

М.В. Горбенко

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

ЛЕКЦИЯ 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ (1)

Механизмом называется система тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Механизмы, входящие в состав машин, весьма разнообразны. Одни из них представляют собой сочетание твердых тел, другие могут иметь в своем основном составе гидравлические, пневматические, электрические или магнитные устройства. Соответственно такие механизмы называются гидравлическими, пневматическими, электрическими ... механизмами.

Механизмы можно классифицировать по их функциональному назначению:

- механизмы двигателей и преобразователей;
- передаточные механизмы;
- исполнительные механизмы;
- механизмы управления ...

Однако, несмотря на функциональные различия, в структуре разных механизмов много общего. Поэтому можно к исследованию механизмов применять общие методы механики. При исследовании машин и механизмов, как правило, можно считать жесткие тела, образующие механизм, абсолютно твердыми, так как перемещения, возникающие от деформации, малы по сравнению с перемещением самих тел.

Анализ механизмов может быть структурным, кинематическим и динамическим.

1.1. Структура механизмов

Любой механизм состоит из отдельных деталей, групп деталей и кинематических пар.

Все неподвижные детали образуют одну жесткую неподвижную систему тел, называемую *неподвижным звеном* или *стойкой*.

Каждая подвижная деталь или группа деталей, образующих одну жесткую подвижную систему тел, называется *подвижным звеном*.

Подвижные и неподвижные звенья соединены между собой таким образом, что обеспечивается возможность их относительного движения.

В соответствии с характером движения звеньев относительно стойки можно выделить следующие, часто встречающиеся названия звеньев:

а) **кривошип** – звено, которое совершает полное круговое движение, – на 360° (рис. 1.1);

б) **коромысло** – звено, которое совершает колебательное движение относительно некоторого центра (рис. 1.2);

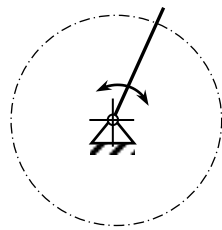


Рис. 1.1. Кривошип

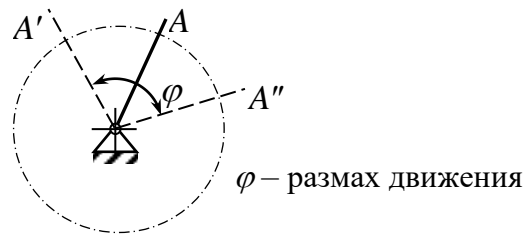


Рис. 1.2. Коромысло

в) **шатун** – звено, совершающее сложное движение (поступательное и вращательное);

г) **ползун** – звено, совершающее только поступательное (часто – возвратно-поступательное) движение (рис. 1.3), главным образом относительно *неподвижной* направляющей.

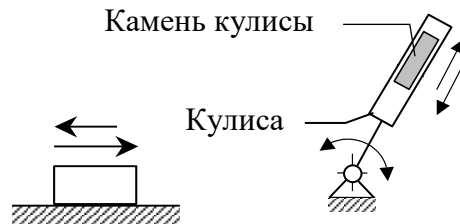


Рис. 1.3. Ползун



Рис. 1.4. Кулиса

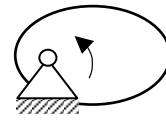


Рис. 1.5. Кулачок

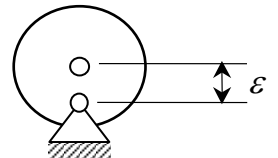


Рис. 1.6. Эксцентрик

Кроме классификационных названий звеньев по характеру их абсолютного (относительно неподвижного звена) движения, названия звеньев

ев вводятся еще по взаимосвязи, взаимовлиянию движения, особенностей геометрической формы звеньев:

д) **кулиса** – подвижная направляющая (рис. 1.4). В данном примере в соответствии с характером собственного движения кулиса может быть коромыслом, реже – кривошипом. Кулиса может совершать и поступательное движение, тогда его можно классифицировать как ползун-кулиса;

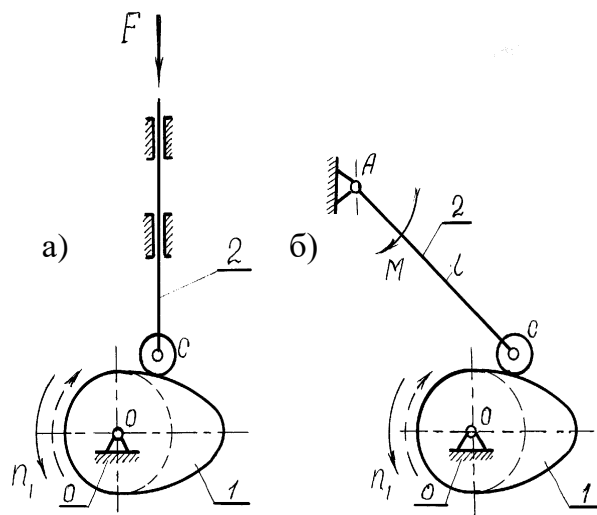


Рис. 1.7. Кулачковые механизмы: а – с поступательно движущимся толкателем; б – с коромысловым толкателем (1 – кулачок, 2 – толкатель)

е) **камень кулисы** – звено, совершающее поступательное движение относительно кулисы (рис. 1.4)

ж) **кулачок** – звено, очерченное профилем переменной кривизны, который определяет характер перемещения сопряженного с ним звена и образует с последним пару высшего класса. Сам кулачок может совершать вращательное (рис. 1.5) или поступательное движение;

з) **эксцентрик** – частный случай кулачка. Профилем является окружность, но звено совершает вращательное движение не вокруг своей геометрической оси (рис. 1.6);

и) **толкатель** – звено, сопряженное высшей кинематической парой с кулачком. Различают поступательно движущийся (рис. 1.7,а) и коромысловый (рис. 1.7,б) толкатели.

