

Гоголев Б.Б., Попов Б.К.
Структура механизмов

В авторской редакции

Владимир

2004

Введение

Настоящее пособие посвящено изложению вопросов раздела "Структура" теории механизмов и машин. В нем кратко освещены наиболее важные положения раздела.

Очевидно, что необходимая краткость изложения привела к некоторой субъективности в отборе материала, что, по представлению авторов, нельзя считать недостатком их работы, особенно если принять во внимание ориентированность ряда документов УМО на разработку авторских курсов. Следует также отметить тот факт, что поскольку освещаемые вопросы, изложенные в разных источниках, далеко не всегда совпадают в части общих подходов и оценок отдельных методов, при написании настоящего пособия приходилось искать некоторые компромиссные решения. Таким образом, изложение представленного в пособии материала не совпадает ни с одним из существующих источников.

Раздел, посвященный структуре технических систем вообще и механизмов в частности, является основополагающим в ТММ, науке об общих методах исследования свойств механизмов и машин на основе синтеза и анализа создаваемых для этого моделей.

Пособие соответствует требованиям, сформулированным в государственных стандартах механических специальностей, применительно к дисциплине "Теория механизмов и машин".

Теоретической основой при изучении этого курса являются положения теоретической механики, с которыми студенты знакомы по соответствующей дисциплине.

Важной методической задачей раздела, посвященного структуре механических систем, является показ его значимости для всего последующего изложения и его важности при проектировании. Принятие ошибочных решений на этой стадии проектирования влечет за собой полный пересмотр проекта. На этапе исследования структуры вводятся основные понятия механики машин: машина, механизм и его компоненты; обеспечивается обоснование применяемых при дальнейшем исследовании методов. Поэтому данный раздел является основой всей теории механизмов и машин.

Для более детального изучения вопросов, связанных со структурой механизмов, приводится список рекомендуемой литературы.

Кроме изложения теоретического материала курс предусматривает применение полученных студентами знаний при выполнении практических заданий, лабораторных работ и при курсовом проектировании, которое, кроме того, что включает в себя соответствующий раздел, использует результаты структурного исследования на всех последующих стадиях разработки. Это, в частности, относится к кинематическому и силовому анализу.

1. Структура и классификация механизмов и машин

1.1. Современное представление о машинах. Структура машины

Понятие "машина" оставалось неопределенным вплоть до конца 19 века. Применялся, в частности, термин "простая машина", относившийся к таким приспособлениям, как рычаг, блок, наклонная плоскость, клин, винт.

Машиной в современном понимании называется система, предназначенная для осуществления механического движения и силовых воздействий, связанных с выполнением того или иного рабочего процесса.

Современные машины являются *агрегатами*, т.е. сложными системами, состоящими из подсистем.

При проектировании системы вначале она может быть отображена функциональной моделью, а затем функционально-структурной. Графические представления этих моделей приведены на рисунках 1 и 2 соответственно.



Рис. 1. Функциональная модель машины

На рисунке 1 введены следующие обозначения:

u – входной сигнал,

X – выходная координата,

F – выходной силовой фактор.

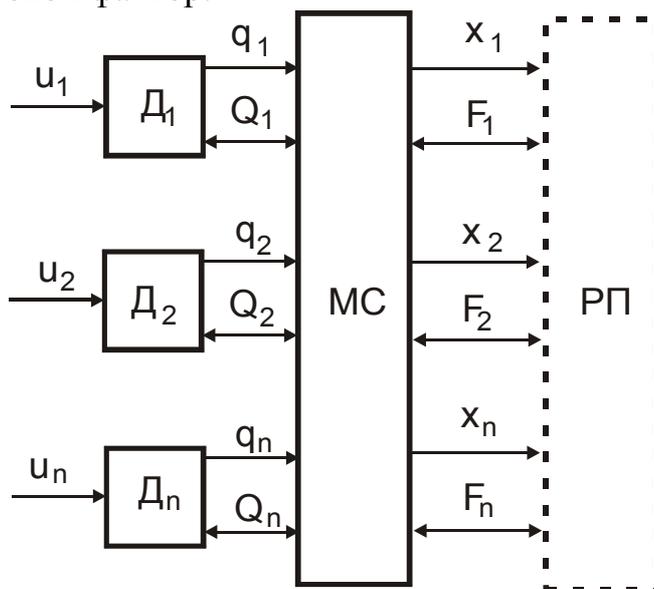


Рис. 2. Функционально-структурная модель машины

На рисунке 2:

u_n – управляющий параметр,

q_n – координата выходного звена двигателя,

Q_n – сила или момент сил, действующие со стороны выходного звена двигателя на входное звено механической системы,

x_n – координата выходного звена механической системы,

F_n – сила или момент сил, действующих со стороны выходного звена механической системы на объект изменения в рабочем процессе.

Функциональная модель является наименее структурированной из всех моделей машины. В ней не раскрывается внутренняя структура машины, представлены только ее внешние связи. В функционально-структурной модели общая функция преобразования разделяется на отдельные осуществляющие ее элементы: двигатели (D_n) и механическую систему (МС).

Двигатель – это функциональная часть машины, в которой происходит преобразование энергии любого вида в механическую. Каждый двигатель может быть условно представлен как система, на вход которой действует управляющий сигнал (входное напряжение, положение заслонки карбюратора, положение дросселя и т.д.). Этот сигнал называется *управляющим параметром* (u). Выходное движение вращательное или поступательное. Сложные движения осуществляет механическая система (МС).

Рабочий процесс (РП) известен до начала проектирования машины; он входит в функционально-структурную модель в виде внешней связи.

Важной частью машины является *система управления*.

Задачи системы управления:

- ✧ формирование воздействия на вход двигателей,
- ✧ реагирование на возникающие силы, которые предварительно не могут быть точно учтены,
- ✧ слежение за осуществлением рабочего процесса,
- ✧ уменьшение возможных ошибок,
- ✧ поддержание программного движения.

Часто роль системы управления выполняет человек.

К машинам предъявляются следующие общие требования:

- ✧ геометрического и кинематического характера (задается движение, необходимое для осуществления рабочего процесса, называемое программным),
- ✧ силового, динамического характера,
- ✧ прочности и жесткости,
- ✧ надежности,
- ✧ долговечности,
- ✧ экономичности,
- ✧ технологичности,
- ✧ эстетические требования.

1.2. Механизмы. Основные понятия

Механическую систему машины образуют механизмы.

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

Все механизмы, образующие механическую систему машины, по своему функциональному назначению могут быть разделены на *передаточные механизмы* (ПМ) и *исполнительные механизмы* (ИМ), что может быть отражено в функционально-структурной модели.

Передаточный механизм – это механизм для преобразования вращательного движения на входе во вращательное с другой угловой скоростью на выходе.

