

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин изучает общие методы структурного и динамического анализа и синтеза различных механизмов, механику машин.

Развитие техники идет по пути усложнения конструкции, роста энергоооруженности и уровня компьютеризации. Последние десятилетия характеризуются появлением в стране сложных мобильных машин отечественного и зарубежного производства. Происходит дальнейшее развитие механических трансмиссий машин с использованием электронно-управляемых планетарных и вальных коробок передач, делителей и демультипликаторов, колесных редукторов, систем противобуксовки колес, блокируемых межколесных и межосевых дифференциалов, псевдопривода посредством применения вязкостных муфт и т. д.

В настоящем пособии кратко представлен материал дисциплины «Теория механизмов и машин», акцентированный на конструкции современных автотранспортных средств и строительной техники. Последовательно приведены лекции, описание и методики выполнения лабораторных работ и практических занятий. Даны примеры структурного анализа механизмов, построения планов их скоростей и ускорений, а также суть аналитического метода кинематического анализа механизмов. На примерах схем рулевого управления машин приводится методика определения сил, действующих на звенья механизма.

Рассмотрена балансировка звеньев и сборочных единиц машин и даны общие сведения об уравновешивании КШМ

двигателей внутреннего сгорания с различным числом цилиндров. При составлении динамической модели механизмов также учтены переходные процессы приводов механизмов.

Уделено внимание виброзащите машин, дана методика расчета и выбора коэффициента сопротивления гидроамортизатора подвески автомобиля.

При изучении трения в машинах рассмотрены также коэффициенты сцепления шин с дорогой и сопротивления качению шин, режимы трения в подшипниках и основы выбора подшипников качения.

При проектировании зацепления эвольвентных профилей зубьев учитывается корректирование зубчатых колес. Рассматривается методика вычерчивания зубьев эвольвентного профиля методом обкатки с использованием установки ТММ-42 и построения эскиза зубчатого зацепления. Даны сведения о передачах с косыми зубьями, конических, червячных, ременных и цепных передачах. Уделено внимание планетарным механизмам и их свойствам. Проанализированы различные схемы таких механизмов с одинарными и двойными сателлитами. Выполнен кинематический анализ и синтез планетарных редукторов. Даётся вывод уравнений кинематики симметричного и несимметричного дифференциалов.

На примерах схем агрегатов трансмиссии автомобилей рассмотрена кинематика сложных зубчатых передач. Представлена кинематика карданных передач автомобилей с шарнирами неравных и равных угловых скоростей.

В Приложении на примере двухцилиндрового компрессора рассмотрена методика кинематического и динамического исследования механизма.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

СТРУКТУРНЫЙ
И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ
АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

1.1.

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР

Простейшим по конструкции элементом, являющимся основой всех существующих механизмов и машин, является деталь.

Деталь — изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций, которое без потери функциональной способности не может быть разделено на более мелкие части.

1. Звено — одно или несколько материальных тел (деталей), все точки которого жестко связаны между собой. Звено может состоять из одной или нескольких деталей, исключающих относительное движение, т. е. образующих неразъемное или разъемное соединения.

В конструкции машин различают следующие типы звеньев: жесткие (абсолютно твердые), упругие, гибкие, жидкые и газообразные.

Упругая деформация *жестких звеньев* не вносит значимых изменений в работу механизма.

Упругие звенья — пружины, мембранны, рессоры и торсионные валы, упругая деформация которых влияет на работу механизма.

Гибкие звенья — приводные ремни, канаты и цепи.

Ремень приводной служит для передачи крутящего момента с ведущего шкива на ведомый за счет сил трения, возникающих между поверхностями шкива и ремня при его натяжении.

Жидкие и газообразные звенья (рабочие тела) — рабочие жидкости гидросистем (минеральные, синтетические масла

и др.) и пневматических систем (сжатый воздух, технический азот и др.) машин.

Движение твердых тел в механизмах рассматривают относительно неподвижного звена, называемого *стойкой* (станиной), при этом в одном механизме может быть только одна стойка. Все остальные твердые тела, совершающие движение относительно стойки, называются *подвижными звенями*.

Функционально звенья могут быть ведущими (которым извне сообщается определенное движение) и ведомыми. Рассмотрим определение наиболее распространенных жестких звеньев механизмов.

Винт — цилиндрический или конический стержень, имеющий резьбовую часть.

Гайка — деталь, навинчивающаяся на резьбу болта или винта.