к) **зубчатое колесо** (рис. 1.8). Диск или сектор с нарезанными зубьями, служащими для передачи движения

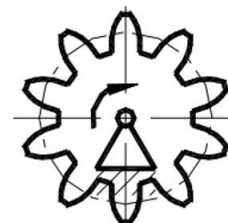


Рис. 1.8. Зубчатое колесо

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической*

парой (КП). Соприкасающиеся поверхности, линии, точки называются элементами кинематических пар.

Все кинематические пары подразделяются на пять классов. Номер класса КП определяется числом условий связи, которые наложены на движение одного звена пары относительно другого.

Кинематические пары классифицируются по ряду признаков:

- 1) по числу условий связи (невозможных движений), накладываемых на относительные движения звеньев;
- 2) по характеру соприкосновения звеньев;
- 3) по характеру относительного движения.

Кинематические пары плоских механизмов в соответствии с первым признаком могут быть:

- а) 5-го класса – P_5 (5 условий связи),
- б) 4-го класса – P_4 (4 условия связи).

По второму признаку КП могут быть двух видов:

- а) низшие КП, в которых контакт осуществляется по поверхности,
- б) высшие КП – контакт по точке или по линии.

По третьему признаку кинематические пары 5-го класса могут быть двух видов: вращательные (В) и поступательные (П).

Кинематические пары 4-го класса имеются в зубчатых, кулачковых и других механизмах (ВП, ПП, ВВ).

Для решения вопроса, к какому классу относится та или иная КП, следует поступать следующим образом. Одно из звеньев, входящих в КП, представить неподвижным. Связать с ним систему координат $Oxuz$ и, ориентируясь по ней, проследить число невозможных движений.

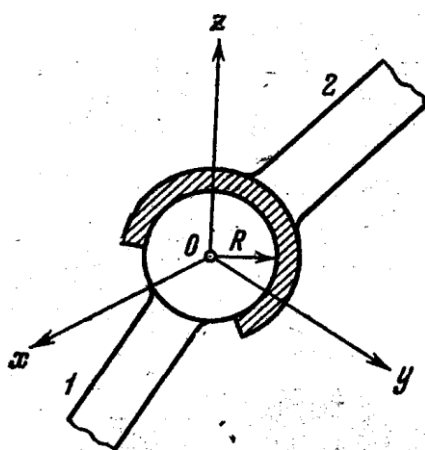


Рис. 1.9. Сферическая кинематическая пара

Число этих невозможных движений (число связей) представляет собой номер класса КП.

На примере сферического шарнира (рис. 1.9) проследим число связей (невозможных движений). Звено 2 не может совершать поступательное движение вдоль ни одной из осей Ox , Oy , Oz , но вращаться вокруг них может. Число условий связи $S=3$, число степеней свободы $H=3$. Пара 3-го класса.

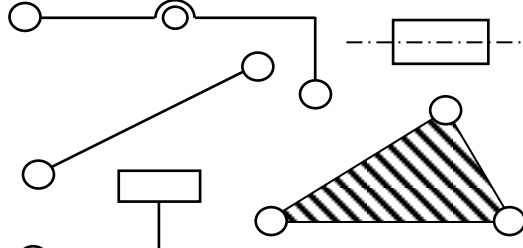
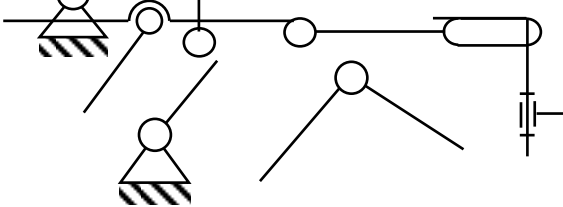
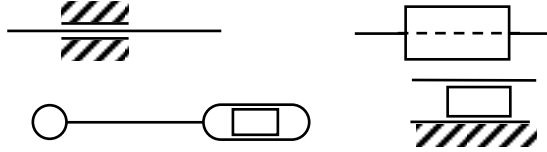
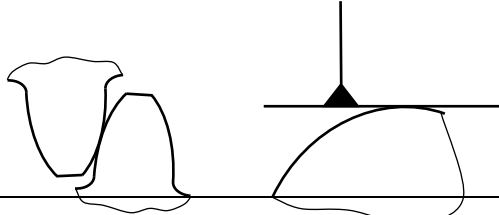
Если же наложить еще условие плоскостности (плоский механизм – движение звеньев только в одной плоскости), то окажется, что звено 2 сможет совершать вращательное движение вокруг двух осей – перпендикулярной плоскости механизма и оси,

проходящей через центр шарнира и ось звена 2. $S=4$, $H=2$, пара 4-го класса. Если звенья механизма могут совершать только плоскопараллельные движения – отнимается еще и возможность вращения звена 2 вокруг своей оси – пара 5-го класса (следует считать только в условиях данного механизма).

Для составления кинематической схемы механизма необходимо уметь правильно изображать звенья и кинематические пары, условные обозначения которых приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

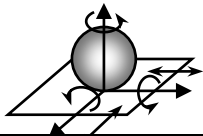
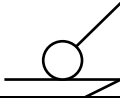
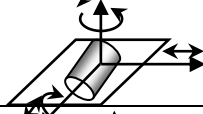
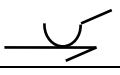
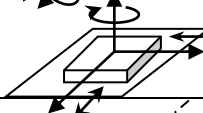
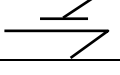
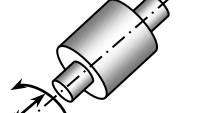
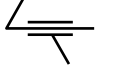
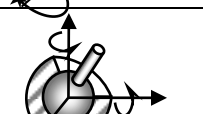




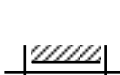
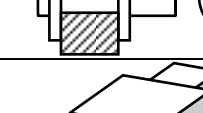

