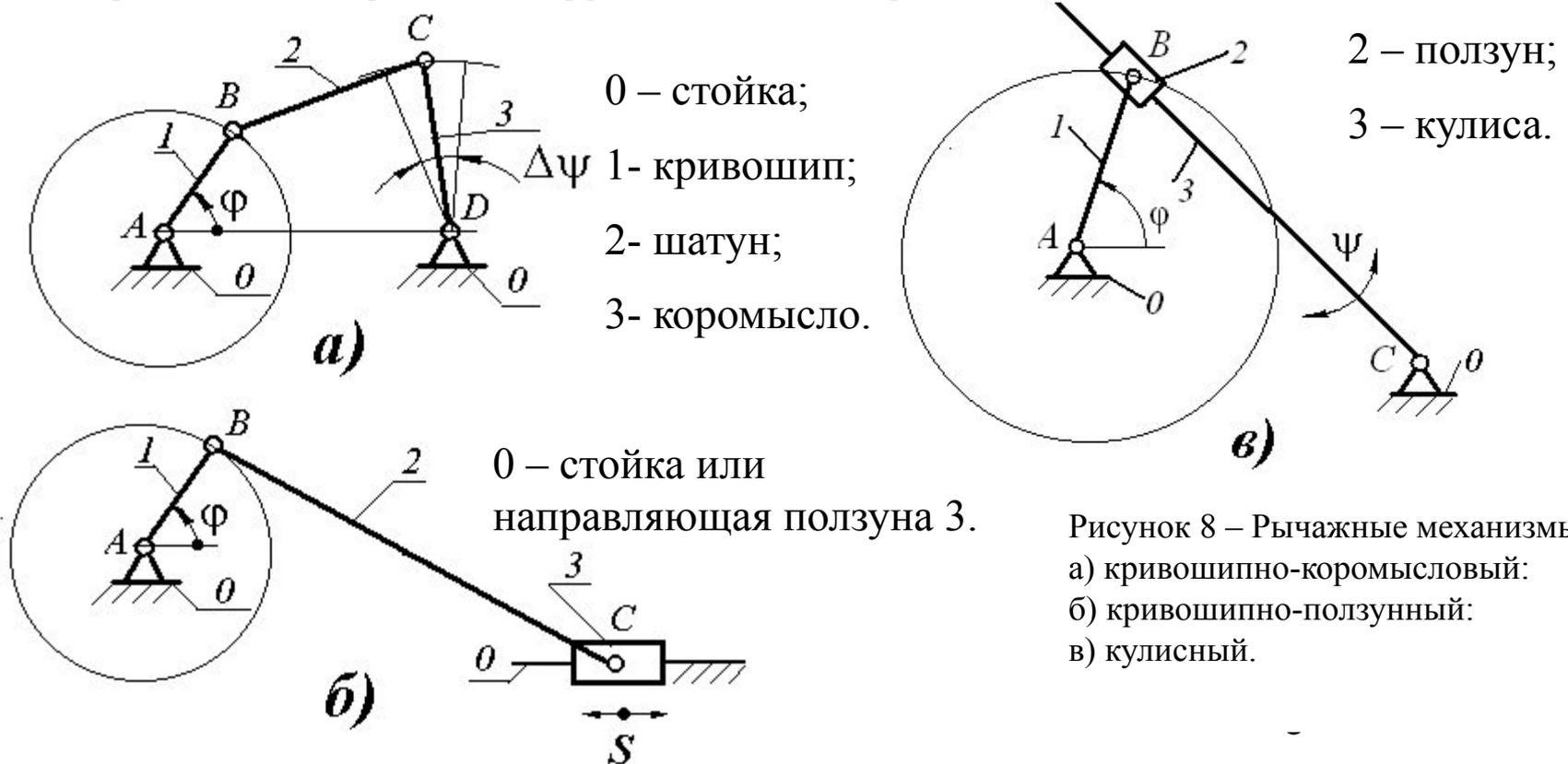


Рисунок 7 – Кинематические цепи:
 а) простая незамкнутая; б) – сложная незамкнутая;
 в) простая замкнутая; г) – сложная замкнутая.