Клапан — деталь для управления расходом газа или жидкости.

Кривошип — звено, вращающееся вокруг неподвижной оси.

Крейцкопф — деталь, скользящая в прямолинейных направляющих, жестко связанная со штоком и шарнирно с шатуном. Она передает продольное усилие на шток, а поперечное — на направляющие.

Коромысло — звено, качающееся вокруг неподвижной оси.

Кулакочок — звено, имеющее рабочий профиль переменной кривизны.

Кулиса — звено, выполненное в виде рейки с пазом (в пазу скользит камень кулисы).

Ползун — звено, движущееся возвратно-поступательно.

Поршень — звено, воспринимающее давление газов или жидкости в процессе возвратно-поступательного движения.

Шатун — звено, совершающее сложное движение параллельно какой-то плоскости; передает движение ползуна (поршня) на кривошип вала; преобразует вращательное движение в поступательное.

К жестким звеньям также относятся: водило межколесного или межосевого дифференциала, зубчатое колесо, коленчатый вал с маховиком, распределительный вал, рычаг, сателлит, толкатель, шток и др.

Толкатель и шток — звенья, совершающие прямолинейное движение, при этом толкатель образует высшую пару с кулачком.

Пружина, шайба, шплинт, шпонка, штифт, циркулирующие шарики и другие детали, выполняющие вспомогательную функцию, считаются кинематически пассивными элементами механизма и в качестве самостоятельного звена не рассматриваются.

2. *Кинематическая пара* (кратко «пара») — подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев. Пара допускает их относительное движение. Если одно из звеньев начальной пары является стойкой, то второе называется начальным звеном.

Положение твердого тела в пространстве определяется шестью координатами: три координаты поступательного движения и три угла поворота (рис. 1).

Подвижность пары W равна числу степеней свободы в относительном движении звеньев и определяется по выражению:

$$W = 6 - S, \quad (1.1)$$

где S — число связей твердого тела.

Связь S — отнятая степень свободы твердого тела. Если отнять шесть степеней свободы (т. е. получить шесть связей твердого тела), то получим жесткое соединение твердых тел (деталей) или звено.

Рис. 1
Координаты положения
твердого тела
в пространстве

Звенья *низших пар* соприкасаются по поверхности (поступательная, вращательная, винтовая, цилиндрическая и сферическая пары), а звенья *высших пар* соприкасаются по линиям и точкам (линейная и точечная пары).

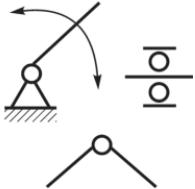
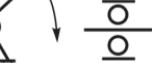
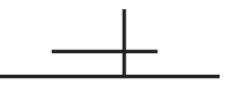
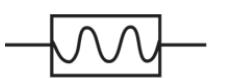
Пример высшей пары — движение колеса по дороге (соприкосновение — по линии, происходит вращение с проскальзыванием).

Применяемые в современных автомобилях и строительных машинах кинематические пары в основном имеют не более трех степеней свободы ($W \leq 3$).

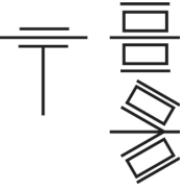
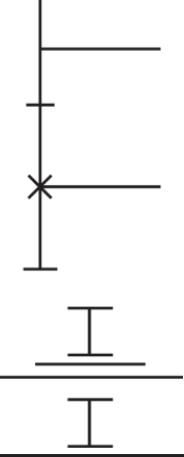
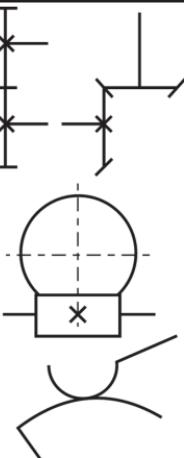
В табл. 1 приведены схемы и условные обозначения основных видов кинематических пар механизмов машин.

3. *Кинематическая цепь* — совокупность звеньев, соединенных между собой кинематическими парами.

