

**И.Н. Шканов**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

**Нижний Новгород 2022**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«НИЖЕГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ им. Р.Е. АЛЕКСЕЕВА»

---

**Кафедра теоретической и прикладной механики**

## **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

*Учебно-методическое пособие к выполнению практической работы  
для студентов направлений подготовки 23.03.01  
«Технология транспортных процессов» и 23.03.03  
«Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»  
ускоренной формы обучения*

НГТУ им. Р.Е. Алексеева, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24;

НТБ НГТУ им. Р.Е. Алексеева, г. Нижний Новгород, ул. Минина, 24к2; 100 экз.

© Нижегородский государственный  
технический университет  
им. Р.Е. Алексеева, 2022

Нижний Новгород 2022

**Составитель И.Н. Шканов**

**УДК 621.01 (075)**

**Прикладная механика [Электронный ресурс]:** учебно-методическое пособие к выполнению практической работы для студентов направлений подготовки 23.03.01 “Технология транспортных процессов” и 23.03.03 “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов”/ сост. И.Н. Шканов. – Электрон. дан. – Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2022. – 1 электрон. опт. диск (CD- ROM): 12 см. – Системные требования: ПК 486; Windows 95.

Заглавие с экрана, 100 экз.

Изложен материал, содержащий сведения из курсов “Сопротивление материалов”, “Теория механизмов и машин”. Рассмотрен круг вопросов общетехнического характера. Материал учебно-методического пособия способствует самостоятельной работе студентов и может быть использован на лекциях и практических занятиях.

Предназначается для студентов ускоренной формы обучения по направлениям бакалавриата 23.03.01 “Технология транспортных процессов” и 23.03.03 “Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов”.

Системные требования: ПК с процессором не ниже класса Pentium I; 8 Мб RAM; 15 Мб HDD; Windows 95/98; Adobe Acrobat Reader; CD-ROM дисковод; мышь.

Редактор Е.В. Комарова

**© Нижегородский государственный  
технический университет  
им. Р.Е. Алексеева, 2022**

# СОДЕРЖАНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	4
<b>1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ</b> .....	5
1.1. Основные характеристики и требования, предъявляемые к изделиям машиностроения. Критерии работоспособности.....	5
1.2. Классификация внешних сил.....	6
1.3. Основные допущения .....	6
<b>2. ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ. МЕТОД СЕЧЕНИЙ</b> .....	8
2.1. Понятие о напряжениях.....	8
2.2. Виды деформационных состояний.....	9
<b>3. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ</b> .....	10
3.1. Понятие об инженерном проектировании.....	10
3.2. Методы проектирования.....	10
3.3. Основные этапы процесса проектирования.....	11
3.4. Машины и их классификация.....	12
3.5. Механизм и его элементы.....	13
3.6. Классификация кинематических пар.....	16
3.7. Классификация кинематических цепей.....	20
3.8. Понятие о структурном синтезе и анализе.....	22
3.9. Основные понятия структурного синтеза и анализа.....	23
<b>4. СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ</b> .....	24
4.1. Структурные группы для плоских рычажных механизмов.....	25
4.2. Структурная формула плоского механизма.....	31
4.3. Замена высших кинематических пар низшими.....	35
4.4. Классификация плоских механизмов по теории Л.В.Ассура.....	36
4.5. Порядок структурного исследования плоского механизма.....	38

## ВВЕДЕНИЕ

Цель освоения дисциплины «Техническая механика»: формирование системного подхода к решению базовых проблем подготовки по направлению подготовки 150700 «Машиностроение» на основе изучения теории, методики расчета и проектирования твердотельных и деформируемых конструкций, кинематических и динамических схем, что составляет совокупность основных сведений по сопротивлению материалов и теории механизмов и машин. Задачами изучения дисциплины являются усвоение студентами методов расчета твердотельных и деформируемых конструкций с учетом особых условий их эксплуатации, методов исследования кинематических и динамических схем механизмов и машин машиностроительной отрасли, получение навыков самостоятельной работы для дальнейшего изучения общепрофессиональных дисциплин.

В результате изучения дисциплины студент должен знать основные критерии работоспособности механизмов и машин, основы теории и инженерных расчетов по сопротивлению материалов, типовые конструкции приводов, их особенности и области применения, основы кинематических и динамических расчетов механизмов и машин; уметь выполнять расчёты кинематических и динамических схем механизмов и машин; владеть методами и приемами в области расчетов напряженного состояния твердотельных и деформируемых конструкций.

Программой предусмотрены курсовые и лабораторные работы, которые должен выполнить студент. Перечень курсовых работ и сроки их выполнения, а также защит устанавливаются руководством кафедры.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

## 1.1. Основные характеристики и требования, предъявляемые к изделиям машиностроения. Критерии работоспособности

Все современные конструкции, машины, приборы и сооружения изготавливают или строят по заранее разработанным проектам. В проекте указываются все размеры элементов конструкций и деталей машин, необходимых для изготовления, их материалы, а также описание технологии. В процессе проектирования определяются размеры деталей, входящих в состав машины, которые зависят от ряда условий и обстоятельств, в том числе от свойств материала изделия и от предполагаемых внешних воздействий.

Любая машина или конструкция должна обладать надежностью при эксплуатации и быть экономичной.

Экономичность в значительной мере определяется расходом материала, применением менее дефицитных конструкционных материалов, возможностью изготовления деталей по наиболее прогрессивным технологиям.

Надежность конструкции обеспечивается, если она сохраняет *прочность, жесткость и устойчивость* при гарантированной долговечности. Надежность и экономичность – противоречивые требования.

*Прочность* – это способность элемента конструкции сопротивляться *разрушению* при действии на нее внешних сил (нагрузок).

*Жесткость* – способность элемента конструкции сопротивляться *деформации*.

*Устойчивость* – свойство системы сохранять свое начальное *равновесное положение* при внешних воздействиях.

*Долговечность* конструкции состоит в ее способности сохранять необходимые для эксплуатации свойства в течение заранее предусмотренного отрезка времени.

*Деформирование* – свойство конструкции изменять свои геометрические размеры и форму под действием внешних сил.

## 1.2. Классификация внешних сил

Внешние силы, действующие на элемент конструкции, подразделяются на сосредоточенные, распределенные и объемные или массовые.

Сосредоточенные силы — силы, действующие на небольших участках поверхности детали (например, давление шарика шарикоподшипника на вал, давление колеса на рельсы и т.п.).

Распределенные силы приложены значительным участкам поверхности (например, давление пара в паропроводе, трубопроводе, котле, давление воздуха на крыло самолета и т.д.).

Объемные или массовые силы приложены каждой частице материала (например, силы тяжести, силы инерции).

## 1.3. Основные допущения

Предполагается, что на свойства всех материалов наложен ряд допущений.

*Однородными* называются материалы, которые имеют одинаковые свойства во всех точках тела.

*Сплошными* называются материалы, у которых непрерывно заполнен отведенный им объем.

*Изотропными* называются материалы, которые обладают во всех направлениях одинаковыми свойствами.

*Анизотропными* называются материалы, свойства которых в разных направлениях различны.

*Деформируемостью* называется свойство тел изменять свои начальные размеры и форму под действием внешней нагрузки.

*Упругостью* называется свойство тел восстанавливать свои первоначальные форму и размеры после снятия нагрузки.

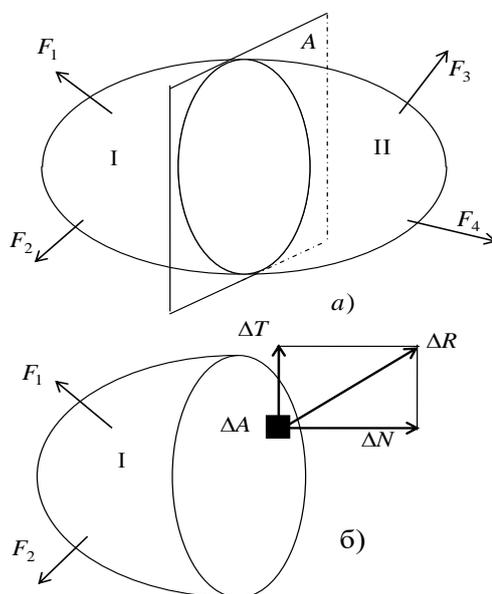
Помимо рассмотренных ранее допущений вводится ряд гипотез, позволяющих значительно упростить расчет:

*Принцип независимости действия сил* (принцип суперпозиции): результат совместного воздействия нескольких сил равен сумме (алгебраической или геометрической) результатов воздействия каждой из них в отдельности.

