

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ**

*В предлагаемой статье отражены особенности конструктивного исполнения звеньев и подвижных соединений на основе механизмов переменной структуры. В статье приведены кинематические анализы и методы определения подвижности механизмов переменной структуры.*

*Ключевые слова: Механизм переменной структуры, классификация, кинематическая схема механизмов.*

Isomidin kyzy Klara, graduate student,  
Osh Technological University

**KINEMATIC ANALYSIS OF MECHANISMS OF VARIABLE STRUCTURE**

*The proposed article reflects the features of the structural design of links and movable joints based on mechanisms of variable design. Kinematic analyses and methods for determining the mobility of mechanisms of variable structure are briefly presented.*

*Key words: mechanism of variable structure, classification, kinematic scheme of mechanisms.*

**Введение.** В последние годы весьма широкое применение в технике нашли механизмы с переменной структуры (МПС). Это объясняется тем, что при работе этих механизмов возможно мгновенное изменение количества звеньев, кинематических пар и их подвижности, так же геометрических размеров, инерционных и упругих параметров звеньев, разобщение и воссоединение кинематических цепей. Вопросы, касающиеся их структуры рассматриваются в работах Кожевникова С.Н., Антонюка Е. А. [1,2]. В работе Абдраимова С., Невенчаной Т.О. по анализу и синтезу механизмов переменной структуры предложено учитывать конверсионное звено. [3]

**Материалы и методы исследования.** Механизмы по признаку постоянства структуры можно разделить на две группы: механизмы постоянной и переменной структуры. Структуре и классификации механизмов постоянной структуры посвящены работы Чебышева П.П., Сомова И.О., Гохмана Г.Х., Ассура Л.В. и получили дальнейшее развитие в трудах советских ученых Малышева А.П., Добровольского В.В., Артоболевского И.И. При классификации механизмов переменной структуры необходимо отметить кинематические особенности цепей рассматриваемых механизмов, также за счет чего эти цепи образуются.

Примером механизма, имеющего не разобщающуюся кинематическую цепь, является механизм двигателя, где неразрывно связаны кривошипно-шатунный механизм и механизм газораспределителя. Преобразование структуры возможно у механизмов, состоящих из разобщенных кинематических цепей. К разобщенным кинематическим цепям относят несвязанные между собой кинематические цепи, которые, являются составными частями одного механизма. Разобщенные кинематические цепи могут обособленно (по переменно) передавать движение ведомому звену, но могут приводить его в движение, сливаясь в единую кинематическую цепь. К последним относятся механизм включателя [4]

**Результаты исследования.** Основываясь на результаты исследованной МПС различного назначения и конструктивного исполнения, можно отметить, что причины преобразования их структуры могут быть самые разные.

Структура МПС может изменяться принудительно под воздействием внешних сил (в момент управления), что диктуется необходимостью изменения режима движения или положения звеньев при выполнении технологических функций. Примером подобных принудительных внешних сил могут являться силы упругости пружин в механизмах с упругими звеньями, работающие в определенный период цикла. Причиной преобразования структуры механизмов может также являться изменение их геометрии (длина звеньев, межопорные расстояния, изменения диаметров раздвижных шкивов у вариаторов). Существует, однако, ряд механизмов прерывистого движения (мальтийские, храповые, неполнозубые колеса), структура которых изменяется автоматически с заданной цикличностью за счет конструктивных особенностей элементов пар. Преобразование МПС возможно благодаря применению вих кинематических цепях особых звеньев и соединений. К их числу относятся свободные основные звенья (они передают движение другим цепям, перемещаясь друг относительно друга), у которых два структурно-конструктивных элемента (СКЭ) образуют кинематические пары. Конструктивно СКЭ выполнены таким образом, что при перемещении звеньев обеспечивается их замыкание и образование подвижных соединений и размыкание. Таким образом, в механизмах с разобщенными кинематическими цепями (мальтийские механизмы) происходит периодическое преобразование структуры. К основным звеньям могут относиться ползуны, кулачки, шатуны, ленты, цепи, пружины и. т. п. Приводим таблицу механизмов переменной структуры (рис.1) [4]