**Схемы и условное обозначение
основных видов кинематических пар**

Вид пары и ее код	Характеристика пары и ее подвижности	Условное обозначение пары на схемах
A. Одноподвижные пары, $W = 1$		
Вращательная [1В]	Получили наибольшее применение, допускают только одно вращательное движение одного звена относительно другого	 
Поступательная [1П]	Перемещение поршня, ползуна, рейки и т. д. Обладает только одним возможным поступательным движением вдоль одной из осей x , y или z	  
Цилиндрическая [1Ц]	Отличается от пары [1В] большей воспринимаемой знакопеременной нагрузкой. Например, палец — головка шатуна при запрессованном (застопоренном) в бобышках поршня пальце	 
Винтовая [1ВИ]	Винт (болт) — гайка, из-за кинематической связи величины перемещения Δx от угла φ_x поворота $\Delta x = f(\varphi_x)$ пары также считается одноподвижной	 

Продолжение табл. 1

Вид пары и ее код	Характеристика пары и ее подвижности	Условное обозначение пары на схемах
Б. Двухподвижные пары, $W = 2$		
Цилиндрическая [2Ц]	Палец — головка шатуна при незастопоренном (незапрессованном) в бобышках поршня пальце. Роликовые цилиндрические и конические подшипники, не допускающие перекоса осей	
Линейная [2Л]	Зубчатые цилиндрические, конические и червячные передачи без нерасчетных зазоров и перекоса валов (идеальные механизмы). Шлицевые соединения деталей. Идеальные кулачковые механизмы	
В. Трехподвижные пары, $W = 3$		
Линейная [3Л]	Зубчатые соединения реальных механизмов, реальные кулачковые механизмы, цепные передачи, роликовые цилиндрические и конические подшипники, допускающие перемещение вдоль оси и перекос осей	

Вид пары и ее код	Характеристика пары и ее подвижности	Условное обозначение пары на схемах
Сферическая [3С]	Карданный шарнир Гука, шарниры равных угловых скоростей (ШРУС), шаровые шарниры рулевого управления, сферические подшипники скольжения, сферические шарикоподшипники, допускающие перекосы осей в определенных пределах	
Г. Четырехподвижная пара, $W = 4$		
Линейная [4Л]	Цилиндр, лежащий на плоскости; допускает перемещение вдоль двух осей и относительно них вращение. Зубчатые и кулачковые механизмы с излишней подвижностью с нерасчетными зазорами и перекосами осей валов	
Д. Пятиподвижная пара, $W = 5$		
Точечная [5Т]	Шар, перекатывающийся со скольжением по плоскости. Движение шара вдоль вертикальной оси, например вниз, ограничено плоскостью, а вверх — условием соприкосновения звеньев, иначе пара перестает существовать	

В простой цепи звено входит в одну или две кинематические пары. В сложной цепи имеется хотя бы одно звено, образующее больше двух кинематических пар.

4. *Механизм* — подвижное сочетание звеньев (замкнутая кинематическая цепь), совершающее строго определенное (целесообразное) движение, при котором одно из звеньев превращено в стойку.

Например: кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы двигателя внутреннего сгорания, сцепление, коробка передач, карданская передача, рулевой и тормозной механизмы и др.

Механизм с одним входным звеном и двумя выходными звеньями (валами) называется *дифференциальным* (дифференциалом). Например: межколесный или межосевой дифференциал (симметричный или несимметричный) полноприводного автомобиля.

Механизмы являются кинематической основой всех машин, механических приборов и промышленных роботов.

Структурная схема механизма есть его безмасштабное изображение с условным обозначением звеньев и кинематических пар. *Кинематическая схема* — это структурная схема, выполненная в масштабе. Структурная схема используется при структурном анализе и синтезе механизма, а кинематическая — при кинематическом и силовом исследовании.

Для выполнения различных работ или преобразования энергии используются машины.

Машина — совокупность механизмов, объединенная общим корпусом (стойкой), используемая для преобразования энергии из одного вида в другой, в механическую работу и обратно; для механизации трудовых процессов. Например, двигатель внутреннего сгорания преобразует тепловую энергию, выделяющуюся при сгорании рабочей смеси в его цилиндрах, в механическую работу.

Таким образом, в машине может быть много механизмов, функционально связанных друг с другом.

Структура изделий машиностроения и их составных частей определена ГОСТ 2.101-68.

Изделие — предмет производства, подлежащий изготовлению на предприятии и предназначенный для поставки (реализации).

Сборочная единица — изделие, составные части которого подлежат сборке (свинчиванием, сваркой, клепкой, пайкой, опрессовкой, развальцовкой, склеиванием и т. п.) на предприятии-изготовителе.

Комплекс — два и более изделия, не соединенные на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенные для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций.

Комплект — набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера.

1.2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

При анализе структурной схемы механизма определяют число подвижных звеньев, вид и число кинематических пар, подвижность механизма, число замкнутых контуров и дублирующих связей.