Исполнительный механизм – это механизм, преобразующий один вид движения в другой, необходимый для осуществления рабочего процесса.

Функционально-структурная модель механической системы при осуществлении привода машины от электродвигателя имеет вид, представленный на рис. 3.

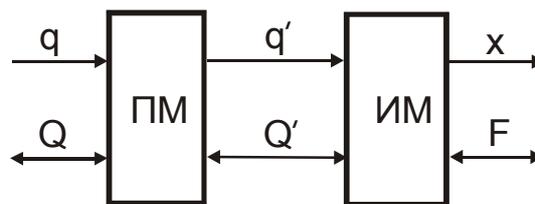


Рис. 3. Функционально-структурная модель механической системы машины

Передаточный механизм осуществляет согласование между выходным звеном электродвигателя и входным звеном исполнительного механизма, поскольку скорость первого обычно значительно выше.

Механизм образуется звеньями.

Звеном механизма называется твердое тело, входящее в его состав.

Звено, принимаемое за неподвижное, называется *стойкой*.

Входным называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходным называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Звенья различают по конструктивному признаку (коленчатый вал, зубчатое колесо и т.д.) и по характеру их движения. Так, звено, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси называется *кривошипом*; неполный оборот – *коромыслом*; совершающее поступательное прямолинейное движение относительно стойки – *ползуном*; образующее кинематические пары только с подвижными звеньями – *шатуном*.

Кинематической парой называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Совокупность поверхностей, линий и отдельных точек, по которым одно звено может соприкасаться с другим, образуя кинематическую пару, называется *элементом кинематической пары*.

Система звеньев, связанных между собой кинематическими парами, называется *кинематической цепью*.

После введения понятия кинематической цепи механизм может быть определен следующим образом:

механизм – это кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено.

1.3. Классификация кинематических пар

В настоящее время в зависимости от решаемой задачи используются две классификации: по характеру контакта звеньев и по числу условий связи или по числу степеней свободы (подвижность пары), что по смыслу равнозначно.

Если контакт звеньев осуществляется по поверхности – пара называется *низшей*, если по прямой или в точке – *высшей*.

В зависимости от числа наложенных связей различают пять классов кинематических пар:

- ✧ первый класс – одна связь, пятиподвижная пара;
- ✧ второй класс – две связи, четырёхподвижная пара;
- ✧ третий класс – три связи, трёхподвижная пара;
- ✧ четвертый класс – четыре связи, двухподвижная пара;
- ✧ пятый класс – пять связей, одноподвижная пара.

Схематические изображения и условные обозначения часто встречающихся кинематических пар представлены на рис. 4 – 12.

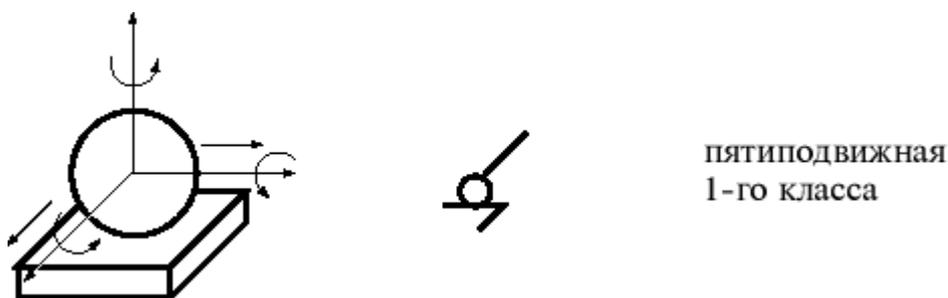


Рис. 4. Кинематическая пара "шар-плоскость"

Стрелками показаны возможные независимые относительные простые перемещения (поступательные и вращательные) звеньев, образующих кинематическую пару, по отношению к выбранной системе координат. Всего возможно три поступательных и три вращательных перемещения.

В случае кинематической пары "шар-плоскость" невозможным является одно поступательное перемещение – перпендикулярное плоскости, поскольку в этом случае наблюдается либо перекрытие активных поверхностей, либо потеря их контакта, то есть нарушение условия существования кинематической пары, и превращение звеньев в изолированные тела.

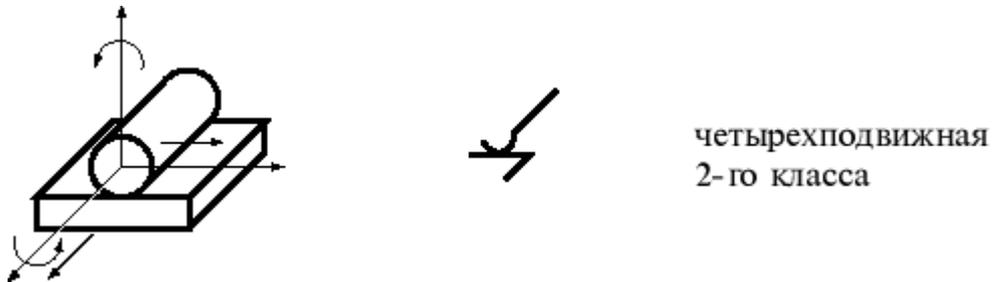


Рис. 5. Кинематическая пара "цилиндр-плоскость"