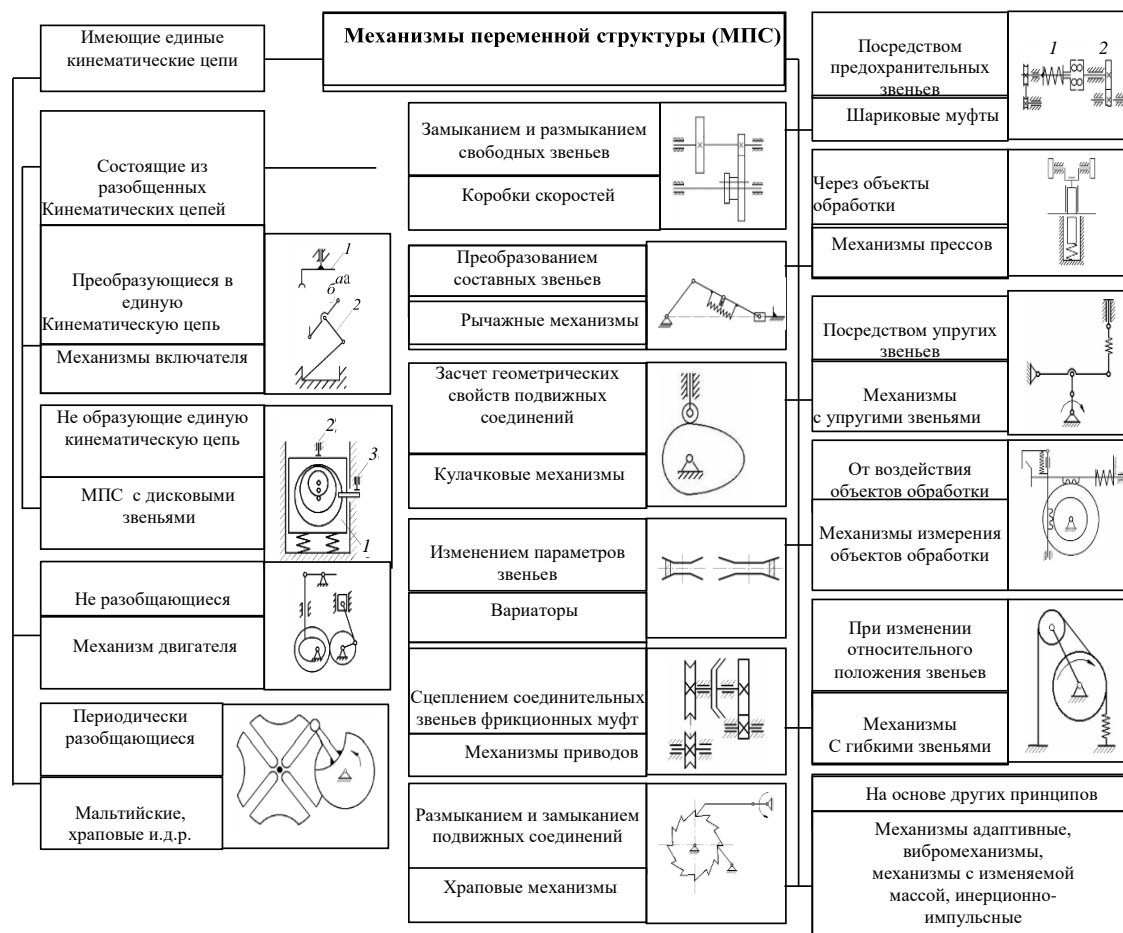


Рис 1. Классификация МПС

Когда анализируем МПС немаловажное значение имеет, по-видимому, подвижность полученного механизма. Подвижность простых механизмов с переменной структурой и замкнутыми кинематическими цепями должно определяться по соответствующим структурным формулам отдельно на каждом этапе их существования.

В результате объединения между собой нескольких простых механизмов, которые могут существовать как в одном, так и в разных пространствах, получают так называемые сложные и комбинированные механизмы. Подвижность сложных (комбинированных) механизмов  $W_{с.м.}$  можно определить как сумму подвижностей  $W_i$  простых и структурных групп  $W_p$  за вычетом суммы  $(K_j-1)$ , т.е.

$$W_{с.м.} = \sum_{i=1}^n W_i - \sum_{j=1}^m (K_j - 1) + \sum_{p=1}^l W_p.$$

Так как последнее слагаемое  $\sum_{p=1}^l W_p$  всегда по определению равно нулю, то тогда

$$W_{с.м.} = \sum_{i=1}^n W_i - \sum_{j=1}^m (K_j - 1), \text{ где}$$

$K$ - количество присоединенных к одному звену простых механизмов;  $j$ -индекс (порядковый номер) общего звена;  $m$ - число звеньев присоединения в механизме;  $n$ - число простых механизмов;  $i$ - индекс (порядковый номер) простого механизма;  $l$ -число структурных групп;  $p$ - индекс (порядковый номер присоединения структурной группы).  
 Научные исследования, проводимые под руководством О. Д. Алимова и С. Абдраимова, позволили создать новый вид рычажных механизмов переменной структуры, на основе которых было сконструировано и изготовлено различные кузнечно прессовое оборудования без муфты тормоза, где использована схема с наибольшим шатуном. Наиболее перспективный ударный механизм показан на рис. 2. Ударный механизм состоит из корпуса 1, в котором расположен кривошип 2, шатун 3 и коромысло 4 с ударной массой 5. Ударная масса может взаимодействовать с инструментом 6.