Подвижность механизма W (т. е. число степеней свободы) есть разность между общим числом положений (координат) его подвижных звеньев и числом связей — отнятых степеней свободы.

Подавляющее большинство используемых в автомобиле механизмов обладают одной степенью свободы ($W = 1$), что совпадает с количеством их входных (ведущих) звеньев; дифференциалы имеют две степени свободы ($W = 2$).

Для *плоских механизмов*, содержащих только одно- или двухподвижные пары, подвижность определяется по формуле Чебышева:

$$W_{\pi} = 3n - (2p_1 + p_2); \quad (1.2)$$

а для *пространственных механизмов*, имеющих хотя бы одну высшую (т. е. трех-, пятиподвижную пару), по формуле Сомова — Малышева:

$$W = 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5), \quad (1.3)$$

где n — число подвижных звеньев механизма, $n = n_0 - 1$, n_0 — общее число звеньев механизма; $p_1 \dots p_5$ — число одно-, пятиподвижных пар механизма.

Существуют схемы *манипуляторов* — пространственных механизмов (например, имеющих четыре подвижных звена: $n = 4$), обладающих шестью степенями свободы ($W = 6$).

Число степеней свободы механизма (подвижность, например, $W_{\pi} = 1$ или $W_{\pi} = 2$) показывает, скольким звеньям необходимо сообщить независимые движения, чтобы получить определенность движения всех остальных его звеньев.

Число k замкнутых контуров механизма находят по формуле:

$$k = p_{\Sigma} - n, \quad (1.4)$$

где p_{Σ} — сумма чисел всех кинематических пар механизма.

В механизмах могут встречаться *дублирующие* (избыточные) связи, число которых обозначают через q и определяют по формуле:

$$q = W_o - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5, \quad (1.5)$$

где W_o — подвижность основной схемы анализируемого механизма, например $W_o = W_n = 1$.

Дублирующие контурные связи могут возникать только в замкнутой кинематической цепи, причем нельзя указать, какая связь является дублирующей, а можно только подсчитать число этих связей в контуре. Наличие дублирующих связей в механизмах требует повышенной точности изготовления элементов кинематических пар во избежание дополнительных нагрузок на звенья из-за их деформации. Например, если непараллельность осей вращательных пар механизма не может быть компенсирована зазорами между их элементами, то его надо рассматривать как пространственный, вводя хотя бы одну трехподвижную пару, устранив этим дублирующие связи.

Это позволит сконструировать *рациональный механизм*, снизив точность изготовления при одновременном уменьшении дополнительных нагрузок на его звенья при работе.

Механизм без избыточных связей статически определим. Методику их исключения рассмотрим на примере *кривошипно-ползунного механизма*, схема которого дана на рис. 2.

Число подвижных звеньев механизма:

$$n = n_0 - 1 = 6 - 1 = 5.$$

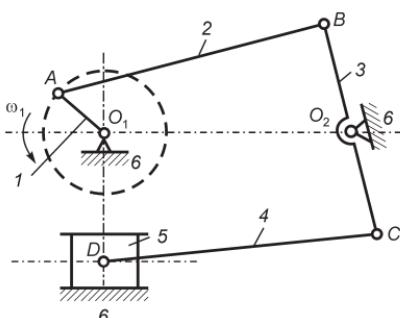


Рис. 2

Структурная схема кривошипно-ползунного механизма:

1 — кривошип; 2 — шатун (AB); 3 — коромысло (двуплечий рычаг); 4 — шатун; 5 — ползун; 6 — стойка; ω_1 — угловая скорость кривошипа; O_1, O_2 — центры вращения механизма.

Одноподвижные пары p_1 : 1—6 [1B], 1—2 [1B], 2—3 [1B], 3—6 [1B], 3—4 [1B], 4—5 [1B], 5—6 [1П]. Двухподвижные пары p_2 отсутствуют.

Так как имеются только одноподвижные пары, то механизм является плоским. Его подвижность составляет:

$$W_n = 3n - (2p_1 + p_2) = 3 \cdot 5 - (2 \cdot 7 + 0) = 15 - 14 = 1.$$

Число замкнутых контуров механизма:

$$k = p_{\Sigma} - n = 7 - 5 = 2.$$

Принимая подвижность основной схемы механизма $W_o = W_n = 1$, подсчитываем число дублирующих связей для плоского механизма по формуле:

$$q = W_o - 6n + 5p_1 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 7 = 1 - 30 + 35 = 6.$$

В данном случае в каждый контур необходимо ввести по три дополнительных подвижности, включая хотя бы одну трехподвижную пару, так, чтобы механизм стал пространственным.