**Принцип Сен-Венана** (принцип локальности): на достаточном удалении от места приложения нагрузки конкретный способ осуществления этой нагрузки можно не учитывать.

**Гипотеза Бернулли** (гипотеза плоских сечений): поперечные сечения бруса, плоские и нормальные к оси бруса до приложения к нему нагрузки, остаются плоскими и нормальными к его оси при действии нагрузки.

**Брусом** называется элемент, длина которого значительно больше его поперечных размеров. Геометрическое место точек, совпадающих с центрами тяжести площадей поперечных сечений бруса, называется *осью бруса*. Брус, работающий при растяжении, называется *стержнем*, при изгибе – *балкой*, при кручении – *валом или осью*.



**Рис. 1.1**

Элемент конструкции, образованный двумя поверхностями, отстоящими друг от друга на малое расстояние, называется *оболочкой*. Оболочка, срединная поверхность которой представляет собой плоскость, называется *пластиной*.

Элемент конструкции, размеры которого во всех направлениях мало отличаются друг от друга, называется *массивом*.

## 2. ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ. МЕТОД СЕЧЕНИЙ

---

Внутри любого материала имеются внутренние межатомные силы. Если к твердому телу (рис. 1.1) приложить внешние силы, то оно будет деформироваться. При этом изменяются расстояния между частицами тела, что в свою очередь приводит к изменению сил взаимного притяжения между ними. Отсюда, как следствие, возникают внутренние усилия. Для определения внутренних усилий используют метод сечения. Для этого тело мысленно рассекают плоскостью и рассматривают равновесие одной из его частей (рис. 1.1). Метод сечений позволяет выявить внутренние силовые факторы, но для оценки прочности необходимо знать внутренние силы в любой точке сечения. С этой целью введем числовую меру интенсивности внутренних сил – *напряжение*.

---

### 2.1. Понятие о напряжениях

Выделим в сечении площадку размером  $\Delta A$ . Равнодействующая внутренних сил, действующих на площадку, равна  $\Delta R$ , модуль которой зависит от размера выделенной площадки. Равнодействующую  $\Delta R$  разложим на две составляющие:  $\Delta N$  – направленную по нормали к площадке и  $\Delta T$  – действующую по площадке.

Отношение  $\frac{\Delta R}{\Delta A} = p_{\text{ср}}$  называется средним напряжением по площадке  $\Delta A$ . Вектор среднего напряжения совпадает по направлению с вектором равнодействующей  $\Delta R$ .

При уменьшении площадки  $\Delta A$  изменяются как модуль, так и направление равнодействующей  $\Delta R$ , а вектор  $\vec{p}_{\text{ср}}$  приближается к истинному значению напряжения  $\vec{p}$  в заданной точке.

Числовое значение истинного напряжения выражается равенством

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}.$$

Отношение  $\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} = \sigma$  называется нормальным напряжением, а отношение  $\lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A} = \tau$  – касательным напряжением.

Зависимость между  $p$ ,  $\sigma$  и  $\tau$  имеет вид  $p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$ .

## 2.2. Виды деформационных состояний

В результате приведения внутренних сил к центру тяжести сечения, в общем случае получаем шесть внутренних силовых факторов: продольную силу  $N$ , поперечные силы  $Q_x$  и  $Q_z$ , крутящий момент  $T$  и изгибающие моменты  $M_x$  и  $M_z$  (рис. 2.1).

В зависимости от действующих внутренних силовых факторов различают виды нагружения бруса.

*Растяжение – сжатие* – когда в поперечном сечении действует только продольная сила  $N$ .

*Чистый сдвиг* – когда в поперечном сечении действует только поперечная сила  $Q_x$  или  $Q_z$ .

*Кручение* – когда в поперечном сечении действует только крутящий момент  $T$ .

*Прямой чистый изгиб* – когда в поперечном сечении действует только изгибающий момент  $M_x$  или  $M_z$ .

*Прямой поперечный изгиб* – когда в поперечном сечении действуют только поперечная сила  $Q_x$  и изгибающий момент  $M_x$  или  $Q_z$  и  $M_z$ .

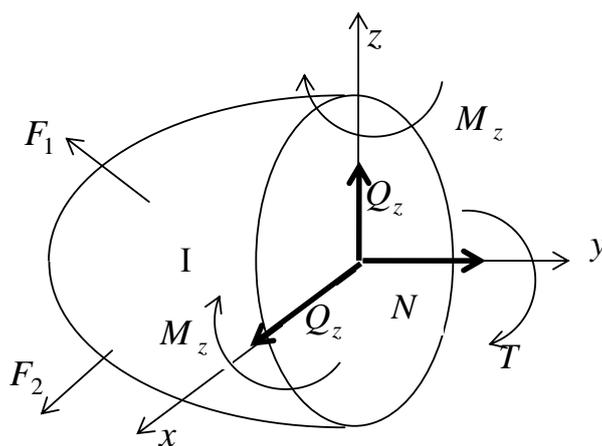


Рис. 2.1

### 3. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

*Теория механизмов и машин* – научная дисциплина (или раздел науки), которая изучает строение (структуру), кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом (И.И.Артоболевский).

*Цель ТММ* – анализ и синтез типовых механизмов и их систем.

*Задачи ТММ:* разработка общих методов исследования структуры, геометрии, кинематики и динамики типовых механизмов и их систем.

*Типовыми механизмами* будем называть простые механизмы, имеющие при различном функциональном назначении широкое применение в машинах, для которых разработаны типовые методы и алгоритмы синтеза и анализа.

#### 3.1. Понятие об инженерном проектировании

*Инженерное проектирование* – это процесс, в котором научная и техническая информация используется для создания новой системы, устройства или машины, приносящих обществу определенную пользу.

*Проектирование* (по ГОСТ 22487-77) – это процесс составления описания, необходимого для создания еще несуществующего объекта (алгоритма его функционирования или алгоритма процесса), путем преобразования первичного описания, оптимизации заданных характеристик объекта (или алгоритма его функционирования), устранения некорректности первичного описания и последовательного представления (при необходимости) описаний на различных языках.

*Проект* (от латинского *projectus* – брошенный вперед) совокупность – документов и описаний на различных языках (графическом – чертежи, схемы, диаграммы и графики; математическом – формулы и расчеты; инженерных терминов и понятий – тексты описаний, пояснительные записки), необходимая для создания какого-либо сооружения или изделия.

#### 3.2. Методы проектирования

Рассмотрим основные методы проектирования:

1. *Прямые аналитические* методы синтеза (разработаны для ряда простых типовых механизмов);

2. *Эвристические* методы проектирования – решение задач проектирования на уровне изобретений (например, алгоритм решения изобретательских задач);

3. *Синтез методами анализа* – перебор возможных решений по определенной стратегии (например, с помощью генератора случайных чисел – метод Монте-Карло) с проведением сравнительного анализа по совокупности качественных и эксплуатационных показателей (часто используются методы оптимизации – минимизация сформулированной разработчиком целевой функции, определяющей совокупность качественных характеристик изделия);

4. *Системы автоматизированного проектирования* или САПР – компьютерная программная среда моделирует объект проектирования и определяет его качественные показатели, после принятия решения выбора – проектировщиком параметров объекта, система в автоматизированном режиме выдает проектную документацию.

### **3.3. Основные этапы процесса проектирования**

При проектировании новой техники возникает необходимость проведения работ, связанных с анализом и синтезом новой конструкции.

*Анализ* осуществляется при заданных размерах и массе звеньев, когда необходимо определить: скорости, ускорения, действующие силы, напряжения в звеньях и их деформации. В результате может быть произведен проверочный расчет на прочность, выносливость и т.д.

*Синтез* осуществляется при заданных скоростях, ускорениях, действующих силах, напряжениях или деформациях. При этом требуется определить необходимые размеры звеньев, их форму и массу.

При синтезе часто решается задача оптимального проектирования конструкции, когда находятся необходимые показатели работы машины при наименьших затратах труда.