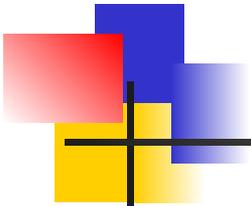
Основные виды механизмов

Рычажные механизмы

Механизмы классифицируются по различным признакам, и в первую очередь их делят на механизмы с низшими и высшими парами. Те и другие могут быть плоскими и пространственными. Наиболее распространенные механизмы с низшими парами – **рычажные и винтовые**; с высшими парами **кулачковые, зубчатые, фрикционные, крестовидные**.



Рычажные механизмы

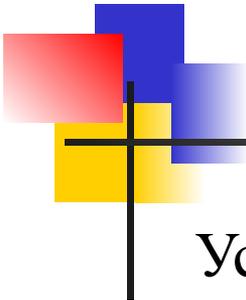


Вращающееся звено 1, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси, называется *кривошипом*, а звено 3, совершающее качательное движение – *коромыслом*. Звено 2, совершающее сложное движение, называется *шатунном*. Звено, совершающее поступательное движение, называется **ползуном** – 2,3 (рисунок 8б,в).

В зависимости от наличия или отсутствия кривошипа шарнирный четырехзвенник может быть трех видов:

- 1) кривошипно-коромысловый;
- 2) двухкривошипный;
- 3) двухкоромысловый.

Рычажные механизмы



Условие существования кривошипа в шарнирном четырехзвеннике:

- 1) кривошип наименьшее звено;
- 2) сумма длин звеньев наименьшего и наибольшего должна быть меньше суммы двух других звеньев.

Если наименьшим из звеньев является стойка и выполняется условие 2) – механизм будет двухкривошипным.

Заменяя в шарнирном четырехзвеннике вращательные пары на поступательные, получим механизмы кривошипно-ползунный (рисунок 8б) и кулисный (рисунок 8в).

Кулачковые механизмы

Кулачком называется звено, которому принадлежит элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Механизм, в состав которого входит кулачок, называется **кулачковым механизмом**.

