

УДК 621.7.06

РАЗДЕЛ IV ОБОРУДОВАНИЕ И ОСНАСТКА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

Владимиров Э. А.
Бородай Т. А.
Чоста Н. В.

МЕТОДИКА РАСЧЁТА МЕХАНИЗМОВ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ПРИ ОБРАБОТКЕ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

В состав устройств, которые используются при обработке металлов давлением, входят элементы рычажных, зубчатых, кулачковых и некоторых других механизмов. В учебной и инженерной литературе методика их расчёта чаще всего рассматривается отдельно. Например, в большинстве вузов курсовой проект по теории механизмов и машин состоит из трёх практически независимых частей, первая из которых посвящена расчёту рычажного механизма, а две другие расчётам кулачкового и зубчатого механизмов.

В то же время, зачастую, объектами дипломного или курсового проектирования по специальным дисциплинам являются механизмы, представляющие собой единые кинематические цепи, содержащие перечисленные виды механизмов. Это усложняет анализ и расчёт таких механизмов, особенно в связи с возможностью эффективного использования компьютерной техники. До сих пор нет данных, в которых была бы систематизирована методика по расчёту и синтезу механизмов сложной структуры.

Цель работы – изучить методику расчета механизмов сложной структуры, применяемых при обработке металлов давлением. В связи с этим, при выполнении настоящей работы были поставлены следующие задачи расчёта плоских механизмов сложной структуры, то есть механизмов, содержащих элементы рычажных, кулачковых и зубчатых механизмов:

- алгоритмизация структурного анализа механизмов;
- систематизация расчётных материалов для определения передаточных функций механизмов;
- основы разработки алгоритмов и компьютерных программ для расчёта механизмов сложной структуры;
- пути исследования влияния параметров механизма на его кинематические характеристики;
- синтез механизма, обеспечивающего заданные кинематические характеристики.

Весьма эффективной при анализе и расчёте механизмов является методика расчленения механизма на отдельные элементы, именуемые структурными группами.

Любой плоский механизм может быть представлен в виде замкнутой кинематической цепи, содержащей неподвижное звено, именуемое стойкой, и n подвижных звеньев, которые попарно объединяясь между собой, образуют низшие (одноподвижные) и высшие (двухподвижные) кинематические пары (КП). Важнейшей характеристикой механизма является число степеней свободы, которое для плоского механизма может быть определено по формуле [1]:

$$W = 3n - (2p_1 + p_2) + q - W_M, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_1 – число низших одноподвижных КП; p_2 – число высших двухподвижных КП; q – число избыточных связей; W_M – число местных подвижностей.

Число степеней свободы показывает, какое количество двигателей (источников движения) необходимо для привода механизма.

При отсутствии избыточных связей и местных подвижностей, для определения подвижности механизма используется формула Чебышева в виде:

$$W = 3n - (2p_1 + p_2). \quad (2)$$

Любой плоский механизм можно разложить на структурные группы. Поскольку в учебной литературе рассматриваются группы, содержащие только низшие КП, несколько уточним это понятие и приведём его расширенное определение.

Структурная группа – это одно звено или совокупность звеньев, отвечающая следующим условиям [2].

1. Звенья группы могут образовывать между собой, а также с другими звеньями механизма, как низшие (одноподвижные), так и высшие (двухподвижные) кинематические пары.

2. Кинематические пары, образуемые звеньями группы между собой, называются внутренними.

3. Кинематические пары, образуемые звеньями группы с другими звеньями механизма, называются внешними и делятся на основные и дополнительные.

Основная КП связывает звено группы с действительной или мнимой стойкой. Действительная стойка – это звено, которое принимается за неподвижное. Мнимая стойка – это подвижное звено, для которого являются известными или могут быть определены метрические параметры, то есть линейные или угловые координаты любого элемента этого звена.

Дополнительная КП связывает данное звено с подвижным звеном, для которого на данный момент отсутствует информация о его метрических параметрах.

