

Международный центр научного сотрудничества  
«Наука и просвещение»



**НАУКА и ПРОСВЕЩЕНИЕ**  
МЕЖДУНАРОДНЫЙ ЦЕНТР НАУЧНОГО СОТРУДНИЧЕСТВА

# **ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ НАУЧНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ: АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ, ДОСТИЖЕНИЯ И ИННОВАЦИИ**

сборник статей LXII Международной научно-практической конференции,  
Состоявшейся 15 декабря 2022 г. в г. Пенза

Пенза  
МЦНС «НАУКА и просвещение»  
2022

УДК 001.1  
ББК 60  
Ф94

Ответственный редактор:  
Гуляев Герман Юрьевич, кандидат экономических наук

Ф94

**Фундаментальные и прикладные научные исследования: актуальные вопросы, достижения и инновации:** сборник статей LXII Международной научно-практической конференции. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение». – 2022. – 336 с.

ISBN 978-5-00173-598-4

Настоящий сборник составлен по материалам LXII Международной научно-практической конференции **«Фундаментальные и прикладные научные исследования: актуальные вопросы, достижения и инновации»**, состоявшейся 15 декабря 2022 г. в г. Пенза. В сборнике научных трудов рассматриваются современные проблемы науки и практики применения результатов научных исследований.

Сборник предназначен для научных работников, преподавателей, аспирантов, магистрантов, студентов с целью использования в научной работе и учебной деятельности.

Ответственность за аутентичность и точность цитат, имен, названий и иных сведений, а также за соблюдение законодательства об интеллектуальной собственности несут авторы публикуемых материалов.

Полные тексты статей в открытом доступе размещены в Научной электронной библиотеке **Elibrary.ru** в соответствии с Договором №1096-04/2016К от 26.04.2016 г.

УДК 001.1  
ББК 60

© МЦНС «Наука и Просвещение» (ИП Гуляев Г.Ю.), 2022  
© Коллектив авторов, 2022

ISBN 978-5-00173-598-4

# Содержание

|                                                                                                                                                                                                 |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ</b> .....                                                                                                                                                                   | 11 |
| ОБЗОР СВОЙСТВ И ОБЛАСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ХИТОЗАНА<br>РЕПИНА ЕЛИЗАВЕТА МИХАЙЛОВНА, ГАРИПОВ РАДИФ РАИФОВИЧ .....                                                                                       | 12 |
| БИОРАЗЛАГАЕМЫЙ СОПОЛИЭСТЕР ПОЛИ (БУТИЛЕН-ИЗОСОРБИД СУКЦИНАТ) В<br>КАЧЕСТВЕ КЛЕЯ-РАСПЛАВА<br>ВАФИНА РАЗИНА РИШАТОВНА, ГАРИПОВ РАДИФ РАИФОВИЧ,<br>РЕПИНА ЕЛИЗАВЕТА МИХАЙЛОВНА .....               | 15 |
| ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ ХИМИО-БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ПРЕВРАЩЕНИЕ ПОЛИСТИРОЛА В<br>БИОРАЗЛАГАЕМЫЙ ТЕРМОПЛАСТ<br>ВАФИНА РАЗИНА РИШАТОВНА, РЕПИНА ЕЛИЗАВЕТА МИХАЙЛОВНА,<br>ГАРИПОВ РАДИФ РАИФОВИЧ.....         | 18 |
| <b>ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ</b> .....                                                                                                                                                                  | 21 |
| РАСЧЕТ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ СМК ИТ-КОМПАНИИ<br>КОМАРОВ ТИМОФЕЙ ИГОРЕВИЧ .....                                                                                                                       | 22 |
| ВОДОСТОЙКИЕ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ ФТОРАНГИДРИТОВОГО ВЯЖУЩЕГО<br>ЖУКОВ АЛЕКСЕЙ НИКОЛАЕВИЧ, ШТИН АНДРЕЙ АЛЕКСЕЕВИЧ.....                                                                            | 28 |
| ЭКСПЛУАТИРОВАНИЕ РЕБРИСТЫХ ПРОЛЕТНЫХ СТРОЕНИЙ ВЫПОЛНЕННЫХ ИЗ СБОРНЫХ<br>ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ<br>МУРТУЗОВ МУРТУЗ МАГОМЕДОВИЧ, АГАЕВА ЧАМСИЯТ ЭЛЬДЕРХАНОВНА,<br>ШАМХАЛОВ АЛИ ШАМХАЛОВИЧ ..... | 32 |
| СОЗДАНИЕ СТРУКТУРЫ ШЕСТИЗВЕННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ<br>ГУДИМОВА ЛЮДМИЛА НИКОЛАЕВНА, МХИТОРЯН АРМЕН ЛЕВОНОВИЧ,<br>ШУБЕРТ АРТЕМ ПАВЛОВИЧ .....                                 | 36 |
| РАЗРАБОТКА СПРАВОЧНО-ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ УЧЕТА ЭЛЕКТРОИНСТРУМЕНТОВ<br>ЛЯМОВ ЮРИЙ ОЛЕГОВИЧ .....                                                                                              | 45 |
| РАЗРАБОТКА МЕССЕНДЖЕРА НА ПЛАТФОРМЕ ANDROID ДЛЯ ПРЕДПРИЯТИЯ<br>ЛЯМОВ ЮРИЙ ОЛЕГОВИЧ .....                                                                                                        | 52 |
| ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАЛИЧИЯ ВЛАГИ ВНУТРИ ВОЗДУШНОГО СУДНА<br>СУЛЕЙМАН АБДУЛЛАХИ АЛИЮ, МАЛАЯ ЕЛЕНА ВИКТОРОВНА .....                                                                                      | 58 |
| ОСОБЕННОСТИ РАЗМЕЩЕНИЯ ПОЖАРНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ПОЖАРНЫХ<br>АВТОМОБИЛЯХ ПОЖАРНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ЧАСТИ №19 Г. ЕКАТЕРИНБУРГА<br>ЮСУПОВ МАРАТ РИФАТОВИЧ, ОПАРИН ДМИТРИЙ ЕВГЕНЬЕВИЧ.....   | 62 |
| ВЫБОР МЕТОДА НАНЕСЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ НА РЕЖУЩИЙ ИНСТРУМЕНТ<br>ЛОГИНОВ Н.Ю., РАСТОРГУЕВ Д.А., САЛАБАЕВ Д.Е., МАЙКОВА Е.Н. ....                                                          | 65 |