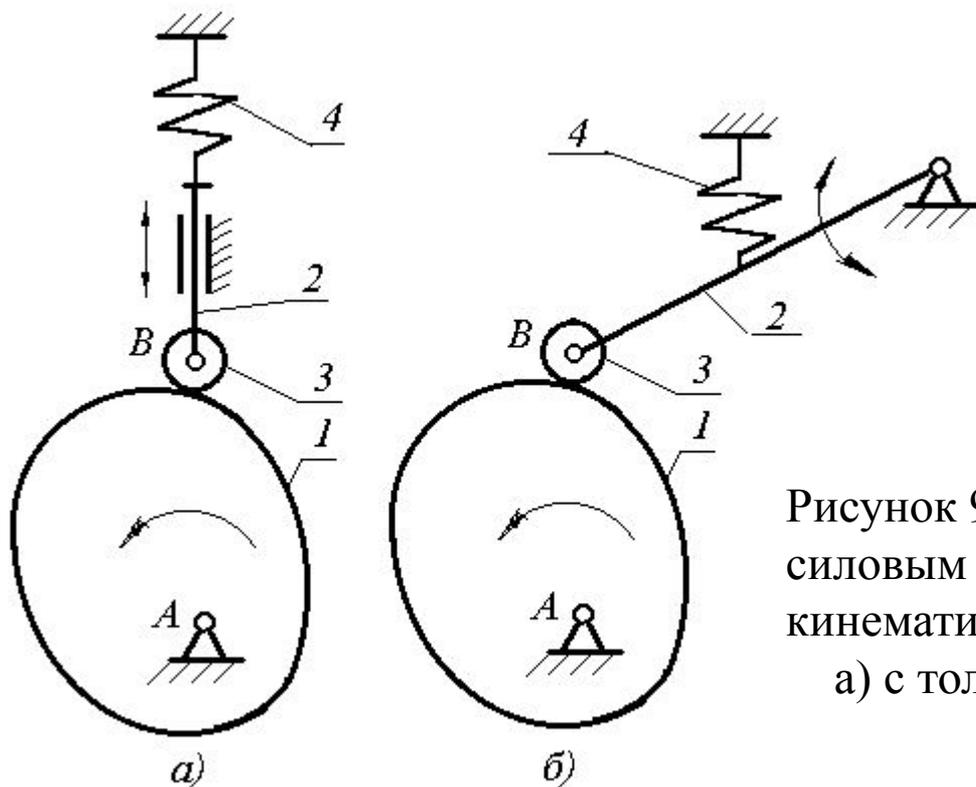


Рисунок 9 – Кулачковые механизмы с силовым замыканием высшей кинематической пары:

а) с толкателем; б) с коромыслом.

Зубчатые механизмы

По ГОСТ 16530-70 зубчатое звено определяется как звено, имеющее выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого). Вращающееся зубчатое звено называется зубчатым колесом.

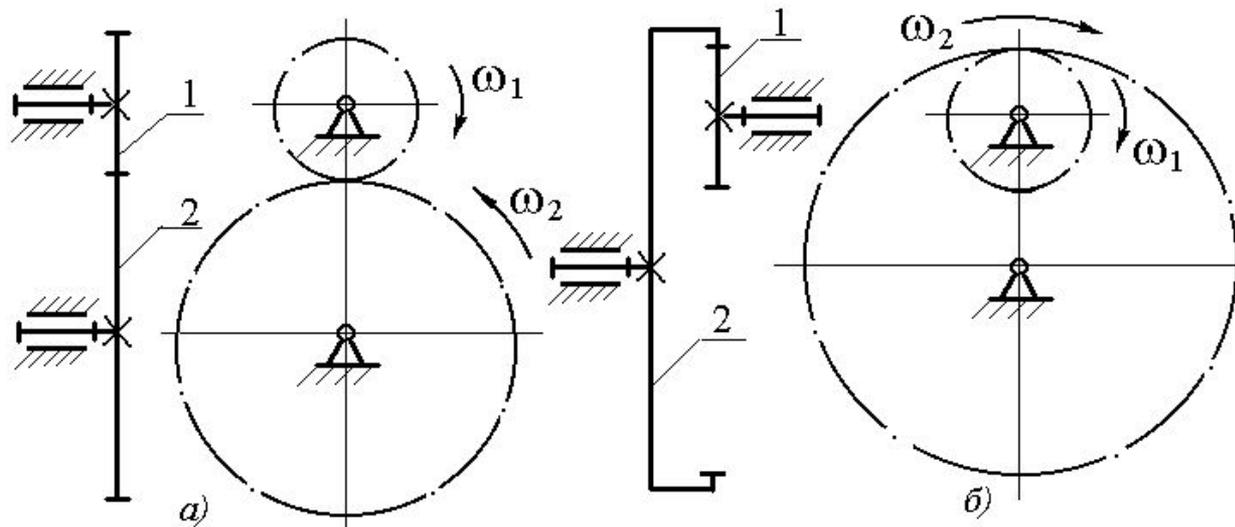


Рисунок 10 – Зубчатые механизмы:

а) с внешним зацеплением; б) с внутренним зацеплением

Число степеней свободы механизма

Обобщенными координатами механизма называют независимые между собой координаты, определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки. Число обобщенных координат механизма равно числу степеней свободы механизма W .

Число степеней свободы пространственных механизмов определяется по формуле:

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1, \quad (1)$$

плоских механизмов – по формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4, \quad (2)$$

где n – число подвижных звеньев, равное; p_5 – число кинематических пар соответствующего класса.

Число степеней свободы механизма

Звену, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат, называется *начальным*.

В механизме с W — одно начальное звено и за обобщенную координату принимают угловую координату вращающегося звена или линейную координату прямолинейно движущегося звена.