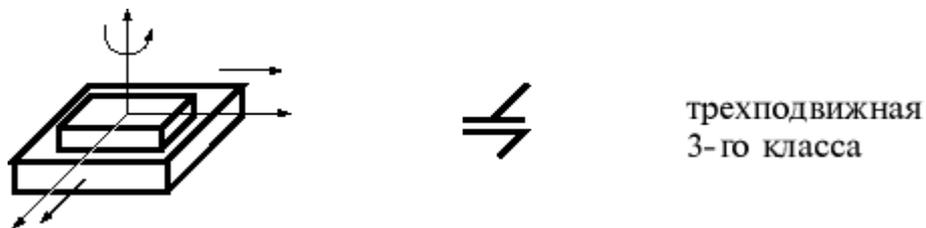


Рис. 6. Плоскостная кинематическая пара

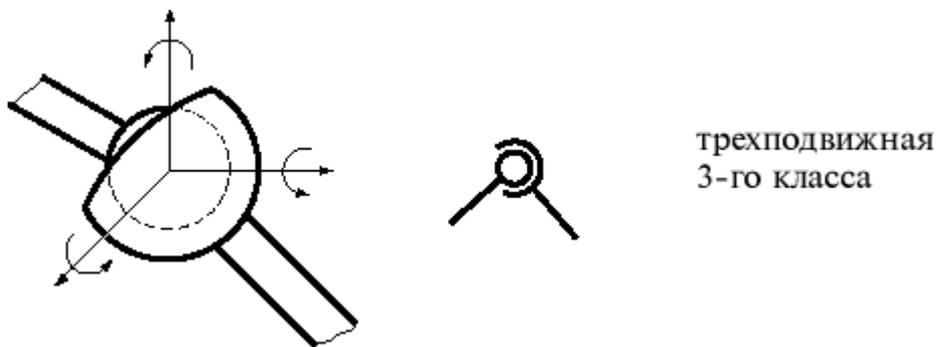


Рис. 7. Сферическая кинематическая пара

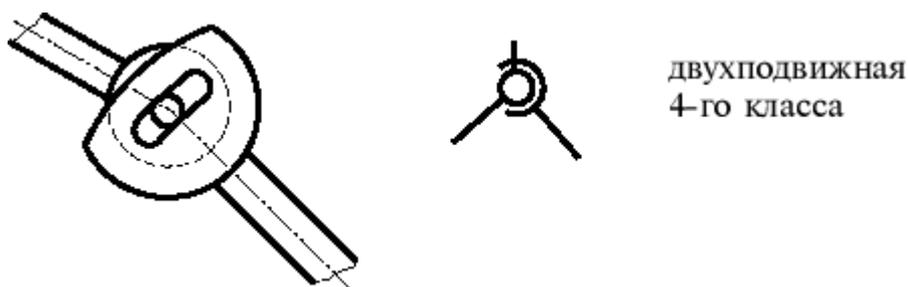


Рис.8. Сферическая с пальцем кинематическая пара

Сферическая с пальцем кинематическая пара отличается от сферической тем, что одно из звеньев, активными поверхностями которых являются сферы, имеет палец, перемещающийся в процессе относительного движения звеньев по пазу другого звена. Это делает невозможным одно из трех относительных вращений.

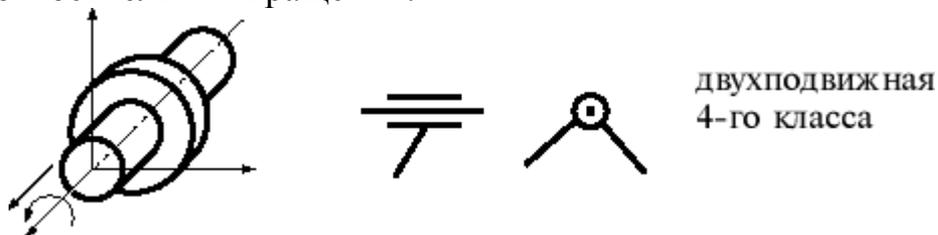


Рис. 9. Цилиндрическая кинематическая пара

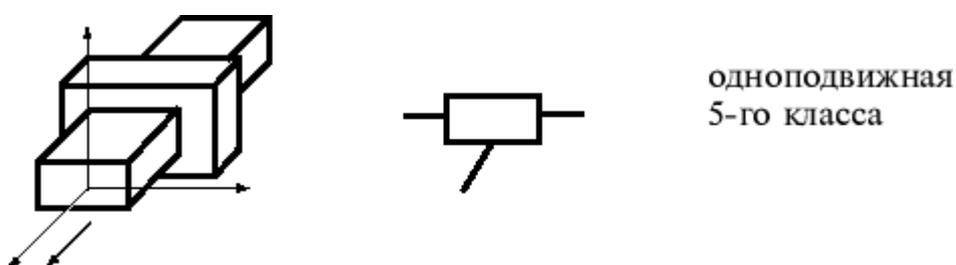


Рис. 10. Поступательная кинематическая пара

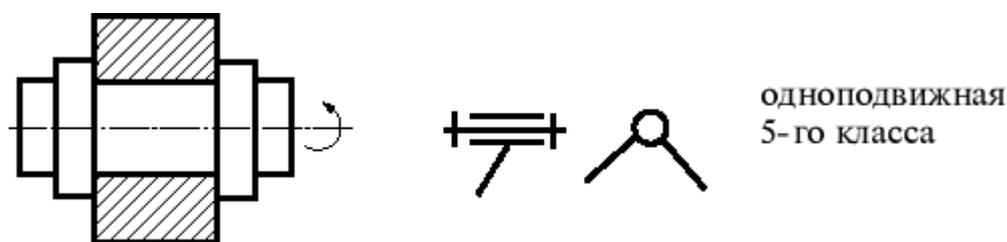


Рис. 11. Вращательная кинематическая пара

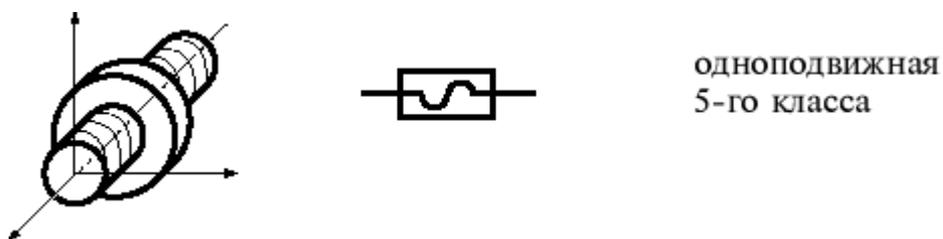


Рис. 12. Винтовая кинематическая пара

В винтовой кинематической паре относительное винтовое движение звеньев может быть представлено как сочетание вращательного и поступательного. Но, поскольку эти движения являются функционально зависимыми, винтовую кинематическую пару нельзя считать двухподвижной.

Из приведенных на рис. 4 – 12 кинематических пар две: "шар-плоскость" и "цилиндр-плоскость" являются высшими, остальные – низшие.

Для того чтобы элементы пары находились в постоянном соприкосновении, пара должна быть замкнута геометрическим (за счет конструктивной формы звеньев) или силовым (силой тяжести, пружиной и т. п.) способом.

Существует различие между представлением кинематической пары в модели механизма и ее конструктивным исполнением, обусловленное технологичностью, прочностью и т.п. конструкции. Конструктивно кинематическая пара может быть выполнена как кинематическое соединение.

Кинематическое соединение – это кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в механизме кинематическую пару.

Таким образом, кинематические пары, представленные на рисунках, могут служить как моделью конструктивно выполненного подвижного соединения двух звеньев, так и моделью кинематического соединения, в котором связь между двумя рассматриваемыми звеньями осуществляется при помощи других звеньев.

1.4. Виды механизмов

Механизмы классифицируют по различным признакам.

В частности, по виду кинематических пар различают механизмы с низшими парами и механизмы, в которых кроме низших используются высшие пары.

По характеру траекторий точек звеньев различают механизмы плоские и пространственные.

Плоским называется механизм, все точки звеньев которого движутся в параллельных плоскостях. Если же траектории точек звеньев не плоские кривые или же плоские, но лежащие в пересекающихся плоскостях, то механизм называют пространственным.

Например, кривошипно-ползунный механизм ДВС – плоский с низшими парами; главная передача ведущего моста автомобиля – пространственный механизм с высшей парой.