УДК 621.01:621.837.3

# СОЗДАНИЕ СТРУКТУРЫ ШЕСТИЗВЕННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ БЕЗ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

ГУДИМОВА ЛЮДМИЛА НИКОЛАЕВНА

к.т.н., доцент

МХИТОРЯН АРМЕН ЛЕВОНОВИЧ,

ШУБЕРТ АРТЕМ ПАВЛОВИЧ

магистры

ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет»

**Аннотация:** В работе представлена методика создания самоустанавливающихся механизмов на примере механизма щековой дробилки нового поколения, содержащей четырехугольный изменяемый замкнутый контур. Методика состоит из шести последовательных пунктов решения, результатом которых является адресное расположение принятых чисел кинематических пар различных классов, обеспечивающих отсутствие избыточных связей как в структуре механизма в целом, так и в каждом его контуре. Известно, что самоустанавливающимися механизмами являются такие, которые по классификации И.И. Артоболевского относятся к механизмам нулевого семейства, самый простой состоит из семи подвижных звеньев. Разработанный метод дает возможность создать самоустанавливающиеся механизмы с минимальным числом звеньев, т.е. на основе структур механизмов третьего семейства. Кроме того, метод обеспечивает устранение дефицита подвижности за счет использования кинематических пар третьего и четвертого классов, реализовать которые при конструктивном исполнении на практике не представляет никакой сложности.

**Ключевые слова:** избыточные связи, структура механизма, кинематические пары, щековая дробилка, подвижность, замкнутый контур, семейства механизмов.

## CREATING THE STRUCTURE OF A SIX-LINK JAW CRUSHER WITHOUT REDUNDANT LINKS

Mkhitoryan Armen Levonovich,

Shubert Artem Pavlovich

*Scientific adviser: Gudimova Lyudmila Nikolaevna*

**Abstract:** The paper presents a technique for creating self-aligning mechanisms on the example of a new generation jaw crusher mechanism containing a quadrangular variable closed loop. The technique consists of six consecutive decision points, the result of which is the address arrangement of the accepted numbers of kinematic pairs of various classes, ensuring the absence of redundant connections both in the structure of the mechanism as a whole and in each of its circuits. It is known that self-adjusting mechanisms are those that, according to the classification of I.I. Artobolevsky belong to the mechanisms of the zero family, the simplest one consists of seven moving links. The developed method makes it possible to create self-aligning mechanisms with a minimum number of links, i.e. based on the structures of mechanisms of the third family. In addition, the method ensures the elimination of the lack of mobility through the use of kinematic pairs of the third and fourth classes, which are not difficult to implement in practice.

**Keywords:** redundant links, mechanism structure, kinematic pairs, jaw crusher, mobility, closed loop, families of mechanisms.