Обычно основными этапами создания новой конструкции являются:

1. Осознание общественной потребности в разрабатываемом изделии;
2. Техническое задание на проектирование (первичное описание);
3. Анализ существующих технических решений;
4. Разработка функциональной схемы;
5. Разработка структурной схемы;
6. Метрический синтез механизма (синтез кинематической схемы);
7. Статический силовой расчет;

8. Эскизный проект;
9. Кинетостатический силовой расчет;
10. Силовой расчет с учетом трения;
11. Расчет и конструирование деталей и кинематических пар (прочностные расчеты, уравнивание, балансировка, виброзащита);
12. Технический проект;
13. Рабочий проект (разработка рабочих чертежей деталей, технологии изготовления и сборки);
14. Изготовление опытных образцов;
15. Испытания опытных образцов;
16. Технологическая подготовка серийного производства;
17. Серийное производство изделия.

При проектировании сложных механизмов обычно стремятся выделить из общей схемы отдельные, более простые типовые механизмы, проектирование которых имеет свои закономерности. К таким широко используемым в технике механизмам относятся: рычажные (стержневые), кулачковые, фрикционные, зубчатые и др., причем с точки зрения строения, кинематики и динамики любой механизм можно заменить условным рычажным механизмом с последующим его анализом, поэтому структура, кинематика и динамика рычажных механизмов рассматриваются наиболее подробно.

### 3.4. Машины и их классификация

*Машина* – это устройство, создаваемое человеком для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.

Условно все машины можно разделить на технологические, транспортные, энергетические, информационные. С помощью *технологических машин* (например, металлообрабатывающие станки, землеройные машины и т.д.) происходит изменение форм, размеров, свойств, состояния исходных материалов и заготовок, подвергшихся воздействию рабочего (исполнительного) органа машины. С помощью *транспортных машин* происходит перемещение грузов по заданной траектории с требуемыми скоростью или ускорением. В *энергетических машинах* осуществляется преобразование энергии (например, электрической в механическую – в станках с электроприводом, тепловой в

механическую – в тракторах и автомобилях с двигателями внутреннего сгорания и т.д.). В *информационных машинах* происходит преобразование вводимой информации для контроля, регулирования режима работы машины и управления движением.

Машина в общем виде состоит из основных частей: машина-двигатель, передаточный механизм, исполнительное устройство (механизм) и система управления. Такую машину называют *механическим приводом*. *Машина-двигатель* преобразует какой-либо вид энергии в механическую (электродвигатель, двигатель внутреннего сгорания, гидромотор и т.д.). *Передаточный механизм* преобразует движение (например, кулачковый, зубчатый, рычажный механизмы). *Исполнительный механизм* непосредственно обеспечивает выполнение технологического процесса, для которого предназначен механический привод.

В некоторых машинах передаточный механизм отсутствует (например, вентилятор, состоящий из электродвигателя с насаженной на вал крыльчаткой).

*Энергетические машины* – преобразующие энергию одного вида в энергию другого вида.

*Двигатели*, которые преобразуют любой вид энергии в механическую (например, электродвигатели преобразуют электрическую энергию, двигатели внутреннего сгорания преобразуют энергию расширения газов при сгорании в цилиндре).

### 3.5. Механизм и его элементы

В учебной литературе используются несколько определений механизма:

*Первое:* *Механизмом* называется система твердых тел, предназначенная для передачи и преобразования заданного движения одного или нескольких тел в требуемые движения других твердых тел.

*Второе:* *Механизм* – кинематическая цепь, в состав которой входит неподвижное звено (стойка) и число степеней свободы которой равно числу обобщенных координат, характеризующих положение цепи относительно стойки.

*Третье:* *Механизмом* называется устройство для передачи и преобразования движений и энергий любого рода.

*Четвертое: Механизм* – система твердых тел, подвижно связанных путем соприкосновения и движущихся определенным, требуемым образом относительно одного из них, принятого за неподвижное.

*Из теоретической механики:* Системы материальных тел (точек), положения и движения которых подчинены некоторым геометрическим или кинематическим ограничениям, заданным наперед и не зависящим от начальных условий и заданных сил, называется *несвободной*. Эти ограничения, наложенные на систему и делающие ее несвободной, называются *связями*. Положения точек системы, допускаемые наложенными на нее связями, называются *возможными*. Независимые друг от друга величины  $q_1, q_2, \dots, q_n$ , вполне и однозначно определяющие возможные положения системы в произвольный момент времени, называются *обобщенными координатами системы*.

Недостатками этих определений являются: первое не отражает способности механизма преобразовывать не только движение, но и силы; второе не содержит указания выполняемой механизмом функции. Оба определения входят в противоречия с определением технической системы. Учитывая изложенное, дадим следующую формулировку понятия механизм:

*Механизмом* называется система, состоящая из звеньев и кинематических пар, образующих замкнутые или разомкнутые цепи, которая предназначена для передачи и преобразования перемещений входных звеньев и приложенных к ним сил в требуемые перемещения и силы на выходных звеньях.

Основным признаком механизма является преобразование механического движения. Механизм входит в состав многих машин, так как для преобразования энергии, материалов и информации требуется обычно преобразование движения, получаемого от двигателя. Нельзя отождествлять понятия "машина" и "механизм". *Во-первых*, кроме механизмов, в машине всегда имеются дополнительные устройства, связанные с управлением механизмами. *Во-вторых*, есть машины, в которых нет механизмов. Например, в последние годы созданы технологические машины, в которых каждый исполнительный орган приводится в движение от индивидуального электро- или гидродвигателя.

При описании механизмов, они были разделены на отдельные группы по признаку их конструктивного оформления (рычажные, кулачковые, фрикционные, зубчатые и др.).

Механизмы образуются последовательным присоединением звеньев к начальному механизму.

*Деталь* – это изделие, изготовленное без сборочных операций.

*Звено* – одна или несколько неподвижно соединенных друг с другом деталей, входящих в механизм и движущихся, как одно целое.

Выполнение звеньев из нескольких деталей обеспечивается их соединением. Различают соединения неразъемные (сварные, заклепочные, клеевые) и разъемные (шпоночные, шлицевые, резьбовые).

Звенья в зависимости от вида их материала могут быть твердые и гибкие (упругие), например, ремень. Жидкости и газы в гидро- и пневмомеханизмах звеньями не считаются.

Условное изображение звеньев на кинематических схемах механизмов регламентируется ГОСТом. Примеры изображения некоторых звеньев приведены на рис. 9.1. На кинематических схемах звенья обозначаются арабскими цифрами: 0, 1, 2 и т.д. (см. рис. 3.1).

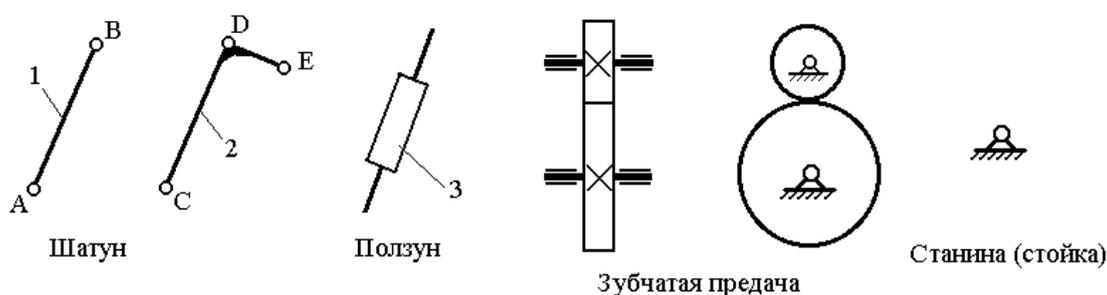


Рис. 3.1

*Кинематическая пара* – подвижное соединение двух звеньев, допускающее их определенное относительное движение.

*Кинематическая цепь* – система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематические цепи бывают пространственными и плоскими.

*Пространственные кинематические цепи* – цепи, звенья которых двигаются в различных плоскостях.

*Плоские кинематические цепи* – цепи, звенья которых двигаются в одной или параллельных плоскостях.

*Стойка* – звено, которое при исследовании механизма принимается за неподвижное.

*Число степеней свободы или подвижность механизма* – число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение всех его звеньев на плоскости или в пространстве.

Таким образом, каждый механизм имеет стойку и подвижные звенья, среди которых выделяют входные, выходные и промежуточные звенья.

*Входное звено* – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Входное звено соединено с двигателем либо с выходным звеном другого механизма. Обычно в механизме имеется одно входное и выходное звено. Но в некоторых случаях имеют место механизмы с несколькими входными или выходными звеньями, например, дифференциал автомобиля. Отличительным признаком входного звена является то, что элементарная работа приложенных к ним сил положительная (работа силы считается положительной, если направление действия силы совпадает с направлением движения точки её приложения или под острым углом к ней).