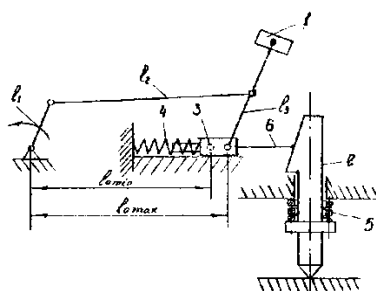


Рис. 2. Механизм с наибольшим шатуном ( $l_2$ ).

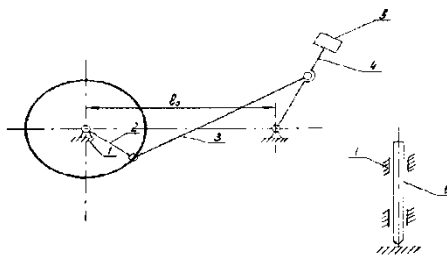


Рис. 3. Механизм с наибольшим шатуном ( $l_2$ ).

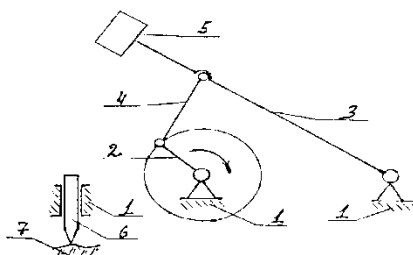


Рис. 4. Механизм с наибольшим коромыслом ( $l_3$ ).

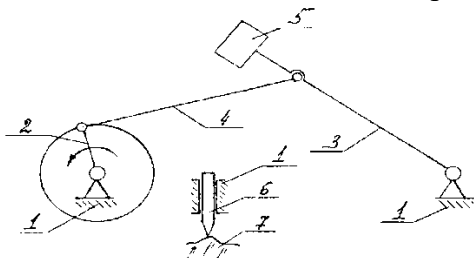


Рис. 5. Механизм с наибольшим основанием ( $l_0$ ).

Новым толчком в развитии теории механизмов переменной структуры и создании машин с механизмами переменной структуры послужили теоремы академика МИА С. Абдраимова. На их основе были выявлены начальные механизмы переменной структуры: механизмы с наибольшим шатуном, с наибольшим основанием и с наибольшим коромыслом. В настоящее время исследованиями теоретических основ синтеза и анализа механизмов переменной структуры с особыми положениями занимаются сотрудники Научно-исследовательского центра проблем машиностроения им. С. Абдраимова Инженерной академии КР, Института машиноведения и автоматике НАН КР и в отдельных ВУЗах нашей республики.

Результаты этих исследований реализуются при разработке и создании ударных машин: перфораторов; отбойных молотов; машин для отбивки отливок от литниковых систем, для очистки бункеров и золошлакопроводов; трамбовок и т.д. Целью научно-исследовательской работы является расчет секторообразных бойков рычажных ударных машин.

Нами в исследуемых конструкциях ударных машин на основе МПС в качестве ударника использованы секторообразная бойка (в последующем коромысло), схема которого показана на рис 3. Здесь: 1,2,3-три цилиндрических сектора, 4,5-прямоугольные призмы, 6-цилиндр с отрицательной массой.

Для шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма сингулярным (особым) положением мы называем положение, в котором все его кинематические пары выстраиваются в линию. Несмотря на одну степень подвижности, позволяющую задавать одну обобщённую координату, в особом положении возникает мгновенная кинематическая развязка (неопределимость) движению выходного звена, проявляемая его дополнительной подвижностью. Иначе говоря, в этом положении условия связи кинематической цепи нарушаются, она оказывается двух подвижной. Учитывая наличие одного привода, кинематическая цепь оказывается в этом положении статически неопределимой. Однако на практике известны механизмы с сингулярным положением звеньев, где определённость движения достигается благодаря применению дополнительных устройств, формирующих временно действующие связи. Из этого вытекает особенность – механизм обладает переменным числом связей, благодаря чему сохраняется определённость движения звеньев, а значит условие существования механизма. Без временно действующих связей будет иметь место кинематическая цепь с неопределённым движением выходного звена в особом положении.

Примеры шарнирно-рычажных четырёхзвенных механизмов, у которых имеет место переменное число связей для преодоления особого положения звеньев, Эти примеры взяты из справочника Крайнева А.Ф. [5].

В качестве примера шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма с особым положением звеньев, можно рассмотреть всем хорошо известный механизм двойного шарнирного параллелограмма, у которого второй шатун, в классической советской литературе по теории механизмов и машин, воспринимается как пассивная связь.