Процессы измельчения различных материалов являются неотъемлемой частью производственного цикла во многих отраслях промышленности, в число которых входят металлургическая и горная. Большинство научных исследований по улучшению работы дробильного оборудования в начале XXI века в основном были связаны с определением параметров и созданием различных конструкций маховиков для выравнивания пиковых нагрузок, снижение нагрузок, действующих на опоры (подшипники), разработкой конфигураций дробящих плит или с упрочнением их поверхностных слоев, с целью увеличения износостойкости [1, 2, 3, 4]. В настоящее время при решении задачи, связанной с увеличением производительности дробильных машин, наибольшее внимание уделяется таким вопросам как снижение энергозатрат при дроблении, увеличение производительности, повышение срока службы и др. Но одним из основных путей решения в настоящее время является направление, связанное с созданием новых видов конструкций механизмов дробления [5, 6].

Применение новых или усовершенствованных конструкций дробильного оборудования позволит не только улучшить технологические процессы, но и устранить такие недостатки как вибрация, энергоёмкость, стойкость щек и др..

Отметим, что для соединения деталей в дробильных машинах используются, как правило, либо подшипники качения, либо скольжения, которые обеспечивают только их относительное вращательное движение. Дефицит подвижности приводит к увеличению процесса износа поверхности в местах соединения, что вызывает дополнительные динамические нагрузки на все звенья (детали) механизма. Кроме того, собрать механизм после изготовления всех деталей, применяя только кинематические пары пятого класса (вращательные), без принуждения невозможно, структура перестает быть плоской, а её звенья дополнительного нагружаются изгибающими моментами. Механизм становится избыточным по связям, а, следовательно, для осуществления технологического цикла необходимо предусмотреть энергетические затраты на преодоления возникающих сил сопротивления. Именно поэтому при выборе установочной мощности электродвигателя определяют требуемую мощность по существующим формулам, необходимую для дробления материала, и увеличивают её на 50% [7, 8].

Снизить затраты электроэнергии можно также созданием новых структурных схем дробильных механизмов без избыточных связей или исключением их в существующих.

В работе рассмотрена методика полного исключения избыточных связей в шарнирных рычажных механизмах, разработанная в научной школе ФГБОУ ВО СибГИУ «Теория структуры механических систем и практика ее использования при синтезе сложных машин, включая горные и металлургические» под руководством д.т.н., профессора, заслуженного деятеля науки РФ Л.Т. Дворникова. В основу методики положены научные исследования, позволившие сформулировать и обосновать появление избыточных связей в механических системах, которые возникают в кинематических парах в результате принужденной сборки механизма в том случае, когда число звеньев, число и классы используемых кинематических пар не удовлетворяют формуле подвижности А.П. Малышева, описывающей самоустанавливающиеся механические систем [9], относящиеся по классификации И.И. Артоболевского к механизмам нулевого семейства. Физическую сущность возникновения избыточных связей в механизмах не нулевого семейства покажем на нескольких примерах.

Рассмотрим механизмы третьего семейства ( $m = 3$ ), приведенные на рис. 1, как широко применяемые на производствах в различных приводах и устройствах. В шестизвенном шарнирном механизме (рис. 1, а) число избыточных связей [11]  $q = m(\sum p - n) = 3(7 - 5) = 6$ , а в восьмизвенном (рис. 1, б)  $q = m(\sum p - n) = 3(10 - 7) = 9$  Первый механизм второго класса и структурно состоит из двух диад, которые при сборке последовательно присоединяются к ведущему звену, второй – третьего класса.





Рис. 1. Механизмы третьего семейства, шестизвенный (а), восьмизвенный (б)

В этом механизме, если принять за ведущее звено, указанное стрелкой на рис. 1, б, присоединяется шестизвенная группа нулевой подвижности. Подвижность ведущего звена в обоих механизмах по формуле нулевого семейства  $W = 6n - 5p_5 = 1$ , т.е. это есть самоустанавливающийся механизм первого класса в нем нет избыточных связей. Механизмы в которых присутствуют избыточные связи, являются статически неопределимыми. Принимая во внимание, что в любой статически неопределимой системе число неизвестных (число связей  $S$ ) больше числа возможных уравнений равновесия (возможных движений  $H$ ), найдем эти значения для двухзвенной группы Ассура  $H = 6 \cdot n = 6 \cdot 2 = 12$  и  $S = 5p_5 = 5 \cdot 3 = 15$ . Групп нулевой подвижности, формирующие структуру шестизвенного механизма – две, тогда для механизма в целом  $H = 24$ , а  $S = 30$ . Разница между числом связей и числом возможных движений равно шести ( $S - H = 6$ ). В шестизвенной группе Ассура (рис. 1, б)  $H = 6 \cdot n = 6 \cdot 6 = 36$ ,  $S = 5p_5 = 5 \cdot 9 = 45$ ,  $S - H = 45 - 36 = 9$ . Полученные значения соответствуют числам избыточных связей, определенных выше.