4. Вид структурной группы, а, следовательно, и методика определения передаточных функций (ПФ) ее элементов определяется числом звеньев, а также сочетанием внутренних и внешних основных кинематических пар.

5. Если известны ПФ основных кинематических пар, могут быть определены ПФ любого элемента структурной группы.

6. Структурную группу нельзя разделить на группы с меньшим числом звеньев.

Следует отметить, что пятое условие эквивалентно утверждению, что после присоединения звеньев группы основными кинематическими парами к стойке, ее подвижность W становится равной нулю. Это утверждение используем для идентификации различных структурных групп. С этой целью используем выражение (2), присвоив числу степеней свободы величину равную нулю, то есть $0 = 3n - (2p_1 + p_2)$.

Приведём это выражение к виду:

$$3n = 2p_1 + p_2,$$

и рассмотрим различные сочетания чисел звеньев и кинематических пар, причём такие сочетания, которые достаточно часто встречаются в реальных механизмах.

Если $n = 1$, то $p_1 = 1$ и $p_2 = 1$. Таким образом, одно звено, несущее на себе элементы одной низшей и одной высшей КП, обладает признаками структурной группы. На рис. 1 приведены схемы таких групп. На рис. 1,а представлено звено, которое находит широкое применение в кулачковых механизмах с качающимся коромыслом, а на рис. 1,б – толкатель кулачкового механизма.

Рассмотрим схему группы, представленную на рис. 1,в. Здесь цилиндрический каток 2 образует низшую вращательную кинематическую пару B с действительной или мнимой

стойкой и высшую пару с другим цилиндрическим катком. Предполагается, что при работе механизма, в точке K , которая является элементом высшей пары, проскальзывание катков отсутствует. В связи с этим, такая связь, накладываемая на относительное движение звеньев, называется кинематической. Такие структурные элементы также широко используются в механизмах, например, во фрикционных передачах. Более того, при анализе зубчатых передач удобно действительную схему зацепления зубчатых колёс, привести к схеме, представленной на рис. 1, в.

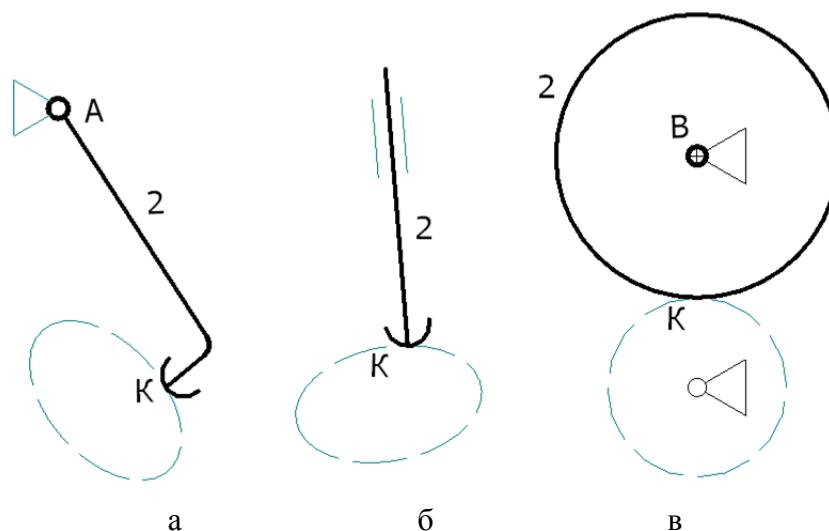


Рис. 1. Схемы однозвенных структурных групп

На рис. 2 представлены двухзвенные структурные группы с высшей парой, накладывающей две связи на относительное движение звеньев.