Наиболее распространенные механизмы с низшими парами – рычажные, клиновые, винтовые; с высшими парами – кулачковые, зубчатые, фрикционные, мальтийские и храповые.

Рычажным называется механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары.

Примеры плоских механизмов с низшими парами

Шарнирный четырехзвенный механизм (рис. 13), механизм, звенья которого соединены только вращательными парами; служит для преобразования одного вида вращательного движения в другой. В зависимости от сочетания размеров звеньев может быть кривошипно-коромысловым,

двухкривошипным и двухкоромысловым. Применяется в прессах, ковочных машинах, качающихся конвейерах, прокатных станах, приборах и т. д.

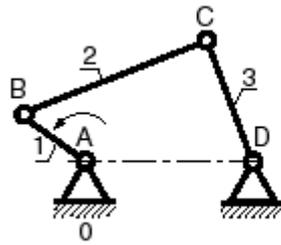


Рис. 13. Шарнирный четырехзвенный механизм

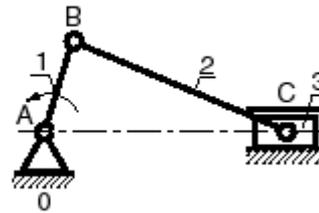


Рис. 14. Кривошипно-ползунный механизм

Кривошипно-ползунный механизм (рис. 14), рычажный механизм, в состав которого входят кривошип и ползун. Применяется в поршневых машинах (ДВС, компрессоры, насосы), в ковочных машинах, прессах и т. д.

Кулисный механизм (рис. 15), служит для преобразования одного вида вращательного движения в другой; шестизвенный кулисный механизм преобразует непрерывное вращательное движение в возвратно-поступательное (рис. 16).

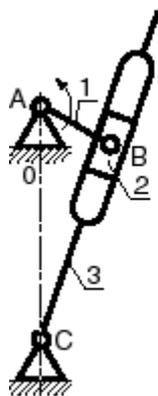


Рис. 15. Кулисный механизм

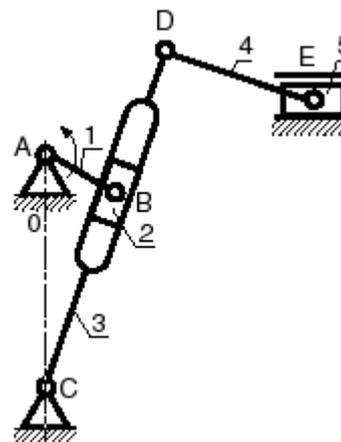


Рис. 16. Шестизвенный кулисный механизм

Кулисой называется звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару. Кулисные механизмы применяют в строгальных и долбежных станках, поршневых насосах и компрессорах, приборах и т. д.

Примеры пространственных механизмов с низшими парами

Четырехзвенный механизм (рис. 17) образован звеньями: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 0 – стойка.

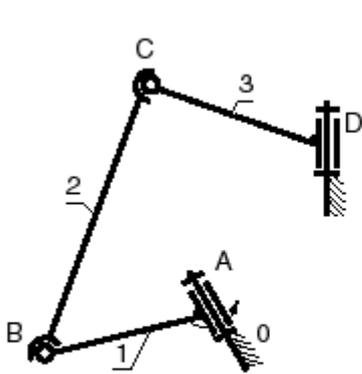


Рис.17. Четырехзвенный механизм

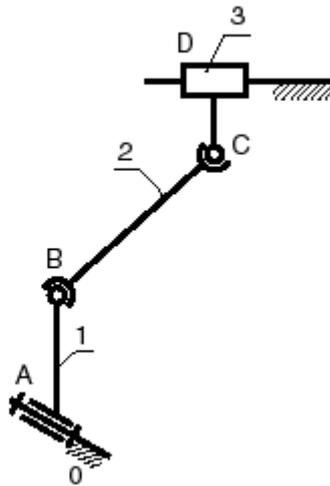


Рис.18. Кривошипно-ползунный механизм

Кривошипно-ползунный механизм (рис. 18) имеет следующие звенья:

1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 0 – стойка.

Примеры механизмов с высшими парами

Среди механизмов с высшими парами наибольшее распространение получили кулачковые, зубчатые, фрикционные, мальтийские, храповые механизмы.

Кулачковые механизмы

Кулачковым называется механизм, в состав которого входит кулачек.

Кулачок – это звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Механизм, в состав которого входит кулачок, называется кулачковым механизмом. На рис. 19 показана схема плоского кулачкового механизма, на рис. 20 – пространственного. Форма входного звена – кулачка определяет закон движения выходного звена – толкателя.

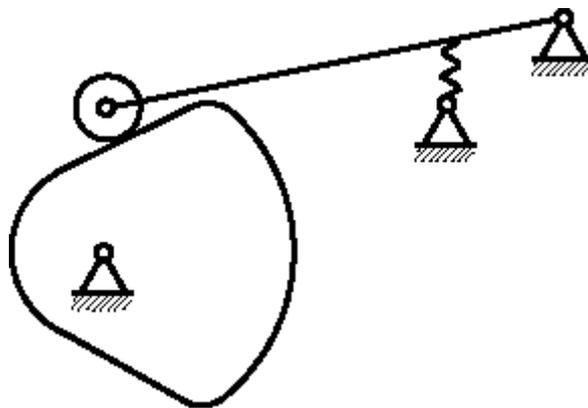


Рис. 19. Плоский кулачковый механизм

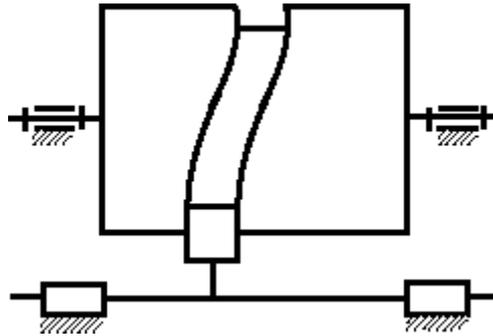


Рис. 20. Пространственный кулачковый механизм

Зубчатые механизмы

Зубчатым механизмом (зубчатой передачей) называется механизм, в состав которого входят зубчатые звенья.

Зубчатое звено – это звено, имеющее выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

Каждый зуб можно рассматривать как кулачок, а весь зубчатый механизм – как многократно повторенный кулачковый механизм. Различают внешнее, внутреннее и реечное зацепления. При внешнем зацеплении вращение звеньев происходит в разные стороны, при внутреннем – в разные стороны; реечное зацепление преобразует вращательное движение в поступательное.

На рис 21 показаны некоторые виды зубчатых передач.