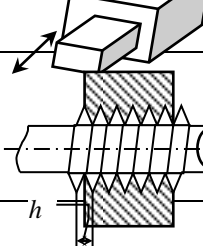

Схематическое изображение звеньев и кинематических пар

Объект изображения	Условное обозначение
Звенья	
Кинематические пары вращательные 5-го класса	
Кинематические пары поступательные 5-го класса	
Кинематические пары 4-го класса высшие	

Другие типы кинематических пар, их конструктивные схемы и условные обозначения на чертежах приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Кинематические пары и их обозначения на схемах

Кинематическая пара	Рисунок	Обозначение
Сфера-плоскость $H = 5, S = 6 - H = 1$ ВВВП		
Цилиндр на плоскости $H = 4, S = 6 - H = 2$ ВВП		
Призма на плоскости $H = 3, S = 6 - H = 3$ ВП		
Цилиндрическая $H = 2$ $S = 6 - H = 4$ ВП		
Сферическая $H = 3$ $S = 6 - H = 3$ ВВВ		
Сферическая с пальцем $H = 2, S = 6 - H = 4$ ВВ		
Вращательная (цилиндрическая с буртом) $H = 1, S = 6 - H = 5$ В		
Поступательная $H = 1, S = 6 - H = 5$ П		
Винтовая $H = 1, S = 6 - H = 5$ ВП (движения взаимозависимы)		

1.2. Классификация механизмов

Определение степени подвижности механизма

Числом ведущих звеньев определяется степень подвижности механизма, или число его степеней свободы относительно стойки.

Итак, известно, что в кинематической цепи (КЦ) могут быть КП 1...5 классов: P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 . Число степеней свободы отдельного звена, не связанного с другими, равно 6. Если число звеньев КЦ k , тогда число степеней свободы $6k$. Отсюда надо отнять число степеней свободы, которые отнимаются вхождением звеньев в КП, таким образом, число степеней свободы H , которыми обладает КЦ:

$$H=6k-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1. \quad (1.1)$$

Обычно рассматривается число степеней свободы механизма относительно неподвижного звена (стойки):

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

Пусть $k-1=n$ – число подвижных звеньев КЦ, тогда

$$W=6n-5P_5-4P_4-3P_3-2P_2-P_1. \quad (1.2)$$

Эта формула носит название Сомова–Малышева (Сомов П.И., 1887, Малышев А.П., 1923), формула подвижности или структурная формула кинематической цепи общего вида.

Данная формула применима в том случае, если на движение звеньев, входящих в состав механизма, не наложено каких-либо общих дополнительных условий.

В частном случае плоского механизма (когда все звенья движутся параллельно одной общей плоскости) на движение в целом наложено три общих ограничения, структурная формула принимает вид (формула Чебышева):

$$W=(6-3)n-(5-3)P_5-(4-3)P_4-(3-3)P_3=3n-2P_5-P_4.$$

Номер семейства равен числу общих условий связи, которые наложены на все звенья механизма.

Для механизмов первого семейства:

$$W=5n-4P_5-3P_4-2P_3-P_2;$$

для механизмов второго семейства:

$$W=4n-3P_5-2P_4-P_3;$$

формула Чебышева справедлива для механизмов третьего семейства;

для механизмов четвертого семейства (формула Добровольского):

$$W=2n-P_5.$$

В этих формулах W – степень подвижности механизма; n – число подвижных звеньев; P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – число кинематических пар соответствующих классов.

Прежде чем применять структурные формулы, следует установить, сколько *общих* условий связи наложено на движение звеньев исследуе-

мого механизма. Число этих связей будет соответствовать номеру семейства.

После установления номера семейства следует выяснить, нет ли в данном механизме звеньев, которые накладывают *пассивные связи*, не влияющие на кинематику основных звеньев механизма. Если подобные звенья в рассматриваемом механизме имеются, то необходимо их выделить, исключить из рассмотрения. Такие звенья в реальных механизмах применяются для перераспределения нагрузки между звеньями, повышения жесткости системы, уменьшения износа элементов и повышения КПД системы (замены трения скольжения трением качения – введение роликов).

Лишними степенями свободы называют подвижности звеньев, не влияющие на степень свободы механизма в целом, например, вращение роликов на своих осях (или отсутствие такового) в кулачковом механизме никоим образом не сказывается на характере перемещения ведомого звена – толкателя, однако приносит дополнительную степень подвижности. Исследуя кинематику основного механизма, этим движением можно пренебречь.

Пример 1

Дан плоский шарнирный параллелограмм (рис. 1.10). На движение его звеньев наложено три общих условия связи: звенья не могут перемещаться поступательно вдоль оси Ox и вращаться вокруг осей Oy и Oz . Это механизм третьего семейства.

В механизме длины звеньев (расстояние между осями шарниров) подобраны так, что изменяемая фигура $ABCD$ всегда будет параллелограммом ($l_{AB} = l_{CD}$, $l_{BC} = l_{AD}$). Вследствие того, что $l_{AF} = l_{ED}$, $l_{FE} = l_{AD}$, звено 5 не стесняет движения остальных звеньев. Поэтому оно должно быть отнесено к пассивной связи и не учитывается при подсчёте числа подвижных звеньев n .

При отброшенном звене 5 степень подвижности механизма равна

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Это означает, что для придания определенности движения звеньям механизма достаточно задать движение одному звену.