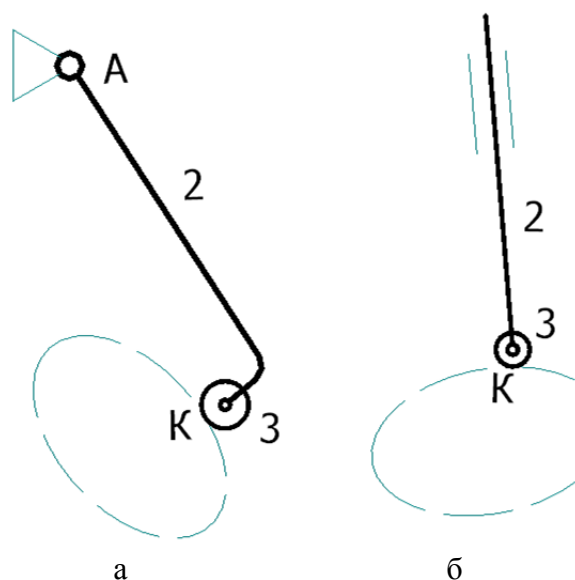


Рис. 2. Схемы двухзвенных структурных групп с высшей парой, накладывающей две связи

Такая группа состоит из двух звеньев: рычага 2 и ролика 3. Предполагается, что ролик не обязательно имеет форму круга. Внутренней является низшая вращательная КП, а одна внешняя КП является вращательной (см. рис. 2, а) или поступательной (см. рис. 2, б). Считаем, что внешняя высшая КП накладывает две связи: геометрическую, требующую

постоянный контакт ролика с внешним звеном и кинематическую, обеспечивающую отсутствие проскальзывания соприкасающихся поверхностей.

Рассмотрим теперь двухзвенную структурную группу, которая может содержать две низшие и две высшие КП, как это показано на рис. 3. Такие группы находят применение в планетарных механизмах.

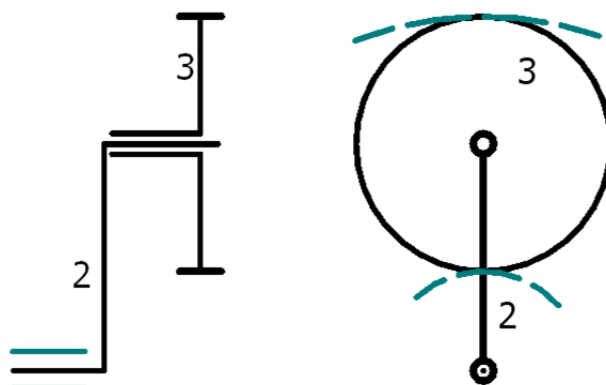


Рис. 3. Схема двухзвенной структурной группы

Широкое применение в механизмах получили двухзвенные структурные группы, содержащие только низшие КП (в этом случае их три), называемые группами Ассур второго класса. В зависимости от различного сочетания вращательных (В) и поступательных (П) кинематических пар, они делятся на пять видов, как это показано на рис. 4.

Вид группы	1	2	3	4	5
Сочетан. КП	ВВВ	ВВП	ВПВ	ПВП	ВПП
Схемы групп					

Рис. 4. Схемы двухзвенных структурных групп Ассур

Здесь вид группы определяется сочетанием из трёх букв, средняя из которых В (вращательная) или П (поступательная) определяет вид внутренней КП, а крайние буквы определяют вид внешних основных КП.

На рис. 5 представлена схема трёхзвенной структурной группы, звенья которой образуют две внутренние КП и три внешние основные КП, две из которых низшие и одна высшая. Такие структурные группы находят применение в механизмах перекатывающихся рычагов. Следует отметить, что в таких группах вместо вращательных пар могут быть использованы одна или более поступательных пар.