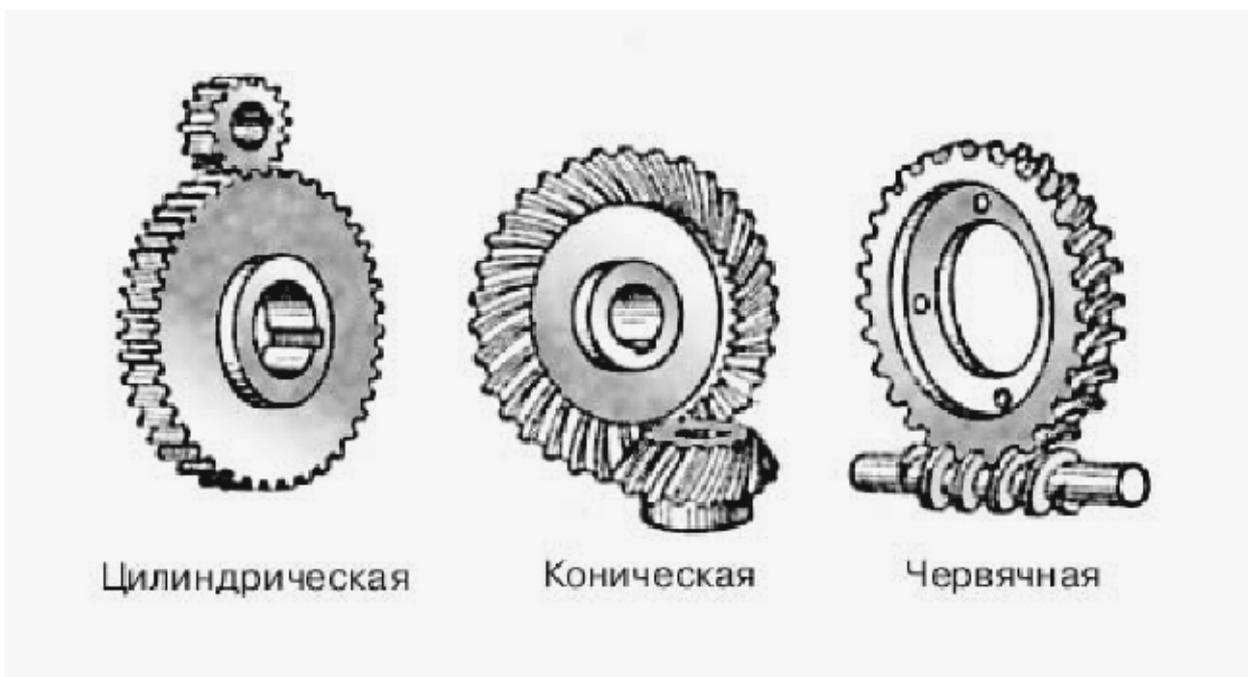


Рис. 21. Зубчатые передачи

Фрикционные механизмы

Фрикционные механизмы осуществляют передачу движения посредством трения между звеньями. Простой фрикционный механизм (рис. 22) состоит из двух вращающихся круглых цилиндров и стойки. Фрикционные механизмы используются в бесступенчатых передачах (рис. 23).

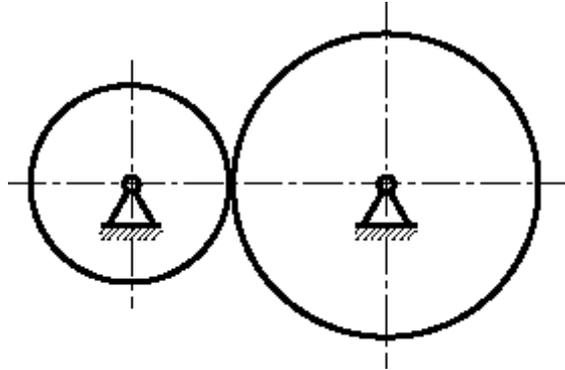


Рис. 22. Простой фрикционный механизм

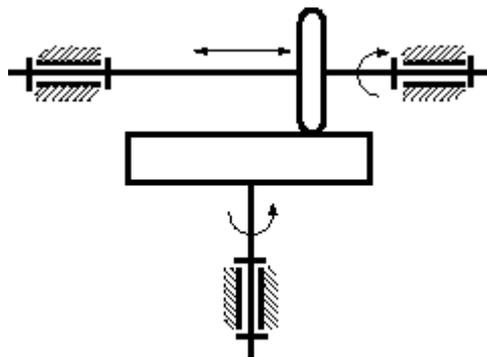


Рис. 23. Бесступенчатая фрикционная передача

Передача вращения от одного звена к другому при значительных расстояниях между осями их вращения осуществляется механизмами с гибкими звеньями (связями) (рис. 24).

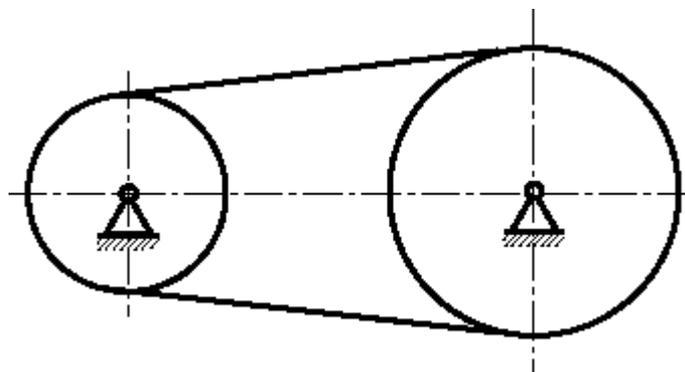


Рис. 24. Механизм с гибкой связью

Под гибкими звеньями понимаются ремни, цепи, канаты.

2. Структурный анализ механизмов

2.1. Структурные формулы механизмов

Каждая из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки, называется *обобщенной координатой механизма*.

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

Начальное звено не обязательно совпадает с входным. Можно за начальное принять выходное или промежуточное звено. В механизме с двумя обобщенными координатами может быть или два начальных звена, если за обобщенные координаты приняты координаты двух различных звеньев, или одно начальное звено, если оно образует со стойкой двухподвижную пару.

Число независимых вариаций обобщенных координат механизма называется числом степеней свободы механизма (W).

Для механизмов, в которых все связи голономные, число степеней свободы равно числу обобщенных координат. Голономными называются геометрические связи, то есть такие, которые налагают ограничения только на положения (координаты) звеньев. Неголономные связи накладывают ограничения на скорости точек звеньев и не могут быть проинтегрированы, то есть, приведены к голономным. В дальнейшем рассматриваются механизмы только с голономными связями.

Зависимости, связывающие число степеней свободы механизма W с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар называются структурными формулами механизма.

Для пространственных механизмов применяется формула Малышева, вывод которой производится следующим образом.