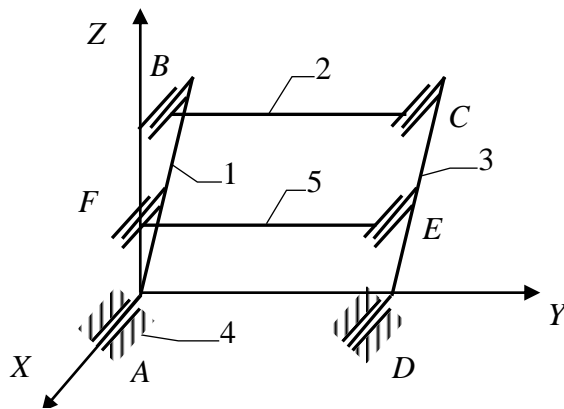


Рис. 1.10. Плоский шарнирный параллелограмм

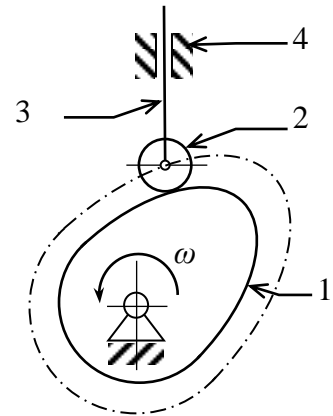


Рис. 1.11. Кулачковый механизм

Если бы не была отброшена пассивная связь, то при подсчете степени подвижности был бы получен неверный результат:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0.$$

Пример 2

Рассмотрим кулачковый механизм (рис. 1.11), где:

- 1 – кулачок (ведущее звено),
- 2 – ролик,
- 3 – толкатель (ведомое звено),
- 4 – стойка.

Число подвижных звеньев $n=3$ (1, 2, 3).

Кинематических пар 5-го класса: $P_5=3$ (B_{14} , B_{23} , Π_{34}).

Кинематических пар 4-го класса: $P_4=1$ ($В\Pi_{12}$).

Тогда по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Ролик 2 можно удалить (или жестко связать со звеном 3, исключив соответственно одну кинематическую пару $B_{2,3}$) – он не оказывает никакого влияния на характер движения выходного звена. Тогда $n=2$ (1, 3); $P_5=2$ (B_{14} , Π_{34}); $P_4=1$ ($В\Pi_{13}$) и

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

ЛЕКЦИЯ 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ (2)

1.3. Составление кинематических схем механизмов

Кинематическая схема механизма дает полное представление о структуре механизма и определяет его кинематические свойства. Она является графическим изображением механизма посредством условных обозначений звеньев и кинематических пар с указанием размеров, которые необходимы для кинематического анализа механизма.

На кинематических схемах механизмов звенья, как правило, изображаются отрезками прямых и нумеруются арабскими цифрами. Кинематические пары в пространственных механизмах обозначаются большими буквами латинского алфавита и схематически изображаются так, как это сделано на рис. 1.10. Схематическое изображение кинематических пар плоских механизмов показано в табл. 1.1 и 1.2. Элементы высшей пары очерчиваются кривыми, которыми они характеризуются в натуре. Стойку (неподвижное звено) принято выделять штриховкой (см. рис. 1.1–1.7 и др.).

Для построения кинематической схемы механизма рекомендуется следующая последовательность действий:

1. Установить основное кинематическое назначение механизма.
2. Подсчитать общее число звеньев k , включая стойку. Число подвижных звеньев будет $n = k - 1$.
3. Выяснить, сколько наложено на подвижные звенья механизма общих условий связи, и по их числу установить номер семейства механизма.
4. Подсчитать и установить класс кинематических пар, а также найти степень подвижности механизма.
5. Вычертить схему механизма. Начинать её надо с нанесения на чертеж неподвижных элементов кинематических пар, т. е. элементов, принадлежащих стойке. Далее следует вычертить ведущие звенья, входящие в кинематические пары со стойкой. (Число этих звеньев соответствует найденной ранее степени подвижности.) Затем надо нанести на чертеж кинематическую цепь, образующую ведомую часть механизма.

При составлении схемы плоских механизмов чертеж должен совпадать с плоскостью, параллельно которой движутся точки звеньев механизма, исключение составляют передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами, когда для наглядности схема может вычерчиваться в плоскости, перпендикулярной плоскости вращения колес (рис. 1.12).

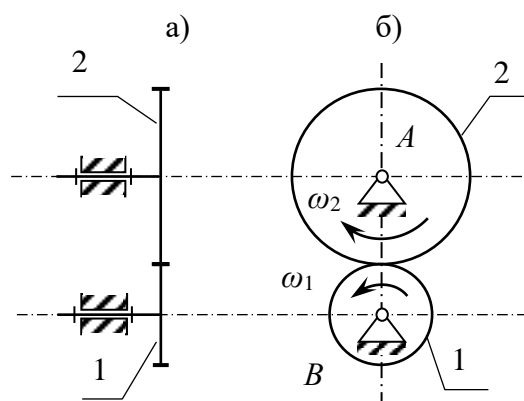


Рис. 1.12. Принятые на схемах изображения цилиндрических зубчатых передач

Рассмотрим следующие задачи.

1. Составить кинематическую схему механизма. Подсчитать число звеньев и кинематических пар, его образующих. Определить семейство механизма и класс кинематических пар.

На рис. 1.13 приведен кривошипно-ползунный механизм (механизм поршневого двигателя).

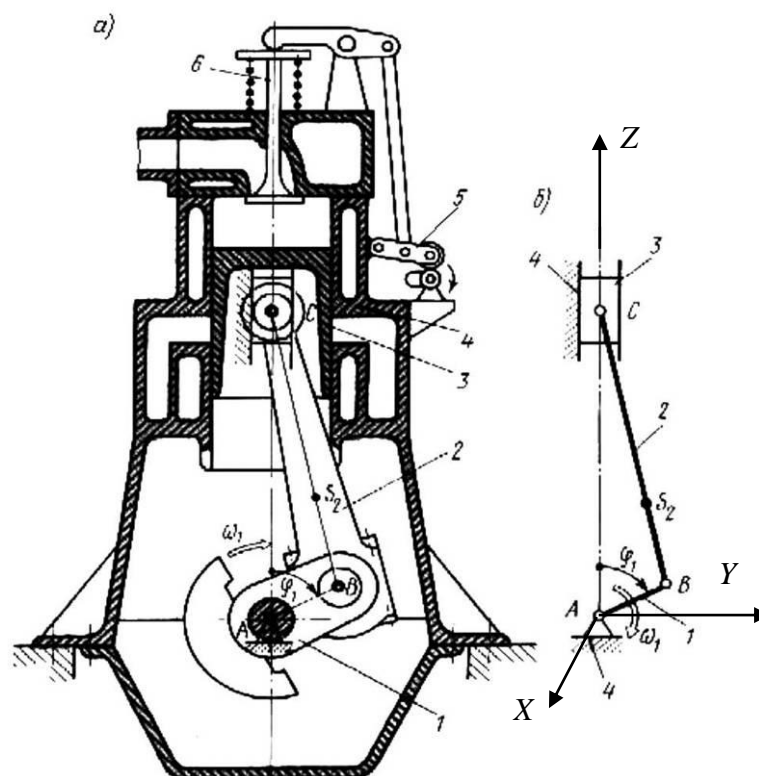


Рис. 1.13. Механизм поршневого двигателя (а) и его основная кинематическая схема (б)