При выводе формулы (1) предполагалось, что все уравнения связи независимы. В некоторых механизмах это условие не выполняется. Тогда разность между общим числом уравнений связи и числом независимых уравнений связи называется числом избыточных связей :

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5, \quad (3)$$

$$q = W - 3n + 2p_5 + p_4. \quad (4)$$

Число степеней свободы механизма

Если $q=0$, то в механизме избыточных связей нет, и требования к точности изготовления звеньев механизма значительно снижаются.

Рассмотрим в качестве примера плоский кривошипно-ползунный механизм (рисунок 11а). Для этого механизма при $W=1$, $n=3$, $p_5=4$, $p_4=0$

$$q = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 4 = 0$$

т.е. избыточных связей нет.

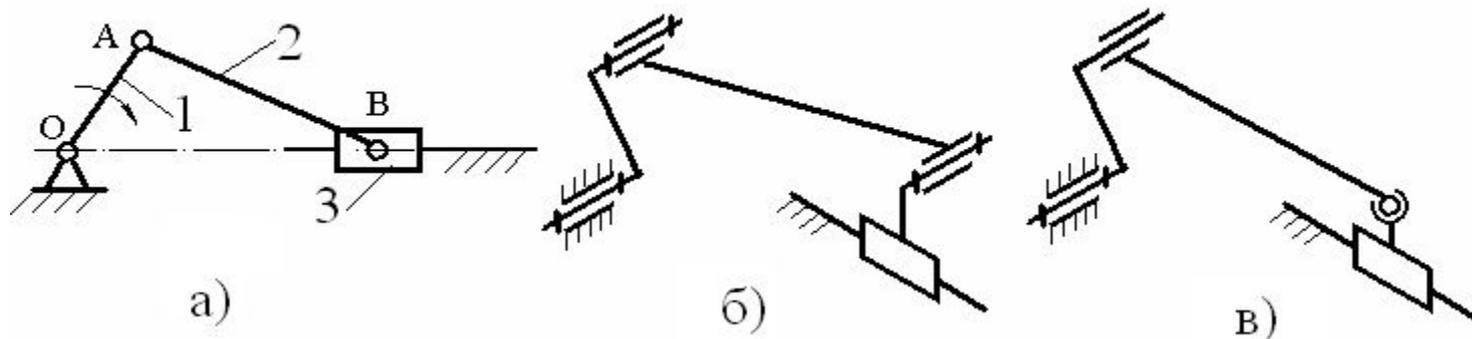
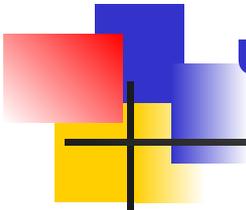


Рисунок 11 – Кинематические схемы кривошипно-ползунного механизма



Число степеней свободы механизма

Если же механизм изготовлен с погрешностями и звенья двигаются не в одной, а в разных плоскостях, его необходимо рассматривать как пространственный (рисунок 11б). Для такого механизма при $W = 1$, $n = 3$, $p_5 = 4$

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$

Следовательно, четыре кинематических пары p_5 пространственном механизме использовать нежелательно. Вместо двух пар p_5 можно применить пару p_4 p_3 (рисунок 11в). Тогда

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0.$$

Число степеней свободы механизма

Выполним структурный анализ плоского механизма, в составе которого наряду с низшими парами имеется высшая пара. Для этого рассмотрим кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем (рисунок 12а).