Если бы все n подвижных звеньев механизма были свободными телами, то их общее число степеней свободы было бы равно $6n$. Однако каждая одноподвижная пара накладывает на относительное движение звеньев, образующих пару, 5 связей, каждая двухподвижная пара – 4 связи и т. д. Следовательно, общее число степеней свободы, равное шести, будет уменьшено на величину

$$5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5.$$

В общее число наложенных связей может войти некоторое число избыточных (повторных) связей, которые дублируют другие связи, не уменьшая числа степеней свободы механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему.

Поэтому число степеней свободы пространственного механизма определяется по формуле Малышева следующим образом:

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

где q – число избыточных связей.

При $q = 0$ механизм – статически определимая система,

при $q > 0$ – статически неопределимая.

В общем случае решение последнего уравнения – трудная задача, поскольку в нем две неизвестных величины W и q . Если известно, что механизм статически определимый, то можно найти W , приняв $q = 0$. Если каким-либо другим способом получено значение W , то можно определить число избыточных связей:

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

Для плоского механизма

$$W_{\Pi} = 3n - (2p_{\text{н}} + p_2 - q_{\Pi}),$$

так как любое подвижное звено на плоскости имеет три степени свободы, а кинематические пары могут быть только одно- и двухподвижными. Обычно в плоских механизмах одноподвижные пары являются низшими, а двухподвижные – высшими. Тогда каждая низшая кинематическая пара отнимает у звеньев плоского механизма две степени свободы. Все низшие пары отнимают у звеньев $2p_{\text{н}}$ степеней свободы, где $p_{\text{н}}$ – число низших кинематических пар. Каждая высшая пара отнимает у звеньев плоского механизма одну степень свободы. Все высшие пары отнимают $p_{\text{в}}$ степеней свободы, где $p_{\text{в}}$ – число высших кинематических пар.

Число степеней свободы плоского механизма определяется по формуле Чебышева:

$$W_{\Pi} = 3n - (2p_{\text{н}} + p_{\text{в}} - q_{\Pi}).$$

Если известно, W_{Π} то

$$q_{\Pi} = W_{\Pi} - 3n + 2p_{\text{н}} + p_{\text{в}}.$$

Незамкнутые кинематические цепи не имеют избыточных связей, число подвижных звеньев всегда равно числу кинематических пар. Эти свойства одинаковы как для плоских, так и для пространственных механизмов.

Структурная формула для механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями имеет вид:

$$W = p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5,$$

то есть число степеней свободы как для плоских, так и для пространственных механизмов, состоящих из незамкнутых кинематических цепей, равно сумме степеней свободы кинематических пар.

Незамкнутые кинематические цепи (рис. 25) используются в манипуляторах, механизмах роботов, шагающих машин и других, заменяющих руки и ноги человека.

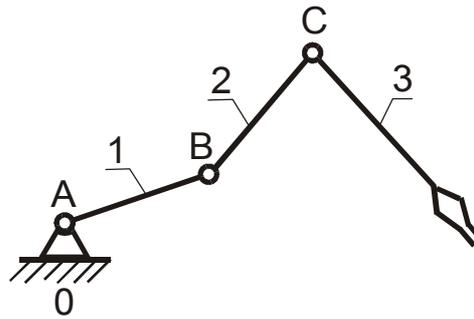


Рис. 25. Плоская незамкнутая кинематическая цепь

2.2. Механизмы с избыточными связями

Одноподвижная поступательная кинематическая пара, условно изображенная на рис. 26 может быть по-разному реализована. Кинематические пары по исполнению делятся на *простые* и *сложные*. В простой кинематической паре контактируют только два элемента, в сложной геометрические связи дублируются (рис. 27).

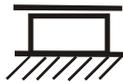


Рис. 26. Простая кинематическая пара

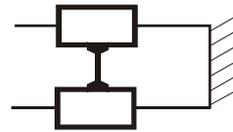


Рис. 27. Сложная кинематическая пара

В таких сложных кинематических парах могут появиться локальные избыточные связи. При их наличии относительное движение звеньев может осуществляться за счет зазоров между активными поверхностями звеньев, образующих кинематическую пару, их износа, деформации звеньев. Для создания работоспособной конструкции в этом случае при проектировании предъявляются определенные требования к размерам, форме и относительному положению элементов кинематической пары.

Модель кинематической пары, отражающую только необходимое число геометрических связей, соответствующее виду пары, называют *основной*. Модель кинематической пары, отражающую также избыточные локальные связи, называют *действительной*. Избыточные локальные связи вносят статическую неопределимость, то есть нельзя определить реакции в кинематических парах методами статики.

Число дополнительных (локальных избыточных) связей называется степенью статической неопределимости кинематической пары.

Деформация звена под действием нагрузки не должна приводить к заклиниванию элементов кинематических пар или их повышенному изнашиванию. Механизмы, которые удовлетворяют требованиям приспособляемости к деформациям звеньев, надежности, долговечности и технологичности конструкций, обладают так называемой оптимальной структурой.

Оптимальная схема расположения элементов кинематической пары – понятие относительное.

В механизмах, звенья которых образуют замкнутый контур, могут возникнуть *избыточные контурные связи*.

Они возникают, например, в плоских механизмах, которые вследствие неточностей изготовления и монтажа фактически превращаются в пространственные.

Наличие таких избыточных связей может привести к деформированию звеньев при сборке, возникновению дополнительных усилий в кинематических парах. Устранить избыточные связи можно, повышая подвижность некоторых кинематических пар (рис. 28).

На схеме рис. 28б избыточных связей нет:

$$p_1 = 2, p_2 = 1, p_3 = 1, q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0;$$

на схеме 28в:

$$p_1 = 2, p_3 = 2, W = 2.$$

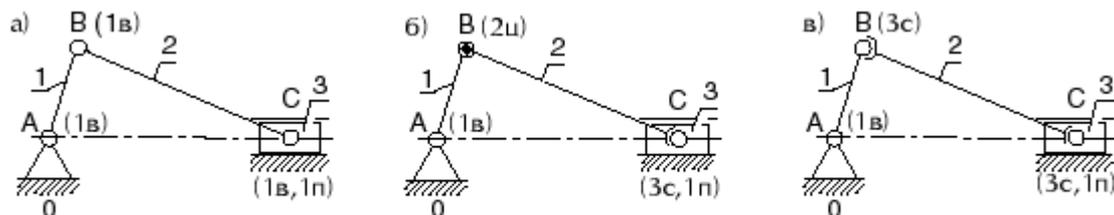


Рис. 28. Устранение избыточных связей

В последнем случае число степеней свободы складывается из числа основных степеней свободы и числа местных степеней свободы:

$$W = W_o + W_m = 1 + 1 = 2.$$

Эффективным способом устранения избыточных связей в механизмах приборов является применение высшей кинематической пары с точечным контактом взамен звена с двумя низшими парами. Число степеней свободы при этом не меняется.