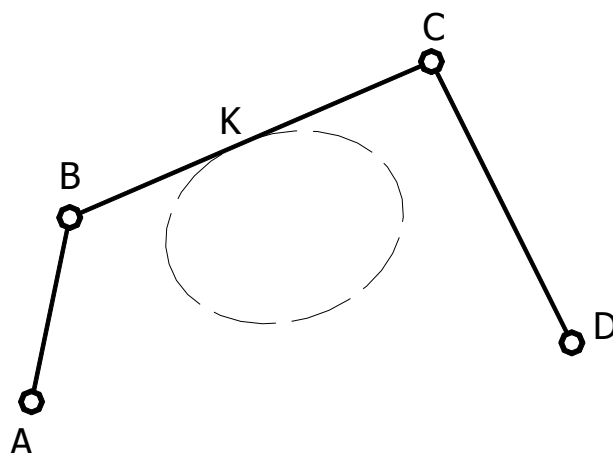


Рис. 5. Схема трёхзвенной структурной группы

Далее отметим четырёхзвенные группы Ассур третьего класса, две модификации которых представлены на рис. 6. Число таких структурных групп можно существенно расширить за счёт применения вместо вращательных некоторого количества поступательных кинематических пар.

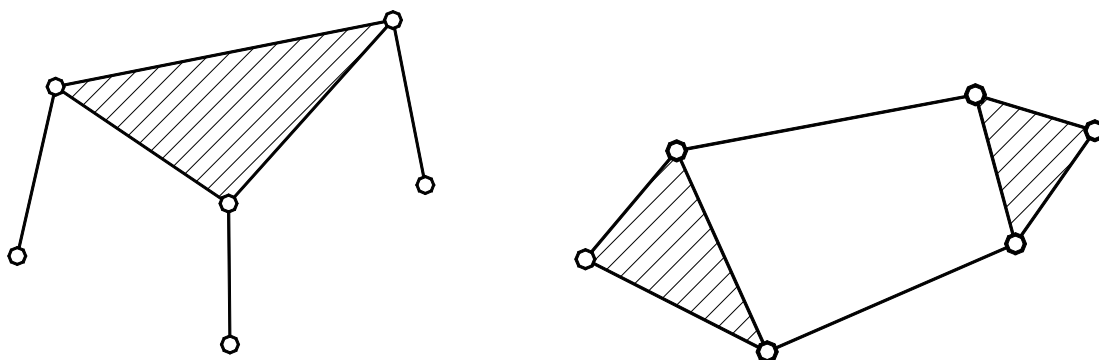


Рис. 6. Схемы четырёхзвенных структурных групп Ассур 3-го класса

На этом можно ограничить рассмотрение видов структурных групп, применяемых в реальных механизмах, хотя, в принципе, можно создавать более сложные кинематические цепи, содержащие как высшие, так и низшие КП. Так на рис. 7 представлена шестизвенная структурная группа, содержащая пять внутренних КП и четыре внешние основные. Их число может быть существенно увеличено за счёт использования поступательных кинематических пар вместо некоторых вращательных.

Рассмотрим теперь методику расчленения кинематической цепи, являющейся механизмом, на структурные элементы.

В любом механизме есть неподвижное звено, именуемое стойкой, а также ведущее (входное) звено, к которому приложены внешние активные силы (то ли в виде вращающего момента, то ли в виде внешней силы), а также начальное звено, которому приписывается обобщённая координата, определяющая положение всех звеньев механизма. Как ведущих, так и начальных звеньев может быть одно или несколько. Кроме того, они могут совпадать или не совпадать.

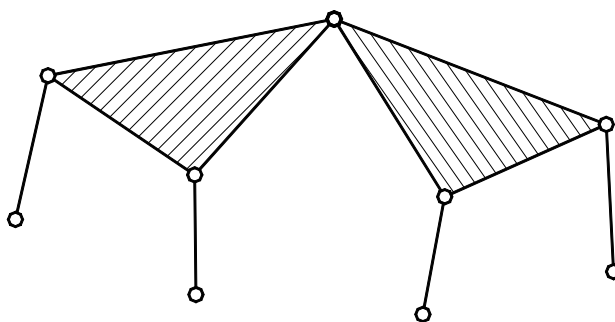


Рис. 7. Схема шестизвенной структурной группы Ассура

Если начальное звено совершает полный оборот, оно называется кривошипом, если неполный, то коромыслом или кулисой. Начальное звено, движущееся поступательно, называется ползуном. Схемы их представлены на рис. 8.