*Выходное звено* – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено соединено с исполнительным устройством (рабочим органом, указателем прибора), либо со входным звеном другого механизма. Элементарная работа приложенных к выходному звену сил является отрицательной (работа силы считается отрицательной, если направление действия силы противоположно направлению движения точки её приложения).

*Начальное звено* – звено, координата которого принята за обобщенную.

*Начальная кинематическая пара* – пара, относительное положение звеньев в которой принято за обобщенную координату.

Звенья соединяются друг с другом подвижно посредством кинематических пар: вращательных (шарнир) и поступательных (ползун).

*Траектория движения точки (звена)* – линия перемещения точки в плоскости. Это может быть прямая линия или кривая.

### **3.6. Классификация кинематических пар**

Кинематические пары (КП) классифицируются по следующим признакам:

1) по виду места контакта (места связи) поверхностей звеньев:

- низшие, в которых контакт звеньев осуществляется по плоскости или поверхности (пары скольжения);

- высшие, в которых контакт звеньев осуществляется по линиям или точкам (пары, допускающие скольжение с перекачиванием). Они имеются, например, в зубчатых и кулачковых механизмах);



Рис. 3.2

2) по относительному движению звеньев, образующих пару:

- вращательные (рис. 3.3);



Рис. 3.3

- поступательные (рис. 3.4);



Рис. 3.4

- цилиндрические (рис. 3.5);



Рис. 3.5

- сферические (рис. 3.6);



Рис. 3.6

- винтовые;

- плоские.

Механизм, звенья которого образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары, называют *рычажным*;

3) по способу замыкания (обеспечения контакта звеньев пары):

- силовое ( рис. 3.7, за счет действия сил веса или силы упругости пружины);

- геометрическое ( рис. 3.8, за счет конструкции рабочих поверхностей пары);

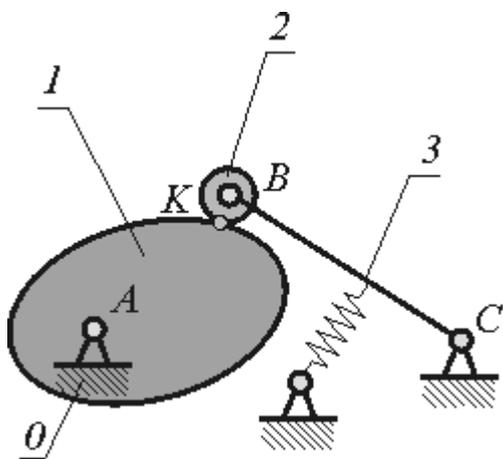


Рис. 3.7

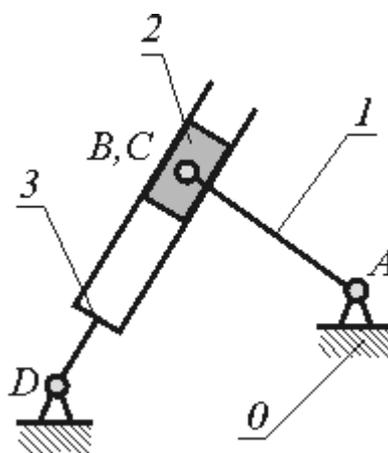


Рис. 3.8

4) по числу подвижностей в относительном движении звеньев;

5) по числу условий связи, накладываемых на относительное движение звеньев (число условий связи определяет класс кинематической пары).

Тело, находясь в пространстве (в декартовой системе координат  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ ), имеет шесть степеней свободы. Оно может перемещаться вдоль каждой из трёх осей  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ , а также вращаться вокруг каждой оси. Если тело (звено) образует с другим телом (звеном) кинематическую пару, то оно теряет одну или несколько из этих шести степеней свободы.

Все пары делятся на пять классов, в зависимости от числа налагаемых связей на подвижность каждого из звеньев. Например, если телами (звеньями), образовавшими кинематическую пару, утрачено по пять степеней свободы каждым, эту пару называют кинематической парой пятого класса. Если утрачено четыре степени свободы – четвертого класса и т.д. Число степеней подвижности обозначается за  $H$ . Число налагаемых связей обозначается за  $S$ . При этом число степеней подвижности можно определить по формуле:  $H = 6 - S$ .

Пара первого класса:  $S = 1$ ;  $H = 5$ .

Пара второго класса:  $S = 2$ ;  $H = 4$ .

Пара третьего класса:  $S = 3$ ;  $H = 3$ .

Пара четвёртого класса:  $S = 4$ ;  $H = 2$ .

Пара пятого класса:  $S = 5$ ;  $H = 1$ .

Рассмотрим кинематическую пару «винт-гайка» (рис. 3.9). Число степеней подвижности этой пары  $H$  равно 1, а число налагаемых связей  $S$  равно 5. Эта пара будет являться парой пятого класса, свободным можно выбрать только один вид движения для винта или гайки, а второе движение будет сопутствующим.

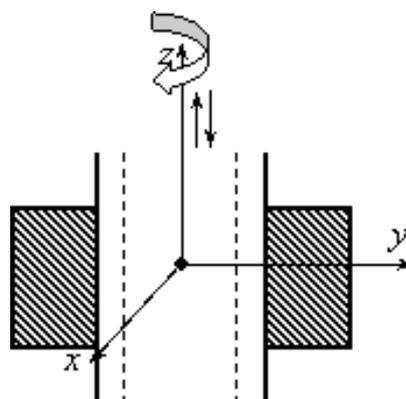


Рис. 3.9

### 3.7. Классификация кинематических цепей

Несколько звеньев, соединённых между собой кинематическими парами, образуют кинематическую цепь.

Кинематические цепи бывают (рис. 3.10):

- замкнутые (простые). В замкнутой цепи каждое звено входит не менее, чем в две кинематические пары (рис.3.10, *а*);
- разомкнутые (простые) (рис. 3.10, *б*);
- сложные (рис. 3.10, *в*).

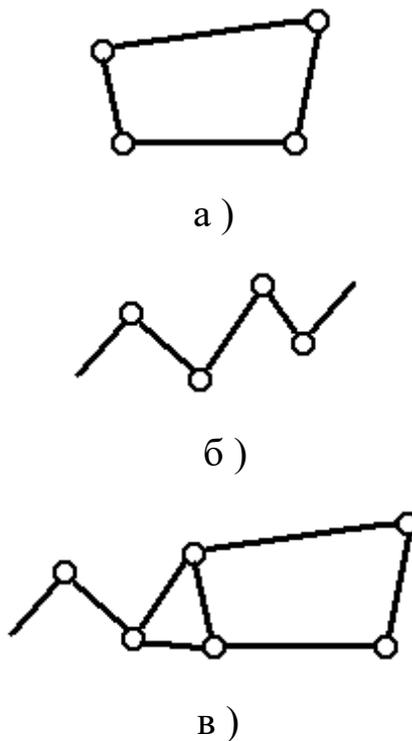


Рис. 3.10

По признаку наличия разветвлений различают цепи *простые* (каждое звено цепи входит не более чем в две кинематических пары) и *сложные* или *разветвленные* (некоторые звенья входят в три, или более пары); в разветвленных цепях могут присутствовать так называемые кратные (двойные, тройные и т.д.) шарниры.

По области движения звеньев цепи бывают *плоские* (траектории движения точек всех звеньев – плоские кривые, лежащие в параллельных плоскостях) и *пространственные*.

Чтобы из кинематической цепи получить механизм, необходимо:

- одно звено сделать неподвижным, т.е. образовать станину (стойку);
- одному или нескольким звеньям задать закон движения (сделать ведущими) таким образом, чтобы все остальные звенья совершали требуемые целесообразные движения.

Некоторые дополнительные определения:

*Обобщенная координата механизма* – каждая из независимых координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки.

*Число степеней свободы механизма* – это число степеней свободы всей кинематической цепи относительно неподвижного звена (стойки).

Для пространственной кинематической цепи в общем виде условно обозначим:

- количество подвижных звеньев –  $n$ ,
- количество степеней свободы всех этих звеньев –  $6n$ ,
- количество кинематических пар пятого класса –  $P_5$ ,
- количество связей, наложенных кинематическими парами пятого класса на звенья, входящие в них, –  $5P_5$ ,
- количество кинематических пар четвертого класса –  $P_4$ ,
- количество связей, наложенных кинематическими парами четвертого класса на звенья, входящие в них, –  $4P_4$  и т.д.