Это, например, можно сделать, заменив четыре одноподвижные вращательные пары [1B] на четыре двухподвижные цилиндрические пары [2Ц] и одну одноподвижную пару [1B] на трехподвижную сферическую [3С].

Тогда одноподвижные пары $p_1: 1-6$ [1B], $5-6$ [1П]; двухподвижные пары $p_2: 1-2$ [2Ц], $2-3$ [2Ц], $3-4$ [2Ц], $4-5$ [2Ц]; трехподвижная пара $p_3: 3-6$ [3С].

Подвижность полученного пространственного механизма:

$$\begin{aligned} W &= 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3) = \\ &= 6 \cdot 5 - (5 \cdot 2 + 4 \cdot 4 + 3 \cdot 1) = 30 - 29 = 1. \end{aligned}$$

Число дублирующих связей пространственного механизма:

$$\begin{aligned} q &= W_o - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 = \\ &= 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 4 + 3 \cdot 1 = 1 - 30 + 29 = 0. \end{aligned}$$

Таким образом, прибавилось шесть степеней свободы, и механизм стал пространственным и рациональным.

Иногда дублирующие связи умышленно вводят в состав механизма для повышения его жесткости (рис. 3).

Число подвижных звеньев механизма: $n = n_0 - 1 = 5 - 1 = 4$.

Одноподвижные пары $p_1: 1-5$ [1B], $1-3$ [1B], $2-3$ [1B], $2-5$ [1B], $1-4$ [1B], $2-4$ [1B]; двухподвижные пары p_2 отсутствуют.

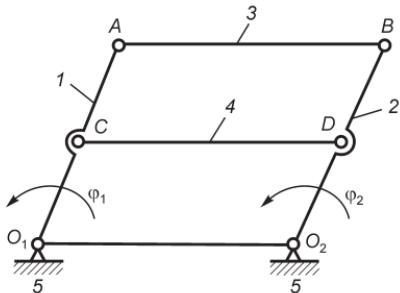


Рис. 3
Структурная схема механизма с дублирующими связями:
1 (O_1A), 2 (O_2B) — рычаги; 3 (AB), 4 (CD) — поперечные тяги; 5 — стойка; O_1, O_2 — центры вращения; φ_1, φ_2 — углы поворота рычагов 1 и 2.

Подвижность плоского механизма:

$$W_n = 3n - (2p_1 + p_2) = 4 \cdot 3 - (2 \cdot 6 + 0) = 12 - 12 = 0.$$

Введение нового звена CD , при условии, что $CD = O_1O_2 = AB$, не вносит новых связей (мнимая дублирующая связь), и число степеней свободы механизма остается равным 1, хотя по расчету равно нулю.

Если точность соблюдения геометрических соотношений параллелограмма окажется недостаточной (например, $O_1C \neq O_2D$), то расстояние CD уже не будет равно O_1O_2 и движение станет невозможным, т. е. число степеней свободы механизма действительно будет равно нулю и механизм будет заблокирован.

1.3. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ

Механизм обязательно имеет *стойку* (неподвижное звено) и *ведущее начальное* звено. В зависимости от подвижности составляющих механизм кинематических пар различают *плоские и пространственные механизмы*.

В *плоских механизмах* пары совершают движение только в одной плоскости, их кинематические пары могут быть одноподвижными или двухподвижными.

Пространственные механизмы содержат хотя бы одну трехподвижную кинематическую пару (или пару еще более высокого класса).

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ПО ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ И КОНСТРУКТИВНЫМ ПРИЗНАКАМ

1. Рычажные механизмы, образующие вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары.

В основном применяются *кривошипно-шатунные* (КШМ), *кривошипно-ползунные* и *кривошипно-кулисные* рычажные механизмы. На рис. 4 изображен КШМ поршневого двигателя внутреннего сгорания. Число подвижных звеньев механизма:

$$n = n_0 - 1 = 4 - 1 = 3.$$

Одноподвижные пары p_1 : 1–4 [1В], 1–2 [1В], 2–3 [1В], 3–4 [1П]; двухподвижные пары p_2 отсутствуют.

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно
в интернет-магазине
«Электронный универс»
e-Univers.ru