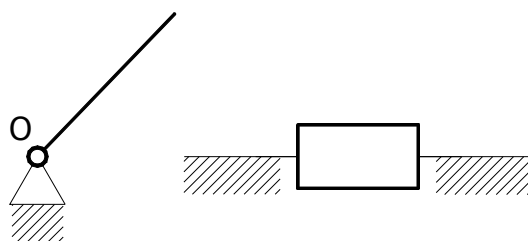


Рис. 8. Схемы начальных звеньев

Рассмотрим структурный анализ механизмов методом «остановки звеньев»[3]. Структурный анализ механизмов включает решение следующих задач:

- расчленение механизма на структурные элементы;
- выявление избыточных связей и местных подвижностей;
- определение числа степеней свободы механизма;
- составление формулы строения механизма.

Рассмотрим последовательность структурного анализа.

1. Стойке присваиваем номер 0.
2. Назначаем начальное звено и присваиваем ему номер 1. Это может быть вращающееся звено (кривошип, коромысло или кулиса) или ползун, который движется поступательно.
3. Мысленно начальное звено считаем остановившимся, то есть превращаем в мнимую стойку, и присваиваем новый временный номер 0.
4. Находим структурную группу, которая внешними основными КП связана с действительной или мнимой стойкой.
5. Последовательно нумеруем звенья выделенной группы, мысленно принимаем их остановившимися, то есть превращаем в мнимую стойку, и присваиваем временный номер 0.
6. Выделяем следующую структурную группу, и её звенья также превращаем в мнимую стойку.
7. Если на каком-либо этапе мы не находим совокупность звеньев, отвечающих признакам структурной группы, назначаем ещё одно начальное звено, образующее пару с действительной стойкой, и продолжаем выявление структурных групп.
8. Если на каком-либо этапе окажется, что одно звено образует две низшие КП с действительной или мнимой стойкой, то это звено образует избыточную связь. Превращаем его в мнимую стойку и продолжаем анализ.
9. Если окажется, что звено не входит ни в одну структурную группу и образует одну низшую пару со стойкой, значит оно создаёт местную подвижность.
10. Анализ следует продолжить до исчерпания всех подвижных звеньев.

Таким образом, в результате рассмотренного анализа, мы выявляем число степеней свободы механизма, которое равняется числу назначенных начальных звеньев, определяем состав структурных групп и выявляем звенья, которые накладывают избыточные связи и создают местные подвижности. Правильный структурный анализ является залогом рациональности и правильности последующих расчётов механизма.

Рассмотрим реализацию этого алгоритма на примере зубчато-кулачкового дифференциального механизма транспортёра, представленного на рис. 9 [4].

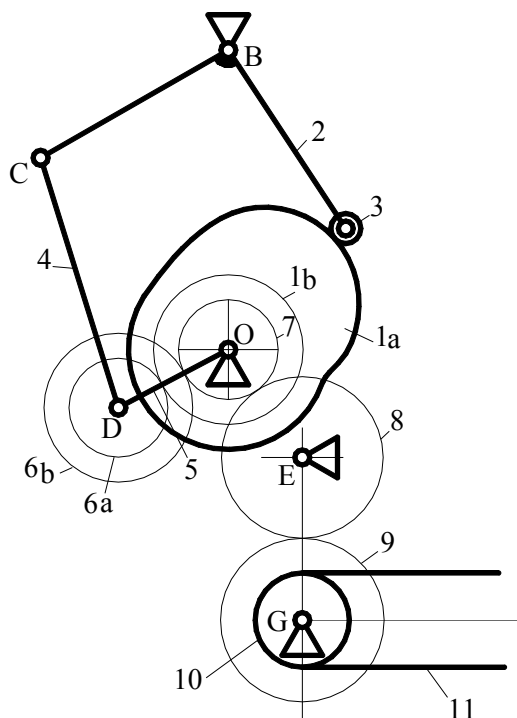


Рис. 9. Зубчато-кулачковый дифференциальный механизм транспортёра

С помощью этого механизма вращательное движение кулачка 1а преобразуется в неравномерное вращательное движение барабана 10 и, следовательно, неравномерное движение ленты транспортёра 11, которая служит для подачи заготовок в рабочую зону прессы или другой машины обработки металлов давлением.