Звенья кинематической цепи, образуя кинематические пары с другими звеньями, утрачивают часть степеней свободы. Оставшееся число степеней свободы кинематической цепи относительно стойки можно вычислить по формуле

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1.$$

Это структурная формула пространственной кинематической цепи, или формула Малышева, получена П.И. Сомовым в 1887 г. и развита А.П. Малышевым в 1923 г.

Величину  $W$  называют степенью подвижности механизма (если из кинематической цепи образован механизм).

Для плоской кинематической цепи и соответственно для плоского механизма

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

Эту формулу называют *формулой П.Л. Чебышева* (1869). Она может быть получена из формулы Малышева при условии, что на плоскости тело обладает не шестью, а тремя степенями свободы:

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

Величина  $W$  показывает, сколько должно быть у механизма ведущих звеньев (если  $W = 1$  – одно,  $W = 2$  – два ведущих звена и т.д.).

### 3.8. Понятие о структурном синтезе и анализе

Структура любой технической системы определяется функционально связанной совокупностью элементов и отношений между ними. При этом для механизмов под элементами понимаются звенья, группы звеньев или типовые механизмы, а под отношениями подвижные (КП) или неподвижные соединения. Поэтому под *структурой механизма* понимается совокупность его элементов и отношений между ними, т.е. совокупность звеньев, групп или типовых механизмов и подвижных или неподвижных соединений. Геометрическая структура механизма полностью описывается заданием геометрической формы его элементов, их расположения, указания вида связей между ними. Структура механизма может быть на разных стадиях проектирования описываться различными средствами, с разным уровнем абстрагирования: на функциональном уровне – функциональная схема, на уровне звеньев и структурных групп – структурная схема и т.п. *Структурная схема* – графическое изображение механизма, выполненное с использованием условных обозначений, рекомендованных ГОСТом (см. например, ГОСТ 2.703-68) или принятых в специальной литературе, содержащее информацию о числе и расположении элементов (звеньев, групп), а также о виде и классе кинематических пар, соединяющих эти элементы. В отличие от кинематической схемы механизма, структурная схема не

содержит информации о размерах звеньев и вычерчивается без соблюдения масштабов.

(Примечание: *кинематическая схема* – графическая модель механизма, предназначенная для исследования его кинематики).

Как на любом этапе проектирования при структурном синтезе различают задачи синтеза и задачи анализа.

*Задачей структурного анализа* является задача определения параметров структуры заданного механизма – числа звеньев и структурных групп, числа и вида КП, числа подвижностей (основных и местных), числа контуров и числа избыточных связей.

*Задачей структурного синтеза* является задача синтеза структуры нового механизма, обладающего заданными свойствами: числом подвижностей, отсутствием местных подвижностей и избыточных связей, минимумом числа звеньев, с парами определенного вида (например, только вращательными, как наиболее технологичными) и т.п.

### **3.9. Основные понятия структурного синтеза и анализа**

*Подвижность механизма* – число независимых обобщенных координат, однозначно определяющее положение звеньев механизма на плоскости или в пространстве.

*Связь* – ограничение, наложенное на перемещение тела по данной координате.

*Избыточные (пассивные)* – такие связи в механизме, которые повторяют или дублируют связи, уже имеющиеся по данной координате, и поэтому не изменяющие реальной подвижности механизма. При этом расчетная подвижность механизма уменьшается, а степень его статической неопределимости увеличивается. Иногда используется иное определение: *Избыточные связи* – это связи, число которых в механизме определяется разностью между суммарным числом связей, наложенных кинематическими парами, и суммой степеней подвижности всех звеньев, местных подвижностей и заданной (требуемой) подвижностью механизма в целом.

*Местные подвижности* – подвижности механизма, которые не оказывают влияния на его функцию положения (и передаточные функции), а введены в механизм с другими целями (например, подвижность ролика в кулачковом механизме обеспечивает замену в высшей паре трения скольжения трением качения).

## 4. СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Среди всего многообразия конструкций механизмов различают: стержневые (рычажные), кулачковые, фрикционные, зубчатые механизмы, механизмы с гибкими звеньями (например, ременные передачи) и другие виды.

Менее распространенные классификации подразумевают наличие механизмов с низшими или высшими парами в плоском или пространственном исполнении и т.д.

Учитывая возможность условного превращения практически любого механизма с высшими парами в рычажный, в дальнейшем наиболее подробно рассматриваются именно эти механизмы, а структурные схемы других механизмов изложены в соответствующих параграфах.

Среди рычажных механизмов наиболее распространенными являются так называемые четырехзвенные.

Основные виды звеньев:

*Стойка* – звено, принимаемое за неподвижное; такое звено в механизме может быть только одно;

*Кривошип* – вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси;

*Коромысло* – вращающееся звено рычажного механизма, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси;

*Шатун* – звено рычажного механизма, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями;

*Кулиса* – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару; в зависимости от степени протяженности элемента поступательной пары различают «камень» (звено меньшей протяженности) и «направляющую»;

*Ползун* – звено рычажного механизма, образующее поступательную пару со стойкой;

*Кулачок* – звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны;

*Камень* – звено, совершающее поступательное движение относительно подвижной направляющей, называемой кулисой;

*Зубчатое колесо* – звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее непрерывное движение другого зубчатого колеса или рейки.

Количество типов и видов механизмов исчисляется тысячами, поэтому классификация их необходима для выбора того или иного механизма из большого ряда существующих, а также для проведения синтеза механизма. Универсальной классификации нет, но наибольшее распространение получили три вида классификации:

*Функциональная.* По принципу выполнения технологического процесса механизмы делятся: на механизмы приведения в движение режущего инструмента; питания, загрузки, съёма детали; транспортирования и т.д.;

*Структурно-конструктивная.* Предусматривает разделение механизмов как по конструктивным особенностям, так и по структурным принципам. К этому виду относят механизмы: кривошипно-ползунный; кулисный; рычажно-зубчатый; кулачково-рычажный и т.д.;

*Структурная.* Проста, рациональна, тесно связана с образованием механизма, его строением, методами кинематического и силового анализа, была предложена Л.В. Ассуром в 1916 году и основана на принципе построения механизма путем наслоения (присоединения) кинематических цепей (в виде структурных групп) к начальному механизму. Согласно этой классификации, любой механизм можно получить из более простого присоединением к последнему кинематических цепей с числом степеней свободы  $W = 0$ , получивших название структурных групп, или групп Ассура. Недостаток классификации – неудобство для выбора механизма с требуемыми свойствами.

#### **4.1. Структурные группы для плоских рычажных механизмов**

Условие существования любой структурной группы описывается формулой

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

Так как количество звеньев  $n$  и количество кинематических пар  $P_5$  – целые числа, то

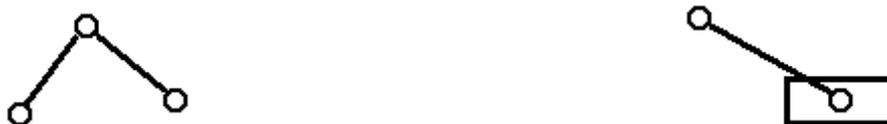
$$n = 2 \frac{P_5}{3} \text{ – кратно 2, т. е. чётно,}$$

$$P_5 = 3 \frac{n}{2} \text{ – кратно 3.}$$

Все структурные группы принято разделять на классы – со 2-го по 4-й.

Примеры структурных групп и начального механизма приведены на рис. 4.1:

Двухповодковая структурная группа 2-го класса :



Структурная группа 3-го класса:

Структурная группа 4-го класса:



Механизм 1-го класса (начальный механизм):



Рис. 4.1

При добавлении к механизму 1-го класса различных структурных групп можно получить механизм, состоящий из одной или нескольких структурных групп, и механизма 1-го класса.

Механизмам присваивается определённый класс, соответствующий наивысшему классу входящих в него структурных групп. Примеры механизмов различных классов приведены на рис. 4.2.