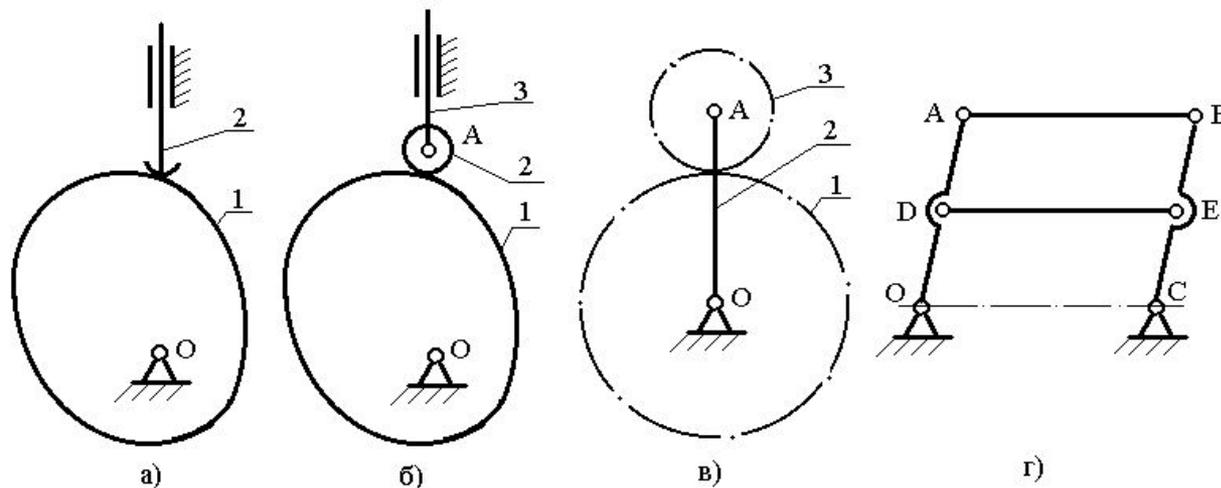


Рисунок 12 – Кинематические схемы механизмов

Число степеней свободы механизма

Число степеней свободы механизма определим по формуле (2):

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1, \quad q = 0.$$

Высшая пара образована в месте соприкосновения звеньев 1 и 2. При заданном движении входного звена 1 (кулачка) выходное звено 2 (толкатель) совершает вполне определенное движение.

Для дифференциального зубчатого механизма (рисунок 12в), в котором (в месте зацепления зубчатых колес)

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

Для осуществления движения выходного звена 3 необходимо иметь два входных звена. Такими звеньями могут быть солнечное колесо 1 и водило 2.

Число степеней свободы механизма

В некоторых механизмах, используемых в технике, кроме степеней свободы и связей, активно воздействующих на характер движения, могут встречаться степени свободы и условия связи, не влияющие на характер движения механизма в целом и на закон движения выходного звена. Эти связи называют *избыточными*, или *пассивными*, а степени свободы – *лишними*; их не следует учитывать при определении числа степеней свободы механизма.

Рассмотрим схему (рисунок 12г), используемую в приводе колес электроприводов для повышения жесткости системы и равномерного распределения нагрузки. В этом механизме, называемом механизмом параллельных кривошипов с дополнительным шатуном DE , должно быть $W=1$, так как при заданном движении входного звена выходное звено движется совершенно определенно; $n=4$, $p_5=6$ и

$$q = 1 - 3 \cdot 4 + 2 \cdot 6 = 1.$$

Число степеней свободы механизма

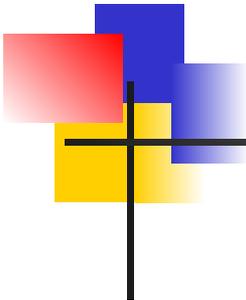
Однако при выполнении соотношений для длин звеньев наличие звена DE не изменит движения

$$l_{OA} = l_{BC}, \quad l_{OC} = l_{AB} = l_{DE}, \quad l_{OD} = l_{AD} = l_{BC} = l_{CE}$$

шарнирного четырехзвенника $OABC$, имеющего $W=1$ и $q=0$. Если из схемы удалить это звено, относительное движение остальных звеньев сохранится прежним, поэтому связь DE называют избыточной.

Рассмотрим кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем 3. Толкатель в месте соприкосновения с кулачком 1 снабжен роликом 2 (рисунок 12б). У этого механизма избыточная связь отсутствует, то есть $q=0$; при этом $n=3$, $p_5=3$, $p_4=1$. Следовательно,

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



Число степеней свободы механизма

Свободно поворачивающийся ролик дает лишнюю степень свободы. Его устанавливают для уменьшения трения между кулачком и толкателем, так как в этом случае трение скольжения заменяется трением качения.