Выделяем основную его структуру (клапанный механизм не рассматриваем). Вычерчиваем в масштабе, отражая характерными графическими обозначениями кинематические пары. Пронумеруем все звенья и обозначим кинематические пары буквами латинского алфавита.

Общее число звеньев $k = 4$. Число подвижных звеньев $n = k - 1 = 3$.

Число возможных движений – три: V_X (звенья 1, 2); Π_Y (звено 2); Π_Z (звенья 2, 3), т. е. три невозможных движения (три условия связи). Механизм третьего семейства. Кинематических пар 5-го класса $P_5=4$ (1–4, 1–2, 2–3, 3–4), кинематических пар 4-го класса нет, $P_4=0$. Тогда по формуле Чебышева степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Механизм состоит из звеньев:

1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – стойка.

2. Применить условие первой задачи для плоского кулачкового механизма с тарельчатым толкателем (рис. 1.14).

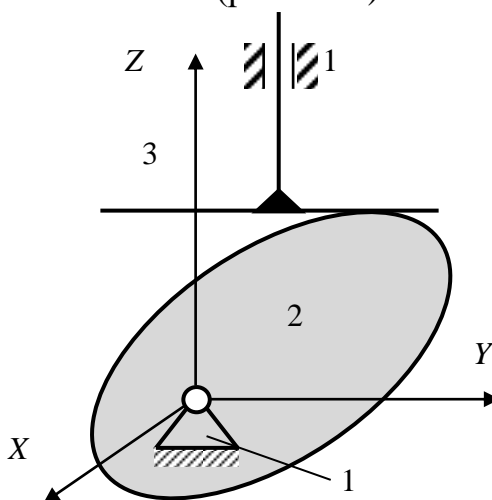


Рис. 1.14. Кулачковый механизм с тарельчатым толкателем

Общее число подвижных звеньев $k=3$, тогда $n=2$. Число возможных движений – 3: (1–2) – V_X ; (2–3) – V_X, Π_Y ; (3–1) – Π_Z , т. е. три невозможных движения. Механизм третьего семейства.

$P_5=2$ (V_{12}, Π_{31}), $P_4=1$ ($V\Pi_{23}$).

Степень подвижности:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 1.$$

Механизм состоит из звеньев:

1 – стойка, 2 – кулачок, 3 – толкатель.

1.4. Структурный состав механизма

Структурная классификация плоских шарнирных механизмов была разработана русским ученым профессором Л.В. Ассуром (1914 г.), а затем развита И.И. Артоболовским.

Согласно классификации Л.В. Ассура каждый плоский механизм состоит из начальных механизмов и присоединенных к ним структурных групп (групп Ассура) с нулевой степенью подвижности.

Начальными механизмами могут быть:

а) начальный вращательный механизм (рис. 1.15,а):

$n=1, P_5=1 (B_{12}), P_4=0, W=1;$

б) начальный поступательный механизм (рис. 1.15,б):

$n=1, P_5=1 (\Pi_{12}), P_4=0, W=1.$

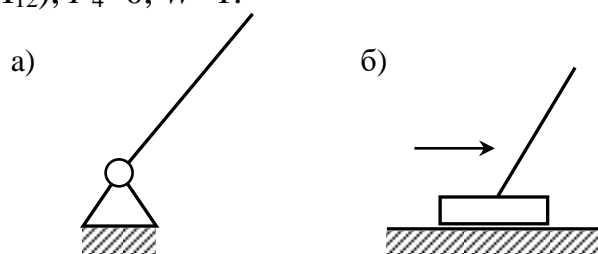


Рис. 1.15. Начальные механизмы

Начальные механизмы относятся к механизмам 1-го класса.

Основной принцип образования механизмов заключается в последовательном наложении кинематических цепей, обладающих определенными структурными свойствами.

Группой Ассура называется кинематическая цепь с нулевой степенью свободы относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары свободные элементы ее звеньев, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие также нулевой степенью свободы.

Равноправно и следующее определение: группой Ассура называют элементарную кинематическую цепь, которая в случае ее присоединения элементами внешних пар к стойке получает нулевую степень подвижности:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 0.$$

Рассмотрим, при каком соотношении между числом подвижных звеньев n и кинематическими парами P_5 и P_4 могут существовать группы Ассура:

а) для групп Ассур только с кинематическими парами только 5-го класса степень подвижности определяется:

$$W = 3n - 2P_5, \text{ следовательно, } n = \frac{2}{3}P_5.$$

Возможные сочетания чисел звеньев и кинематических пар (рис. 1.16–1.19):

n	2	4	6	8	...
P_5	3	6	9	12	...

б) для групп Ассур с КП 5-го и 4-го классов:

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

n	P_5	P_4
1	1	1
2	2	2
...

Назовем звено и стойку, образующие кинематическую пару 5-го класса, механизмом 1-го класса.