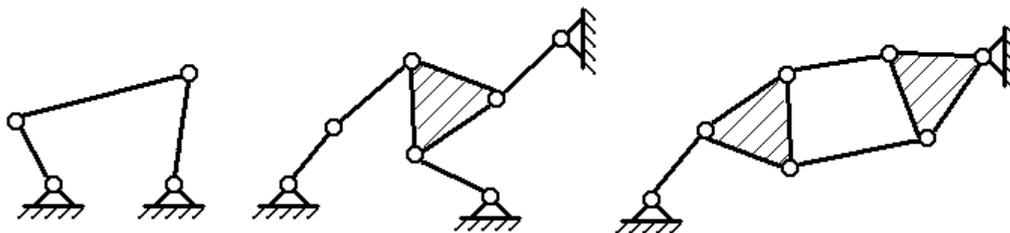


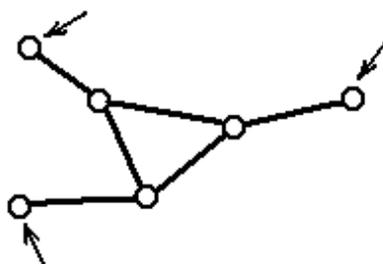
Рис. 4.2

Порядок структурной группы равен числу свободных кинематических пар, которыми группа присоединяется к более простому механизму. Свободные пары показаны стрелками (рис. 4.3).

Структурная группа 2-го класса, II порядка (все структурные группы 2-го класса имеют II порядок):



Структурная группа 3-го класса, III порядка:



Структурная группа 4-го класса, II порядка:

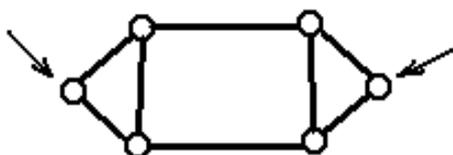
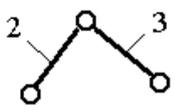
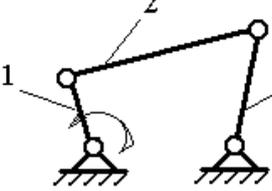
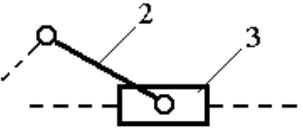
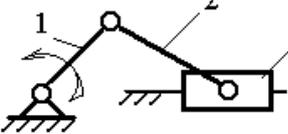
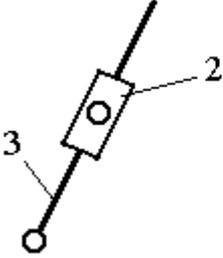
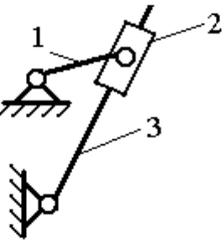
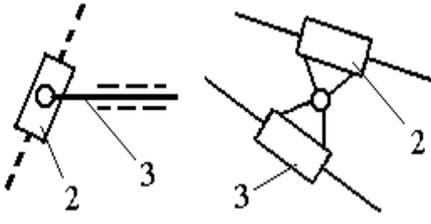
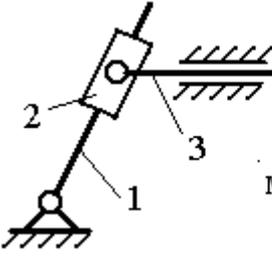
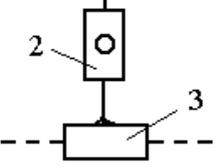
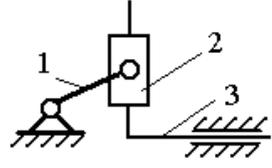


Рис. 4.3

Наиболее распространённые структурные группы 2-го класса подразделяются на 5 видов (модификаций) (см.табл. 4.1)

Таблица 4.1

Кинематическая схема структурной группы, вид	Механизм, содержащий такую структурную группу
<p>1 вид</p> 	 <p>Шарнирный четырёхзвенник</p>
<p>2 вид</p> 	 <p>Кривошипно-ползунный механизм</p>
<p>3 вид</p> 	 <p>Кулисный механизм</p>
<p>4 вид</p> 	 <p>Тангенсный механизм</p>
<p>5 вид</p> 	 <p>Синусный механизм</p>

Примечание: 1 – ведущее звено; 2 и 3 – звенья, образующие структурную группу.

Для определения класса механизма его расчленяют на структурные группы, начиная с конца механизма. За начало механизма принимают ведущее звено (начальный механизм).

От конца механизма отделяются поочерёдно простейшие структурные группы до тех пор, пока не останется лишь механизм 1-го класса (начальный механизм, их может быть несколько).

По классу структурных групп определяют класс механизма. Количество начальных механизмов равно величине  $W$ .

Пример расчленения плоского рычажного механизма на структурные группы показан на рис. 4.4. Предварительно вычисляют степень подвижности механизма  $W$  по формуле

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

В данном случае  $W = 1$ , а это значит, что в механизме должны быть одно ведущее звено и соответственно один начальный механизм.

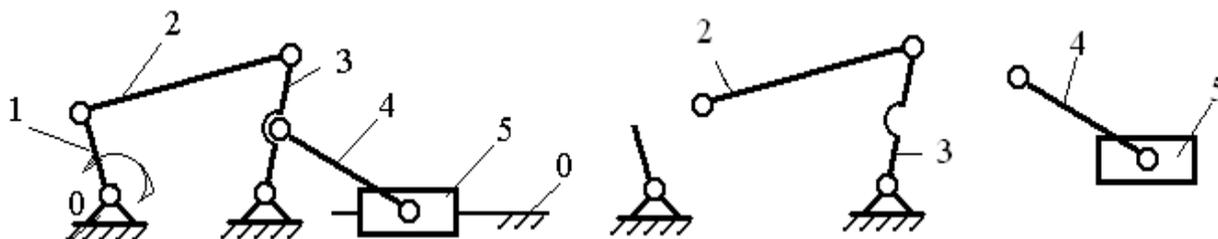


Рис. 4.4

В некоторых случаях при проектировании механизмов для повышения жёсткости конструкции, улучшения условий передачи сил вводятся так называемые избыточные (пассивные) связи (дополнительные звенья), (рис. 4.5).

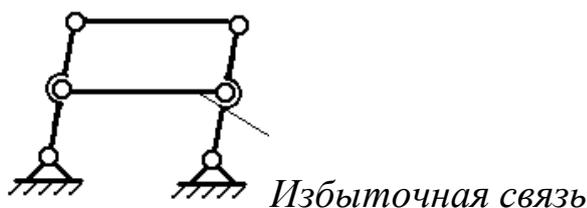


Рис. 4.5

В этом случае степень свободы вычисляется по формуле

$$W = 3n - 2P_5 + q = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 + 1 = 1,$$

где  $q$  – число избыточных (пассивных) связей.

*Лишние степени свободы* используются для упрощения кинематической схемы механизма, сокращения потерь при передаче мощности, повышения механического коэффициента полезного действия

механизма. Например, между кулачком 1 и толкателем 2 кулачкового механизма устанавливается ролик 3 для устранения трения (рис. 4.6).

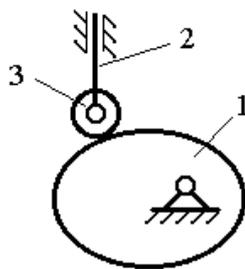


Рис. 4.6

В этом случае степень подвижности механизма, вычисленная по формуле П.Л. Чебышева, будет равна 2:

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

Здесь явно присутствует лишняя степень свободы, а именно вращение ролика под действием силы трения качения. Её следует учитывать при проведении структурного анализа данного механизма. Очевидно, что данный механизм может функционировать и без ролика 3. Но при этом трение качения будет заменено трением скольжения между кулачком и толкателем (высшей кинематической парой), что увеличивает потери мощности в механизме на преодоление сил трения.

Тогда степень свободы такого механизма вычисляется по формуле:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 - q,$$

где  $q$  – количество лишних степеней свободы.

## 4.2. Структурная формула плоского механизма

В плоском механизме для соединения звеньев можно использовать только плоские кинематические пары четвертого и пятого классов (рис. 4.7 и рис. 4.8).



Рис. 4.7

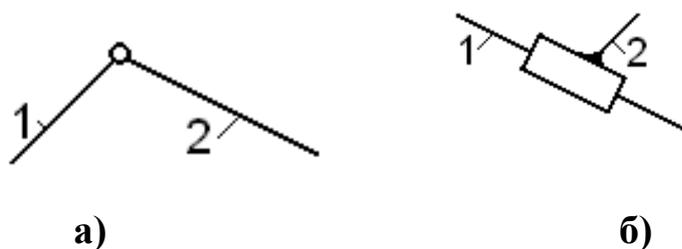


Рис. 4.8

В рис. 4.8 показаны пары пятого класса: *а* – вращательная, *б* – поступательная.