Следует отдельно отметить, что сегодня научное сообщество не имеет адекватного представления об особенностях рычажных ударников С. Абдраимова, созданных на базе шарнирно рычажных кинематических цепей с особым положением звеньев. Нарботанный опыт, в том числе полученный при первой промышленной эксплуатации ручного молота модели М 15-21 меняет исторически сложившиеся представления, создавая основу дальнейшему развитию механизмам переменной структуры такого типа. В последующем, можно сделать попытку создания рычажного ударника на основе схожей, однако, благодаря присущим кинематическим свойствам, совершенно другой ударной машине.

На рисунке 5 представлена рассмотренная выше схема исполнительного механизма молота М15-21. На рисунке 6 предлагается схема нового ударника. Назовём его – схема механизма молота модели М15-22. Масштаб рисунков одинаковый, что позволяет представить близкие габаритные характеристики. Связи, выполненные в шарнирном исполнении, обозначены буквами: А, В, С, D. Звенья: L1 – кривошип, L2 – шатун, L3 – коромысло, L0 – основание. Связь, возникающая между пикой (инструментом) и коромыслом L3 обозначена буквой i. Наибольшие звенья кинематической цепи обозначены на рисунках. В схеме молота М15-21 им является шатун – L2, в молоте М15-22 наибольшее звено – основание L0.

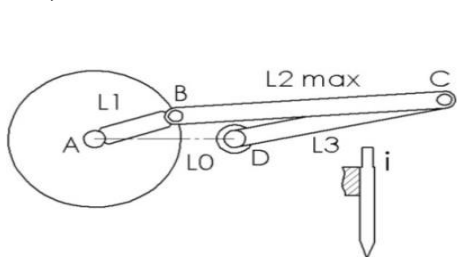


Рис. 5. Схема механизма молота М15-21

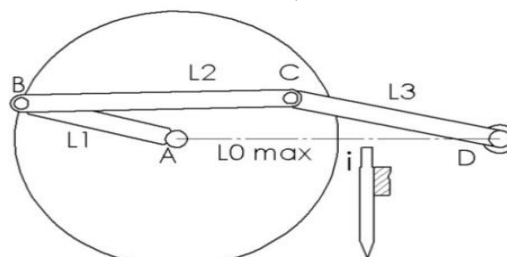


Рис. 6. Схема механизма предлагаемого молота М15-22

При этом шатуны L2 и коромысла L3 имеют одинаковый размер в обоих молотах. Одинаковое коромысло, а также особенности кинематики предлагаемого механизма молота, при известных ограничениях по скорости соударяемых тел, позволяет при равной энергии единичного удара и практически при тех же габаритах в разы увеличить мощность, подводимую к механизму.

Особое (сингулярное) положение звеньев, в котором все шарниры выстраиваются в линию, обозначено штрих-пунктиром. Это положение, в котором возникает мгновенная кинематическая развязка, следствием которого выходное звено не управляемо кривошипом – ведущим звеном. Условие связи, представленное классическим уравнением П.Л. Чебышева  $W=3n-2r_n$ , (где  $W$  – подвижность механизма или число задаваемых обобщённых координат,  $n$  – число подвижных звеньев,  $r_n$  – число низших кинематических пар (в нашем случае – шарниров) – не соблюдается в этом положении. Как в прочем более современные уравнения такого типа не описывают это положение. Хотя структурно в кинематической цепи, а значит в уравнении, число шарнирных связей не меняется.

**Выводы.** Определённость движения выходного звена - коромысла обеспечивается связью «i» возникающей между коромыслом и инструментом в особом положении. Именно эта связь обеспечивает определённость движения выходного звена по заданной траектории, создавая условие существования ударного механизма переменной структуры С. Абдраимова для обеих схем представленных в работе.

Анализ конструкционной схемы ударных машин секторообразным бойком, методика расчета массы, координат центра масс и момента инерции бойка, также определение инерционных характеристик являются следующими этапами исследования.

#### **Литература:**

1. **Абдраимов, С.** Построение механизмов переменной структуры и исследование их динамики. [Текст] / Т.О. Невенчанная // Фрунзе: Илим,1990.–175 с.
2. **Антонюк, Е.Я.** Динамика механизмов переменной структуры. [Текст] / Киев: Наук. думка, 1988.–182с.
3. **Кожевников, С.Н.** Систематизация динамических моделей механических агрегатов [Текст] / Е.Я. Антонюк // Теория механизмов и машин. –1983.–Вып.35. –С.3–6.
4. **Крайнев, А.Ф.** Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., [Текст] // М.: Машиностроение, 1987, -560 с.
5. **Смелягин, А. И.** Определение подвижности сложных механизмов [Текст] // Матер. Все союз. конф. Механизмы переменной структуры в технике. - Бишкек, 1991.
6. **Хохлова, О.А.** Структурная классификация механизмов переменной структуры. [Текст] / Е.В. Пономарёва // АГТУ.2012.