При структурном анализе зазоры в кинематических парах не учитывают.

В действительности при наличии зазоров подвижность кинематической пары повышается и влияние избыточных связей несколько уменьшается.

Принцип образования механизмов

В механизме с $W = 1$ положения всех звеньев определяются положением одного начального звена (рисунок 13а).

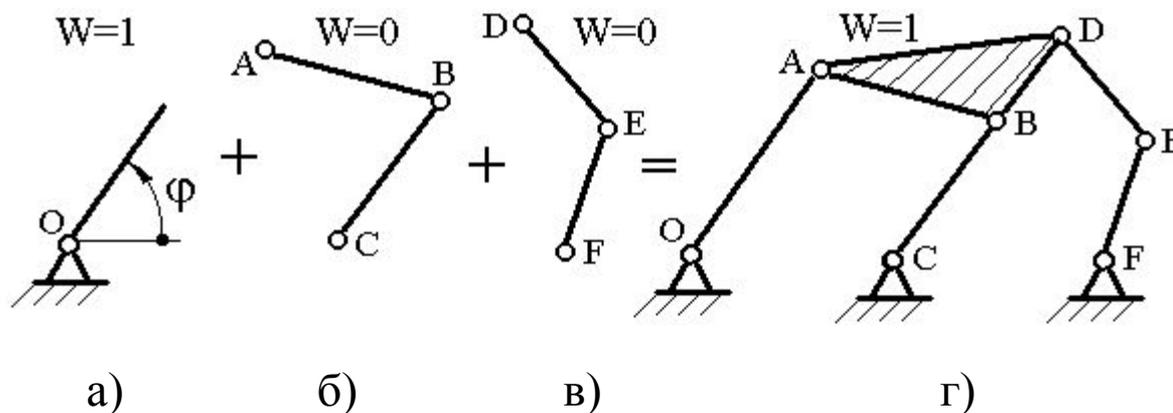


Рисунок 13 – Пример образования плоского шестизвенного механизма

Число степеней свободы этого звена: $W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$. Поэтому к начальному звену могут присоединяться только такие кинематические цепи или структурные группы, которые удовлетворяют условию $W = 0$.

Принцип образования механизмов

Структурную группу с нулевой степенью подвижности называют группой Ассура (по имени ученого Л.В. Ассура)..

Для групп Ассура, состоящих только из кинематических пар пятого класса

$$W = 3 \cdot n - 2p_5 = 0$$

откуда

$$p_5 = \frac{3 \cdot n}{2}.$$

Следовательно, присоединение группы Ассура к любому звену не меняет степени свободы всего механизма. В механизме может быть несколько групп Ассура, причем они могут присоединяться непосредственно к начальному звену и стойке, последовательно к предыдущей группе и стойке или последующей группе.

Принцип образования механизмов

Число звеньев n и число низших кинематических пар p_5 могут быть только целыми, причем

$$n = 2, 4, 6, \dots; \quad p_5 = 3, 6, 9, \dots$$

Структурную группу, состоящую из двух подвижных звеньев и трех низших кинематических пар, называют двухповодковой (рисунок 14б) или группой Ассура второго класса. Класс группы определяется классом наивысшего по классу контура, входящего в его состав. Класс контура определяется количеством кинематических пар, в которые входят образующие его звенья (рисунок 14в,г). На рисунке 14в приведена трехповодковая или группа Ассура третьего класса. На рисунке 14г приведена группа Ассура четвертого класса. У механизма на рисунке 13г:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Структурные группы Ассура