Пусть плоский механизм состоит из  $n$  подвижных звеньев; для соединения их между собой и для их присоединения к стойке использовано  $P_4$  пар четвертого и  $P_5$  пар пятого классов.

Если на движение звена в плоскости не наложено никаких условий связи, то оно обладает тремя степенями свободы; следовательно, все подвижные звенья имеют (до их соединения кинематическими парами)  $3n$  степеней свободы; каждая пара четвертого класса является двухподвижной, т.е. из трех возможных относительных движений изымает одно; аналогично, каждая пара пятого класса является одноподвижной и из трех возможных движений изымает два. Тогда

степень подвижности плоского механизма (или его число степеней свободы относительно стойки):

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

Таким образом, нами получена *структурная формула П. Л. Чебышева*.

При расчете степени подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева необходимо учитывать следующие, нередко встречающиеся ситуации:

1) *наличие кратных шарниров*; так, соединение звеньев, показанное на рис. 4.9, необходимо считать как два шарнира, иначе расчет даст завышенное значение  $W$ ;

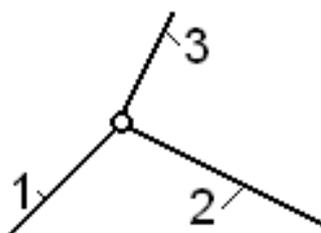


Рис. 4.9

2) *наличие местных подвижностей*, т.е. таких, устранение которых не повлияет на кинематику механизма; у механизма по рис. 4.10 при любом положении кулачка 1 коромысло 3 может занимать только одно (единственно возможное) положение; следовательно, у этого механизма заведомо  $W=1$ , однако расчет по формуле Чебышева приводит к явно завышенному значению:

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

для получения достоверного результата нужно ролик 2 мысленно объединить с коромыслом 3 в одно звено (рис. 4.10), тогда фактическая подвижность механизма

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

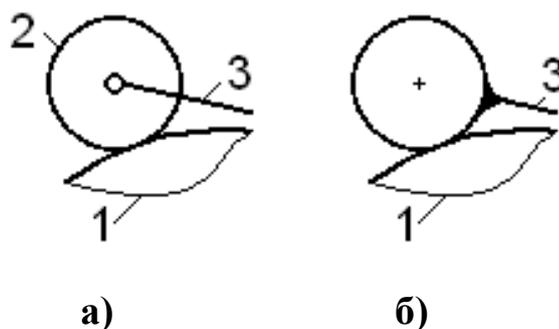


Рис. 4.10

Отметим, что эти действия корректны только при круглом ролике, у которого геометрический центр совпадает с центром шарнира;

3) наличие пассивных (или избыточных) связей.

На рис. 4.11 показаны четыре варианта исполнения механизма эллипсографа (длины звеньев  $OA = AB = AC$ ).

Анализ кинематических свойств этих схем показывает следующее:

- у механизма по рис. 4.11, а подвижность  $W=1$ , траектория точки  $B$  – горизонтальная прямая; следовательно, без ущерба для подвижности и кинематики механизма допускается включение в его схему ползуна 3 (как в схеме по рис. 4.11, з);

- аналогично у механизма по рис. 4.11, б также  $W=1$ , а траектория точки  $C$  – вертикальная прямая и его схему можно заменить той же схемой, постановкой ползуна 4 (как в схеме по рис. 4.11, з);

- у механизма по рис. 4.11, в степень подвижности  $W=1$  и траектория точки  $A$  – окружность радиусом  $OA$ ; следовательно, без ущерба для подвижности и кинематики механизма в его схему можно включить кривошип 1 длиной  $OA = AB = AC$ , как в схеме по рис. 4.11, з;

Подытоживая, заключаем, что механизм по рис. 4.11, з кинематически эквивалентен любому из трех остальных механизмов; однако расчет по формуле Чебышева приводит к заведомо заниженному результату

$$W = 3 \cdot 4 - 0 - 2 \cdot 6 = 0,$$

т.е. формально – это не механизм, а ферма, что противоречит фактам. В таких случаях считается, что механизм имеет избыточные или пассивные

связи, которые, хотя и присутствуют в механизме, не влияют на его кинематику.

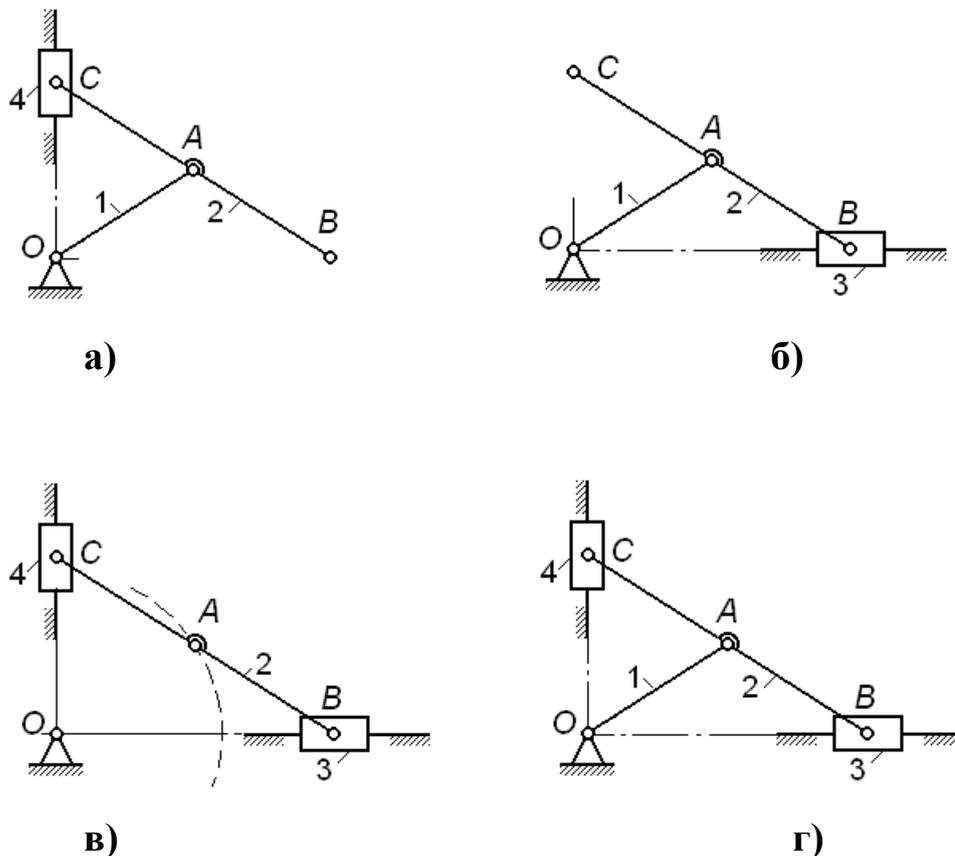


Рис. 4.11

От пассивных связей при структурном анализе механизмов следует избавляться: в данном случае, в зависимости от смысла решаемой задачи, цель достигается удалением одного из звеньев – 1, 3 или 4 (вместе с соответствующими кинематическими парами). Тогда

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

что соответствует истине.

### 4.3. Замена высших кинематических пар низшими

Для любого плоского механизма, содержащего высшие кинематические пары, можно построить так называемый *заменяющий механизм*, который не содержит высших пар, но эквивалентен заменяемому механизму по следующим показателям:

1) в структурном отношении (имеет ту же подвижность);

2) в отношении кинематики (при тех же законах движения входных звеньев остаются прежними законы движения выходных, сохраняются также траектории и законы движения всех точек);

3) в силовом отношении.

Если высшая пара образована профилями переменной кривизны, то вместо термина «заменяющий» используют «*мгновеннозаменяющий*».

При выполнении процедуры замены каждой высшей пары вводится так называемое фиктивное звено (на рис. 4.12 обозначено буквой  $\Phi$ ), участвующее в двух парах пятого класса: либо в поступательной и вращательной (если один из профилей – прямая), либо в двух вращательных парах.

Центры шарниров фиктивных звеньев всегда совпадают с центрами кривизны контактирующих профилей.