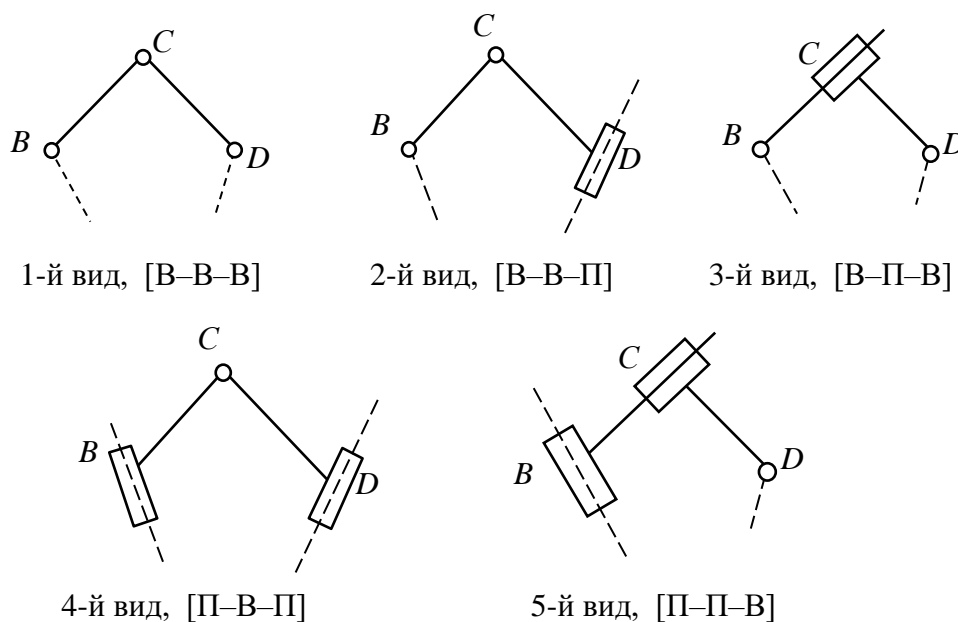


Рис. 1.16. Группы Ассур 2-го класса ($n=2$, $P_5=3$, $P_4=0$)

Характерным примером группы Ассур с высшей кинематической парой 4-го класса может быть толкатель в кулачковом механизме (см. рис. 1.14 – одно звено, одна пара 5-го и одна пара 4-го классов) или зубчатое колесо.

Образование любого плоского механизма может быть представлено как последовательное присоединение групп, удовлетворяющих условию

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 0 .$$

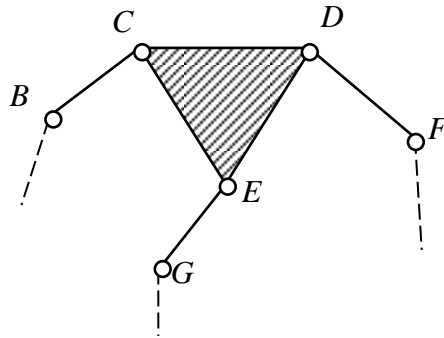


Рис. 1.17. Группа Ассура
3-го класса ($n=4, P_5=6$)

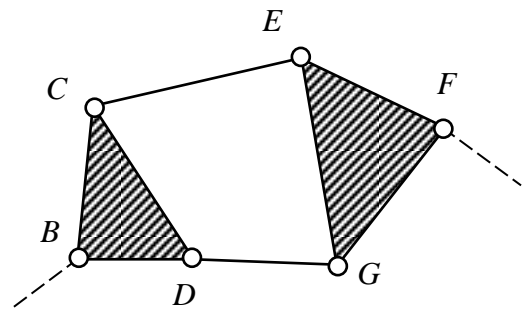


Рис. 1.18. Группа Ассура
4-го класса ($n=4, P_5=6$)

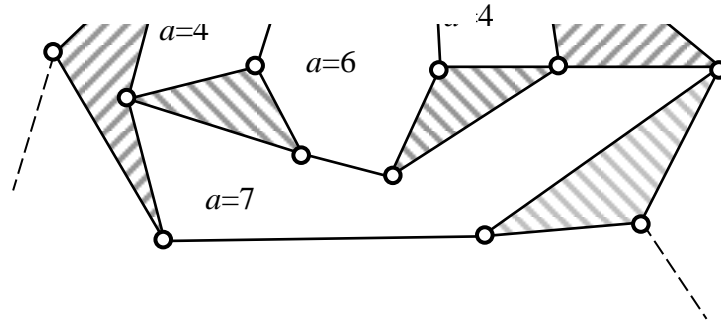


Рис. 1.19. Группа Ассура 7-го класса
($n=10, P_5=15, P_4=0, W=0, k=2$)

Класс механизма соответствует классу наивысшей группы, входящей в его состав.

Порядок группы определяется числом элементов звеньев, которыми группа присоединяется к основному механизму.

Все виды групп 2-го класса могут быть получены путем замены отдельных вращательных пар парами поступательными (рис. 1.16).

Класс групп Ассура определяется сложностью контура их звеньев, входящих в группу.

Задача об определении класса плоского механизма решается так:

1. Вычерчивается схема механизма. Подсчитывается степень подвижности его по формуле Чебышева.

2. Выбирается ведущее звено (начальный вращательный или поступательный механизм).

3. Производится отделение (с конца механизма) группы Ассура возможно более низкого класса. Если невозможно отделить группы 2-го класса, ищется группа 3-го класса и т. д.

4. После отделения каждой группы Ассура выполняется проверка оставшегося механизма по степени подвижности (измениться не должна, не должно оставаться звеньев, не связанных с механизмом).

5. Снова выполняется пункт 3, до тех пор пока не останется лишь начальный (начальные – в случае если степень подвижности более 1) механизм.

Следует иметь в виду, что от группы Ассура не может быть отделена кинематическая цепь, удовлетворяющая условию $W = 0$, без разрушения самой группы. Если такое отделение возможно, то исследуемая кинематическая цепь представляет собой совокупность нескольких групп Ассура.

Рассмотрим примеры на структурный анализ и классификацию плоских механизмов по Ассуру–Артоблеву.