Может применяться высшая кинематическая пара с линейным контактом активных поверхностей, являющаяся в пространственном механизме 4-х подвижной. Наличие статической неопределимости, а, следовательно, и более высоких требований к изготовлению, может быть оправдано в данном случае более высокой нагрузочной способностью.

Избыточные связи, определяемые по плоской схеме, характеризуют статическую неопределимость плоского механизма (при $q_n > 0$). Для механизма двойного параллелограмма (рис. 29) $W_n = 1$ (одна обобщенная координата ϕ), $n = 4$, $p_n = 6$, $p_v = 0$. Следовательно, по формуле Чебышева:

$$q_n = 1 - 3 \cdot 4 + 2 \cdot 6 = 1,$$

то есть механизм статически неопределимый с одной избыточной связью. Дополнительное звено 4 не может быть произвольной длины. Длины параллельных звеньев должны быть равны.

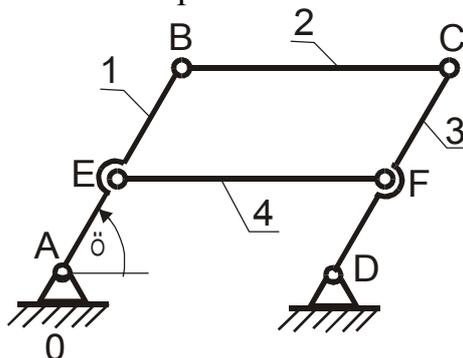


Рис. 29. Механизм двойного параллелограмма

Механизмы с избыточными связями имеют следующие недостатки:

1. Во время сборки возникают, как правило, упругие деформации звеньев (условно натяги);
2. Натяги звеньев увеличивают силы трения в кинематических парах, а следовательно, их износ и нагревание, уменьшают ресурс и КПД механизма;
3. Избыточные связи требуют большой точности изготовления и сборки механизма;
4. Избыточные связи удорожают сборку и эксплуатацию механизмов.

Механизмы без избыточных связей обладают важными технико-экономическими показателями:

1. Сборка механизмов производится без натягов, практически при любых первичных ошибках в линейных и угловых параметрах механизма.
2. Отсутствие натягов в механизме уменьшает силы трения в кинематических парах и увеличивает ресурс, КПД и надежность работы механизма, удешевляет его сборку и эксплуатацию.

Однако, вопрос о проектировании механизмов, исходя из требования устранения избыточных связей, нельзя считать однозначно решенным. Так, плоские механизмы – это, как правило, механизмы с избыточными связями. Избыточность возникает за счет тех связей, которые обеспечивают плоскопараллельное движение. Их устранение превращает механизм в пространственный. Таким образом, пришлось бы вообще отказаться от применения плоских механизмов. Вместе с тем, изготовление элементов пространственных механизмов более сложное. В частности, изготовить сферическую пару сложнее и дороже, чем вращательную. Короткий шарнир, допускающий в определенных пределах перекосы, можно рассматривать как сферическую пару.

2.3. Структура плоских механизмов с низшими парами

Установлено, что плоские механизмы могут быть построены из двух типов элементарных структур: из начального механизма и структурных групп (групп Ассур).

Начальным механизмом названа структура, состоящая из стойки и начального звена, соединенных низшей парой, т.е. это либо стойка и кривошип, либо стойка и ползун (рис. 30).



Рис. 30. Начальные механизмы

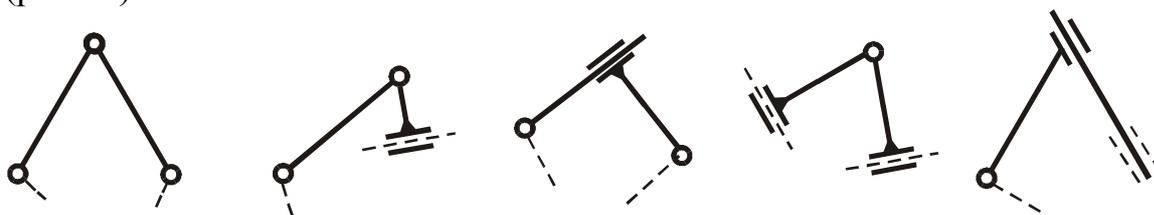
Структурной группой (группой Ассур) называют простейшую плоскую кинематическую цепь, содержащую только низшие пары, число степеней свободы которой равно нулю, если эту цепь внешними парами присоединить к стойке, то есть будет образована неподвижная статически определимая ферма.

Используя формулу Чебышева, можно записать:

$$0 = 3n - 2p_n - p_v;$$

поскольку речь идёт о механизмах только с низшими парами, то получим, что число низших пар в полтора раза больше, чем число звеньев. Отсюда следует, что число звеньев должно быть чётным.

Самым простым сочетанием является группа из двух звеньев, каждое из которых имеет внешнюю пару, общее число низших пар равно трём. Такие кинематические цепи были названы *структурными группами второго класса второго порядка*. В зависимости от того, как скомбинированы вращательные и поступательные пары различают пять разновидностей (рис.31).



1-го вида

2-го вида

3-го вида

4-го вида

5-го вида

Рис. 31. Структурные группы второго класса

Следующее сочетание элементов (четыре звена и шесть низших пар) позволяет построить структурную группу двумя способами:

- группа третьего класса третьего порядка состоит из базисного звена, к которому присоединены три других, называемых поводками; каждый поводок имеет внешнюю пару (рис.32),

- группа четвертого класса второго порядка содержит два звена, имеющих по одной внешней паре, которые соединены между собой двумя другими звеньями (рис. 33).

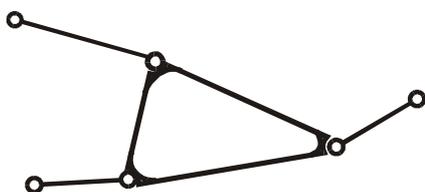


Рис. 32. Структурная группа третьего класса

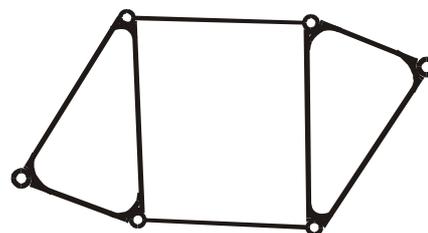


Рис. 33. Структурная группа четвертого класса

Класс этих групп определяется контуром, который образуют внутренние пары, а порядок – числом внешних пар.

Из рассмотренных элементарных структур механизм строится следующим образом: к начальному механизму присоединяется структурная группа – одной внешней парой к начальному звену, другими – к стойке. Полученный таким образом механизм может быть усложнен присоединением последующих групп, которые своими внешними парами присоединяются к любым звеньям уже существующего (но нельзя все внешние пары новой группы присоединять к одному и тому же звену).