В качестве начального звена принимаем блок жёстко связанных между собой кулачка 1а и зубчатого колеса 1b. Превращая этот блок в мнимую стойку, находим первую присоединённую структурную группу, содержащую коромысло 2 и ролик 3, вид которой представлен на рис. 2, а.

Следующей присоединённой группой являются два звена 4 и 5, образующие двухзвенную группу Ассур первого вида (ВВВ) (см. рис. 4).

После превращения этих звеньев в мнимую стойку выделяем колесо 6а, которое образует высшую пару с колесом 1b, что соответствует схеме группы, представленной на рис. 1, в.

Так как с колесом 6а жёстко связано колесо 6b, то следующим присоединённым элементом является колесо 7 и далее последовательно присоединённые колёса 8 и 9, так что формула строения механизма имеет вид:

$$(0-1a,b) \rightarrow (2-3) \rightarrow (4-5)_1 \rightarrow 6a,b \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9.$$

Выполним проверку полученных результатов по формуле (1). Для этого рассмотрим входящие в неё параметры. Перечислим подвижные звенья механизма: 1a+1b, 2, 3, 4, 5, 6a+6b, 7, 8, 9. Таким образом, $n = 9$.

Перечислим одноподвижные кинематические пары: 0-1a, 2-3, 2-0, 2-4, 4-5, 5-0, 4-6, 0-7, 0-8, 0-9, 1-3. Таким образом, $p_1 = 11$. Здесь мы предполагаем, что на высшую кинематическую пару 1-3 накладываются две связи (геометрическая и кинематическая), то есть ролик обкатывается по кулачку без проскальзывания.

Перечислим двухподвижные высшие кинематические пары: 1b-6a, 6b-7, 7-8, 8-9. Следовательно, $p_2 = 4$.

Так как избыточные связи и местные подвижности отсутствуют, то воспользуемся формулой (2). В результате получим:

$$W = 3n - (2p_1 + p_2) = 3 \cdot 9 - (2 \cdot 11 + 4) = 1,$$

что соответствует приводу механизма от одного двигателя.

В некоторых случаях требуемый закон движения ленты может быть обеспечен за счёт замены кулачка эксцентриком, то есть круглой шайбой, ось вращения которой смещена относительно её центра. Такой механизм представлен на рис.10, а, а его формула строения такая же, как и для ранее рассмотренного механизма.