В данных примерах необходимо определить степень подвижности механизма, написать формулу его строения и указать его класс.

Пример 1 (рис. 1.20).

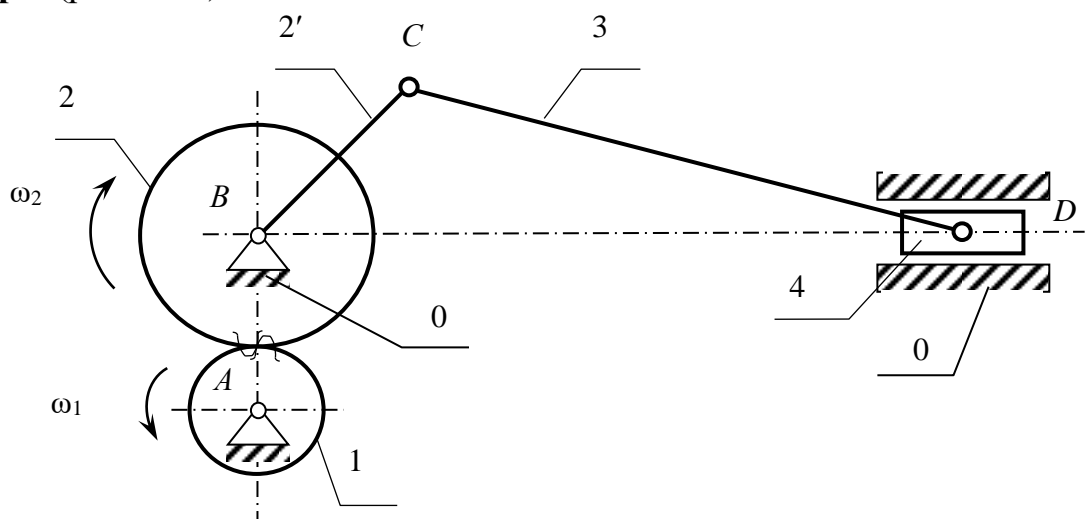


Рис. 1.20. Зубчато-рычажный механизм

- 1 – кривошип–зубчатое колесо,
- 2-2' – кривошип–зубчатое колесо,
- 3 – шатун, 4 – ползун.

$$n=4, P_5=5, P_4=1.$$

Степень подвижности механизма:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1.$$

Пассивные связи в механизме отсутствуют. В составе:

– начальный вращательный механизм 1 класса (звено 1 со стойкой);

– двухзвенная, двухповодковая группа Ассура 2-го класса с двумя вращательными и одной поступательной парой (звенья 3 и 4);

– однозвенная двухповодковая группа Ассура 2-го класса с вращательной и зубчатой парой (звено 2-2').

Итак, количество начальных механизмов – 1; количество групп Ассура – 2.

Формула строения механизма:

$V_{0,1} - [VP_{1,2} - V_{2,0}] - [V_{2',3} - V_{3,4} - П_{4,0}]$, механизм 2-го класса.

Пример 2 (рис. 1.21).

Общее число звеньев $k=4$, число подвижных звеньев $n=3$, кинематические пары: $P_5=4$, $P_4=0$.

Степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

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

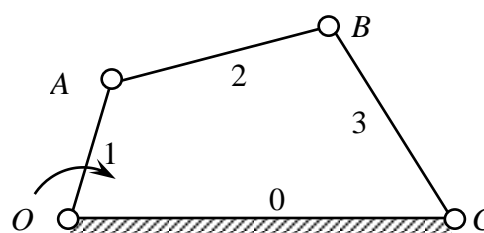


Рис. 1.21. Шарнирный четырехзвенный механизм

Ведущее звено одно, так как $W=1$.

Механизм расчленяется на группы Ассура. Вначале отделяется группа Ассура 2-го класса первого вида, образованная звеньями 2, 3. На этом отделении заканчивается, так как осталось ведущее звено 1 и стойка 0.

Записываем формулу строения механизма:

$$V_{0,1} - [V_{1,2} - V_{2,3} - V_{3,0}].$$

Наивысший класс присоединенной группы – второй, поэтому механизм 2-го класса.

При выполнении структурного анализа часто рекомендуется выполнить замену высших кинематических пар низшими 5-го класса. Такая процедура получила название *построение эквивалентного заменяющего механизма*.

Высшие кинематические пары 4-го класса могут быть заменены условным звеном, входящим только в кинематические пары 5-го класса, при этом характер мгновенного относительного движения не должен измениться – малые перемещения, скорости и ускорения действительных звеньев механизма сохраняются.

Характер заменяющего звена зависит от типа контакта реальных звеньев.

1. Контакт двух криволинейных поверхностей (рис. 1.22).

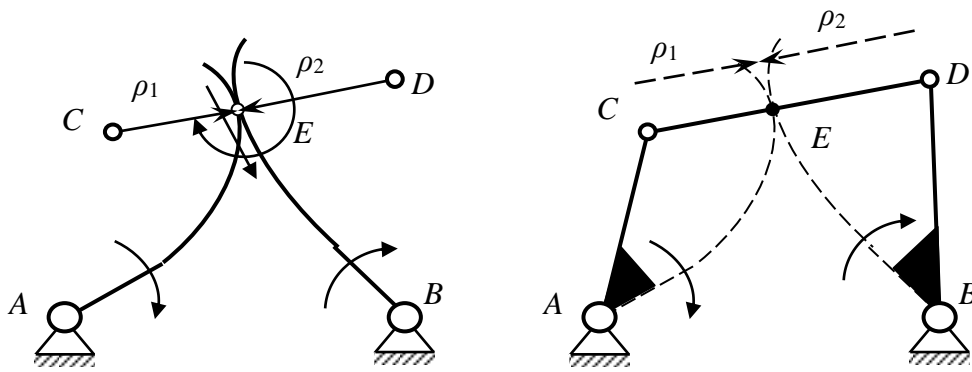


Рис. 1.22. К замене высших пар низшими.
Элементы кинематической пары: две кривые линии

В центрах кривизны (C и D) контактирующих кривых помещают вращательные пары 5-го класса, реальные звенья AE и BE заменяются жестко связанными с ними условными звеньями AC и BC (в общем случае переменной длины), эквивалентными по характеру движения реальным, вводится условное звено CD (длина которого равна сумме длин мгновенных радиусов кривизны действительных профилей $\rho_1 + \rho_2$). Заменяющий шарнирный четырехзвенник кинематически эквивалентен исходному механизму, но образован только с помощью кинематических пар 5-го класса.