Умение разлагать механизм на элементарные структуры необходимо потому, что последовательность образования механизма однозначно определяет последовательность дальнейших исследований – кинематического и силового.

При разложении надо иметь в виду, что число начальных звеньев равно числу степеней свободы механизма.

2.4. Порядок проведения структурного анализа и синтеза рычажных механизмов

Структурный анализ имеет целью изучение структуры существующего (спроектированного) механизма.

Структурный анализ рычажного механизма нужно производить в следующем порядке:

1. Установить плоским или пространственным является рассматриваемый механизм,
2. Установить число звеньев и указать стойку,
3. Установить вид кинематических пар,
4. Установить число степеней свободы,
5. Выделить начальные звенья,
6. Произвести структурную классификацию механизма (разделить на структурные группы),
7. Установить вариант сборки каждой структурной группы (см. далее).

В зависимости от выбора начальных звеньев может изменяться структурная классификация механизма, то есть структурные группы, образующие механизм, в зависимости от выбора начального звена могут быть различных классов, а следовательно может измениться и класс механизма.

При проведении структурного анализа механизмов, в состав которых наряду с низшими кинематическими парами входят высшие, последние заменяются кинематическими цепями с низшими парами. При этом необходимо, чтобы механизм после замены обладал прежним числом степеней свободы и чтобы в рассматриваемом положении сохранились относительные движения всех его звеньев. Пусть задан механизм с высшей парой, элементы которой a и b – произвольные кривые (рис. 34). Проводим нормаль nn в точке касания C . Отмечаем на ней центры кривизны O_1 и O_2 кривых a и b . O_1 и O_2 считаем шарнирами. По формуле Чебышева получаем число степеней свободы исходного механизма:

$$W_{\text{п}} = 3n - 2p_{\text{н}} - p_{\text{в}} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

и заменяющего механизма:

$$W_{\text{п}} = 3n - 2p_{\text{н}} = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

В заданном положении заменяющий механизм эквивалентен исходному и с точки зрения законов движения звеньев 1 и 2. В другом положении схема заменяющего механизма остается той же, размеры же его звеньев в общем случае изменятся, так как изменят положение центры кривизны O_1 и O_2 .

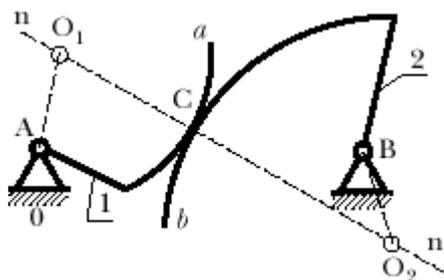


Рис. 34. Механизм с высшей парой и заменяющий механизм

Расчленение механизма на структурные группы рекомендуется проводить в порядке обратного образованию механизма, начиная с попытки отсоединить группы 2 класса. После каждого отсоединения следует проверить, обладает ли оставшаяся кинематическая цепь тем же числом степеней свободы, что и первоначальный механизм. Если не удастся отсоединить группы 2 класса, то надо перейти к попыткам отсоединения групп 3 класса. После выделения всех групп должна остаться стойка и начальное звено или звенья, установленные ранее в соответствии с числом степеней свободы механизма.

Каждая структурная группа может существовать более, чем в одной сборке (рис. 35). Вопрос о сборке является промежуточным между струк-

турным и кинематическим анализами, так как от сборки зависит функция положения.

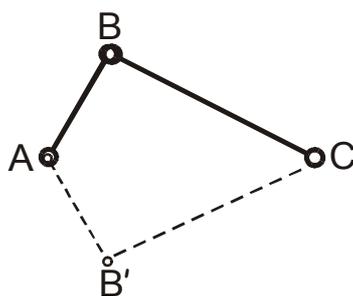


Рис. 35. Варианты сборки структурной группы

Структурным синтезом механизма называется проектирование его структурной модели. При этом может быть использован принцип Ассура, в соответствии с которым к начальному звену и стойке присоединяются структурные группы (звенья групп могут присоединяться также и к звеньям предшествующих групп).

Рациональный выбор структуры проектируемого механизма может быть осуществлен на основе знания потенциальных функциональных возможностей механизмов различных структурных моделей. Этот вопрос трудно поддается формализации. Поэтому выбор структурной модели производится чаще всего на основе предшествующего опыта или интуиции проектировщика. Однако далеко не всегда такой выбор является удачным.

При исследовании функциональных возможностей рычажных механизмов могут быть применены следующие методы:

1. Аналитический,
2. Геометрический,
3. Эвристический,
4. Статистический.

Аналитический метод связан с исследованием множества функций перемещения, то есть зависимостей выходного параметра от входного $\psi = \psi(\varphi, Q)$, где $Q = \{q_1, q_2, q_n\}$ – постоянные параметры кинематической модели, принимающие произвольные значения в области Ω . Этим методом удается осуществить исследование простейших по структуре механизмов.

Геометрический метод основан на выявлении ряда характерных и существенно различающихся вариантов взаимного расположения звеньев.

Эвристический метод основан на обобщении ранее известных сведений о механизмах данной структуры, на прогнозировании функциональных свойств механизма. Он не гарантирует получения полной информации.

Статистический метод основан на обработке и обобщении информации о характере функций перемещения механизма данной структурной модели при различных сочетаниях значений его постоянных параметров. Уровень полноты и точности оценки зависят от объема выборки.

Литература

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1988. 640 с.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. 576 с.
3. Механика машин: Учеб. пособие для втузов / И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский и др. Под ред. Г.А. Смирнова. М.: Высш. шк., 1996. 511 с.
4. Теория механизмов и машин: Терминология. буквенные обозначения величин. М.: Наука, 1984. 40 с.
5. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / Под ред. К.В. Фролова. М.: Высш. шк. 1987. 496 с.

Оглавление

Введение	3
1. Структура и классификация механизмов и машин	
1.1. Современное представление о машинах. Структура машины	4
1.2. Механизмы. Основные понятия	6
1.3. Классификация кинематических пар	7
1.4. Виды механизмов	10
2. Структурный анализ механизмов	
2.1. Структурные формулы механизмов	15
2.2. Механизмы с избыточными связями	17
2.3. Структура плоских механизмов с низшими парами	20
2.4. Порядок проведения структурного анализа и синтеза рычажных механизмов	21
Литература	24

ББК 34.41

УДК 621.01

Гоголев Б.Б., Попов Б.К. Структура механизмов: Учебное пособие.
Владимир: ВлГУ, 2003. 24 с.

В настоящем пособии рассматривается ряд вопросов структуры машин и механизмов при их анализе и синтезе. Отличительной особенностью пособия является системность подхода к данной теме при краткости изложения материала.

Пособие предназначено для студентов машиностроительных специальностей.

Библиогр.: 5 назв.

ББК 34.41

УДК 621.01

© Б.Б. Гоголев, Б.К. Попов, 2004