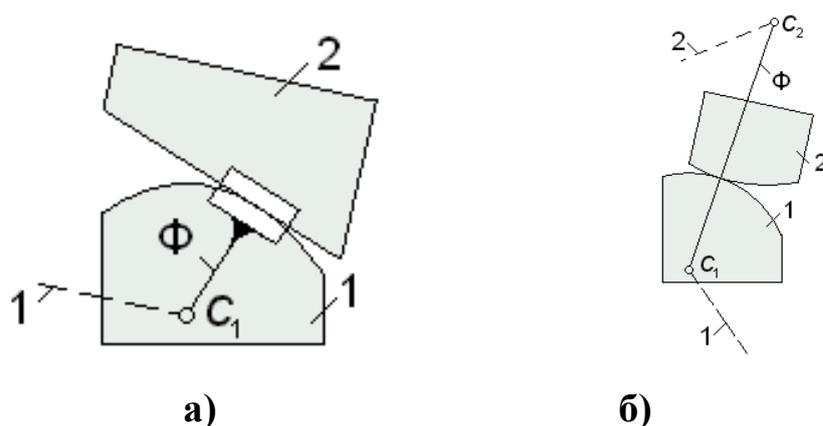


Рис. 4.12

#### 4.4. Классификация плоских механизмов по теории Л.В. Ассура

Замечено, что к любому плоскому механизму можно присоединить такую кинематическую цепь, что степень его подвижности не изменится. Если эта цепь является кратчайшей (т.е. не распадается на более короткие и обладающие тем же свойством), и если при ее формировании использованы только низшие пары пятого класса, то такую цепь называют *структурной группой* или *группой Ассура* (в дальнейшем – просто группой). При наличии в механизме высших пар от них всегда можно избавиться с помощью описанной ранее процедуры замены.

Из изложенного следует, что группа, присоединенная к стойке, имеет нулевую подвижность, но тогда она является и кинематически и статически определимой системой.

Пусть группа состоит из  $n$  звеньев; для соединения этих звеньев между собой и для присоединения группы к стойке или к подвижным звеньям механизма использовано  $P_5$  пар пятого класса; тогда для группы, согласно формуле Чебышева, можно записать

$$W = 3n - 2P_5 = 0,$$

или

$$P_5 = \frac{3}{2}n.$$

Откуда заключаем, что группа может состоять только из четного числа звеньев, число пар пятого класса в группе всегда в полтора раза больше числа звеньев. Те пары, с помощью которых группа присоединяется к механизму, называют *внешними*, их количество определяет *порядок группы*; остальные пары, посредством которых звенья группы соединяются между собой, называют *внутренними*.

После отсоединения от механизма всех структурных групп останется стойка и начальные звенья в количестве  $W$  (речь идет о фактической степени подвижности механизма, рассчитанной после исключения пассивных связей и местных подвижностей). Каждое начальное звено со стойкой называют *начальным механизмом*; таким образом, механизм состоит из  $W$  начальных механизмов и некоторого количества структурных групп, присоединенных в строго определенном порядке, который отражают в специальной записи, называемой *формулой строения*. Например, механизм с двумя степенями свободы, содержащий шесть структурных групп, может иметь такое строение:

[1 н.м.] ← (1 гр.) ← (3 гр.) ← (4 гр.) ← (5 гр.),

[2 н.м.] ← (2 гр.) ← (3 гр.) ← (6 гр.).

В зависимости от количества звеньев в группе и способа их соединения между собой группы делят на классы.

Все двузвенные группы ( $n=2$ ;  $P_5=3$ ) являются группами II класса второго порядка; дополнительно эти группы, в зависимости от количества поступательных пар, использованных при их формировании, делятся на виды (рис. 4.13).

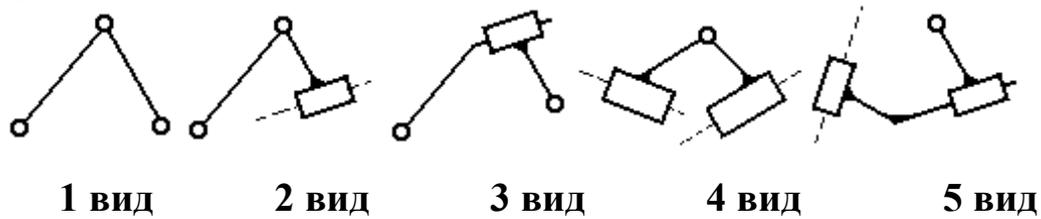


Рис. 4.13

Класс групп, состоящих более чем из двух звеньев, определяется числом вершин (или сторон) многоугольника, образуемого внутренними кинематическими парами на *структурной схеме* группы, которая строится по следующим правилам:

- все вращательные и поступательные пары пятого класса изображают на этой схеме как вращательные;
- звенья, участвующие в нескольких кинематических парах, изображаются в виде соответствующих многоугольников.

На рис. 4.14 и рис. 4.15 для удобства сопоставления помещены рядом друг с другом кинематические и структурные схемы двух групп различных классов.

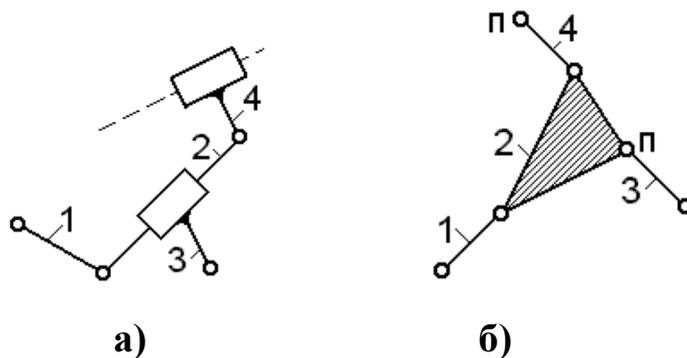


Рис. 4.14

Группа III класса 3-го порядка: *а* – кинематическая схема, *б* – структурная схема.

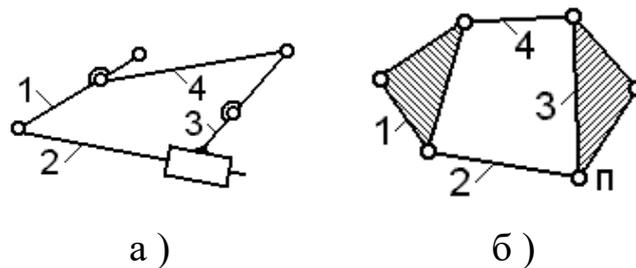


Рис. 4.15

Группа IV класса 2-го порядка: *а* – кинематическая схема, *б* – структурная схема.

На структурной схеме для большей наглядности можно те шарниры, которым на кинематической схеме соответствуют поступательные пары, пометить буквой «п».

В структурных схемах групп III класса внутренние шарниры образуют один или несколько треугольников жесткой (неизменяемой) конфигурации; в схемах групп более высоких классов встречаются многоугольники (*изменяемой конфигурации*) с четырьмя и большим числом сторон, которое и определяет класс группы.

Отметим, что *классификации Л.В.Ассура подчиняются только те плоские механизмы, у которых начальные звенья образуют кинематические пары со стойкой.*

#### 4.5. Порядок структурного исследования плоского механизма

1. Пронумеровать все звенья механизма (если номера звеньев не указаны); неподвижному звену (стойке) обычно присваивают последний номер.

2. Рассчитать степень подвижности механизма  $W$  и проанализировать полученный результат; при наличии местных подвижностей и (или) пассивных связей избавиться от них, и повторить расчет  $W$ , в результате должна получиться фактическая степень подвижности механизма.

3. Произвести замену всех высших кинематических пар фиктивными звеньями и низшими парами (замену следует производить непосредственно на кинематической схеме механизма, используя контактные нормали и центры кривизны профилей); подтвердить расчетом величину  $W$ , она должна остаться прежней.

Если кинематическая схема сложна для анализа, можно для облегчения изобразить структурную схему по описанным ранее правилам (при этом нумерация звеньев обязательно должны быть сохранена).

4. Выбрать начальные звенья механизма (если они не были заданы условием задачи): если после структурного исследования механизма будет выполняться его кинематический расчет, то начальные звенья совпадают с входными, т.е. с теми, которым заданы законы движения; при последующем силовом анализе механизма за начальные звенья принимают те, к которым приложены неизвестные внешние силы или вращающие моменты.

Написать формулу строения механизма по пункту 4 (см. ранее); каждому варианту выбора начальных звеньев соответствует единственный вариант этой формулы.