2. Контакт криволинейной поверхности и прямой (рис. 1.23).

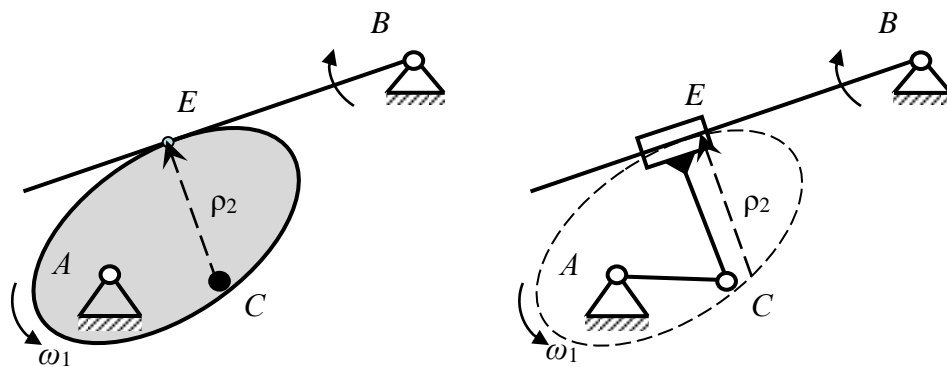


Рис. 1.23. К замене высших пар низшими.
Элементы кинематической пары: прямая и кривая

В центре кривизны C помещается вращательная кинематическая пара, в точке контакта E на прямой – поступательная пара. Звено AC – ведущее звено, совершающее движение, идентичное кулачку, звено CE – условное. Длины заменяющих звеньев AC и CE имеют переменное значение, свое для каждого положения механизма, зависят от профиля

(радиуса кривизны в точке контакта и положения центра кривизны в каждый момент времени).

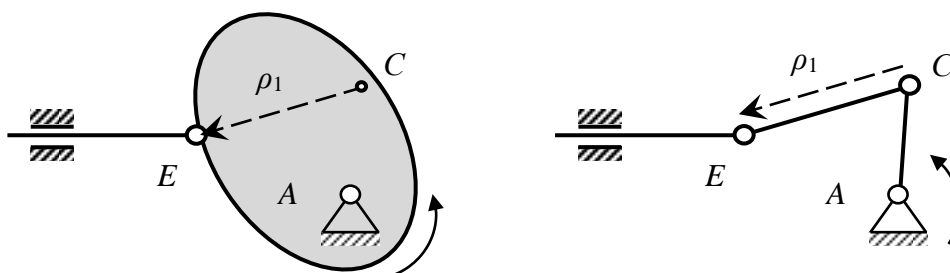


Рис. 1.24. К замене высших пар низшими.
Элементы кинематической пары: кривая и точка

В случае точечного контакта, как и в центре кривизны, помещаются вращательные кинематические пары, соединяемые звеньями AC и CE .

4. Контакт прямой линии и точки (рис. 1.25).

В точке C контакта прямой и точки помещаются и вращательная пара и поступательная.

Во всех случаях высшая кинематическая пара 4-го класса заменяется условным звеном, входящим в две пары 5-го класса. При сравнении структуры механизмов до замены и после видно, что структурная группа, состоящая из одного звена, входящего в одну пару 5-го класса и одну пару 4-го класса, кинематически эквивалентна группе Ассур 2-го класса, состоящей из двух звеньев, входящих в три пары 5-го класса. По этой причине однозвенные группы с высшей парой также относят к группам Ассур 2-го класса.

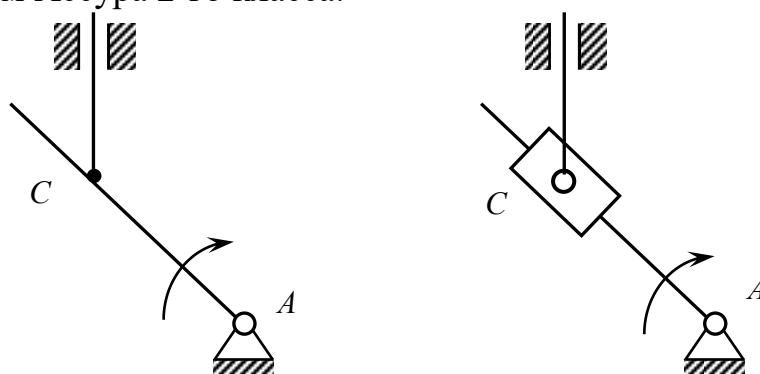


Рис. 1.25. К замене высших пар низшими.
Элементы кинематической пары: прямая и точка

Контрольные вопросы к разделу (Л1 части 1 и 2)

1. Что называется звеном, какие виды звеньев существуют?
2. Что называется кинематической парой, как их классифицируют?
3. Что называется кинематической цепью, какие виды существуют?
4. Что называется механизмом? Принципы классификации механизмов.
5. Что называется степенью подвижности механизма? Какие существуют расчетные формулы?
6. Что такое пассивные связи и пассивные (локальные) подвижности в механизме? Как их учитывают?
7. Что называется группой Ассура? Виды и классификация групп Ассура.
8. Принципы образования механизмов по Ассуру-Артоболовскому.
9. Формула строения механизмов; условные обозначения кинематических пар и звеньев на схемах.
10. Цели и способы условной замены высших кинематических пар низшими.