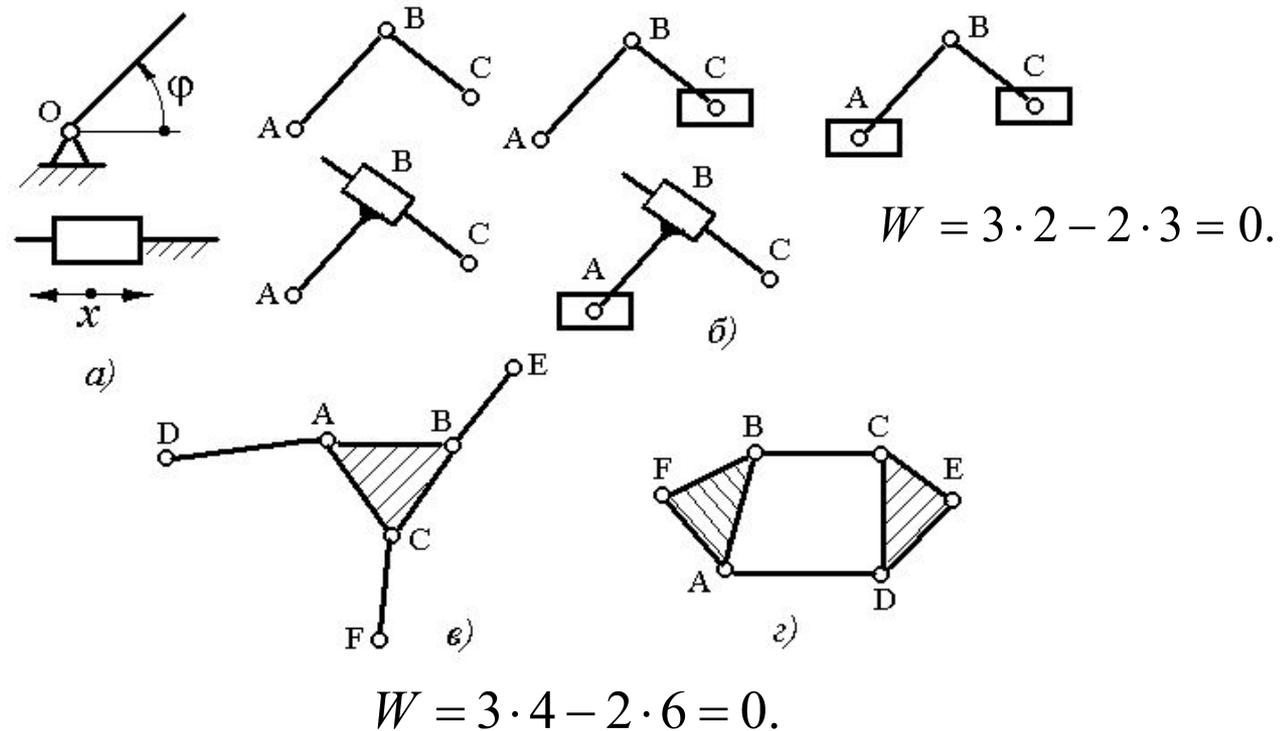


Рисунок 14 – Механизмы первого класса а) и группы Ассура:
 б) 5 видов групп второго класса; в) группа 3 класса; г) группа 4 класса.

На рисунке 15 приведена схема механизма, образованного из входного звена с $W=1$ и одной группы третьего класса:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

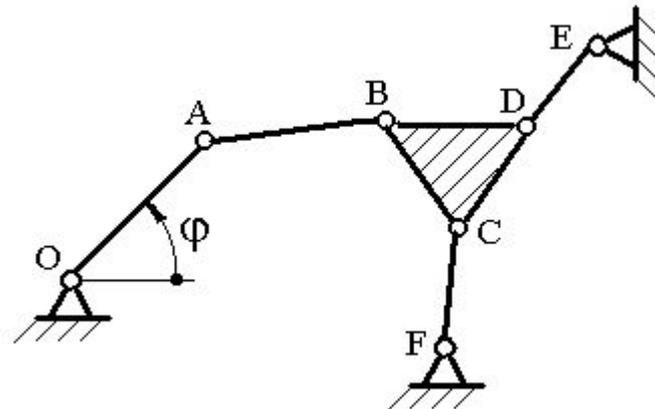


Рисунок 15– Кинематическая схема механизма третьего класса