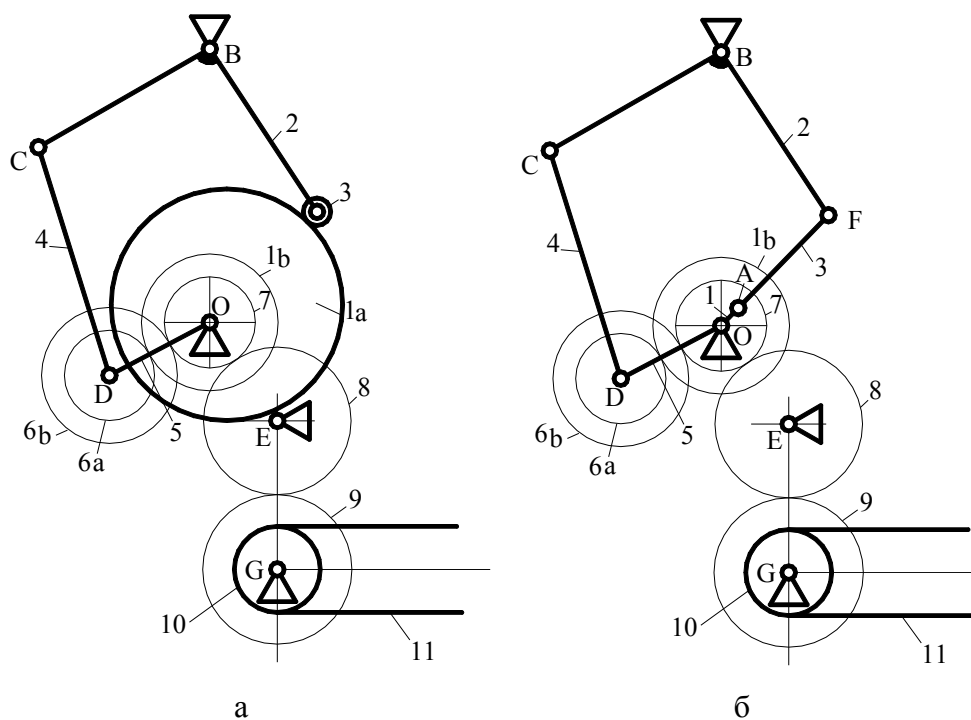


Рис. 10. Модификации механизма транспортёра

Известно, что в некоторых случаях кинематическая цепь, включающая высшие КП может быть заменена цепью, содержащей только низшие КП. Такой механизм называется заменяющим и его используют при структурном анализе механизма. Использование этого понятия при кинематическом расчёте механизма не целесообразно, так как в случае переменной кривизны элемента КП, для каждого положения механизма размеры элементов заменяющего механизма будут разными. Решение задачи упрощается, если вместо кулачка используется эксцентрик, имеющий одинаковую кривизну.

Схема такого механизма представлена на рис. 10, б и его формула строения имеет вид:

$$(0-1a,b) \rightarrow (2-3)_1 \rightarrow (4-5)_1 \rightarrow 6a,b \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9.$$

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрено обобщённое понятие структурной группы, включающей как низшие, так и высшие кинематические пары.
2. Представлены схемы структурных групп, входящих в состав реальных механизмов.
3. Рассмотрен порядок структурного анализа механизмов, основанный на методе «остановки звеньев».
4. Рассмотрен конкретный пример структурного анализа механизма, включающего элементы рычажных, кулачковых и зубчатых механизмов.
5. Полученные результаты могут быть использованы при метрическом анализе механизмов, целью которого является определение передаточных функций элементов механизма.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.]. – М. : Высшая школа, 1987. – 496 с.*
2. *Владіміров Е. О. Матричний метод структурного аналізу механізмів / Е. О. Владіміров. – Львів : Машинознавство, 1997. – № 1.*
3. *Владіміров Е. О. До питання про структурний аналіз механізмів / Е. О. Владіміров. – Львів : Машинознавство, 1997. – № 4–6.*
4. *Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике : справочное пособие. В 7 т. Т. 4 : Зубчатые механизмы / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1980. – 592 с.*

REFERENCES

1. *Teorija mehanizmov i mashin / K. V. Frolov [i dr.]. – M. : Vysshaja shkola, 1987. – 496 s.*
2. *Vladimirov E. O. Matrichnij metod struktornogo analizu mehanizmov / E. O. Vladimirov. – L'viv : Mashinoznavstvo, 1997. – № 1.*
3. *Vladimirov E. O. Do pitanja pro strukturnij analiz mehanizmov / E. O. Vladimirov. – L'viv : Mashinoznavstvo, 1997. – № 4–6.*
4. *Artobolevskij I. I. Mehanizmy v sovremennoj tehnikе : spravocnoe posobie. V 7 t. T. 4 : Zubchatye mehanizmy / I. I. Artobolevskij. – M. : Nauka, 1980. – 592 s.*

Владимиров Э. А. – канд. техн. наук, доц. УНППИ УИПА

Бородай Т. А. – магистр УНППИ УИПА

Чоста Н. В. – канд. техн. наук, доц. ДГМА

УНППИ УИПА – Учебно-научный профессионально-педагогический институт «Украинская инженерно-педагогическая академия», г. Бахмут.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: vladimiroved1@mail.ru, okmm@dgma.donetsk.ua