Рис. 2. Алгоритм исключения избыточных связей в шарнирных механизмах

Таким образом, избыточные связи в любой механической структуре возникают, когда число неизвестных сил, возникающих в кинематических парах, превышает число возможных движений, т.е. уравнений равновесия  $S - H = q$ . Отметим, что во многих научных публикациях встречаются такие названия как «пассивные», «повторяющиеся», «контурные», «локальные» и др. Их употребление возможно лишь в каких-либо частных случаях, но они не могут заменить понятия избыточных связей.

Анализ формул подвижности В.В. Добровольского - И.И. Артоболевского позволяет сделать вывод, что простейший механизм нулевого семейства, образованный вращательными парами, содержит семь подвижных звеньев, а третьего семейства – три. Следовательно, можно утверждать, что целесообразно при создании механизмов без избыточных связей, использовать механизмы третьего семейства, как механизмы с наименьшим числом подвижных звеньев, заменяя в них шарниры на кинематические пары более высоких классов.

Разработанный метод, создан для решения именно таких задачи, он алгоритмичен и состоит из шести последовательных этапов решений (рис. 2).

Покажем применение метода на примере создания безызыточной по связям структуре шестизвенной щековой дробилки нового поколения, содержащей изменяемый замкнутый контур (рис. 3, а).

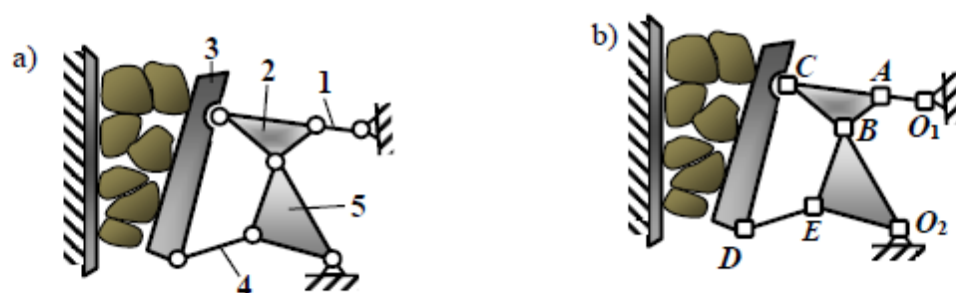


Рис. 3. Структура шарнирного шестизвенного механизма дробления (а), с виртуальными парами (б)

Заменяем шарниры (кинематические пары пятого класса  $p_5$ ) виртуальными парами и определим адресно расположение используемых кинематических пар пятого, четвертого ( $p_4$ ) и третьего ( $p_3$ ) классов при исключении избыточных связей. Такое решение принято вполне обосновано, так как пары второго и первого класса реализовать удерживающими на практике достаточно трудно.

Приступая к решению поставленной задачи, определим числа принятых кинематических пар для создания шестизвенной структуры механизма без избыточных связей, используя систему уравнений, в которой первое уравнение описывает механизм как механизм третьего семейства, а второе – как нулевого.

$$p_5 + p_4 + p_3 = \frac{3n - W}{2}, \quad (1)$$

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 6n - W,$$

где  $W$  – подвижность кинематической цепи,

$k$  – класс кинематических пар ( $k = 5, 4, 3$ ),

$n$  – число подвижных звеньев цепи.

После преобразования системы (1), выражая пары третьего и четвертого классов в зависимости от числа пар пятого класса, получим

$$\begin{cases} p_4 = \frac{3n + W}{2} - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - W. \end{cases} \quad (2)$$

Система (2) при условии  $n = 5$ ,  $p_5 = 7$  и  $W = 1$  примет вид

$$\begin{cases} p_4 = 8 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases} \quad (3)$$

Найденные по (3) целочисленные положительные решения представлены четырьмя вариантами:

$$\begin{aligned}
 &1. p_5 = 4, p_4 = 0, p_3 = 3, \\
 &2. p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 2, \\
 &3. p_5 = 2, p_4 = 4, p_3 = 1, \\
 &4. p_5 = 1, p_4 = 6, p_3 = 0.
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

Согласно приведенному на рис. 2 разработанному алгоритму, проведем декомпозицию механизма на контуры и дополняющие их фрагменты. В работе [10] было показано, что число декомпозиций должно быть равно числу контуров ( $r$ ), определяемых формулой Х.И. Гохмана, следовательно, исследуемую структуру механизма дробления необходимо представить двумя основными контурами, т.к.  $r = (p - n) = 2$  (рис. 4).

В первой декомпозиции основной контур содержит  $n = 3$ ,  $p_5 = 4$  и имеет подвижность  $W = 1$ , фрагмент, дополняющий структуру является группой Ассур с параметрами  $n = 2$ ,  $p_5 = 3$  и  $W = 0$ .

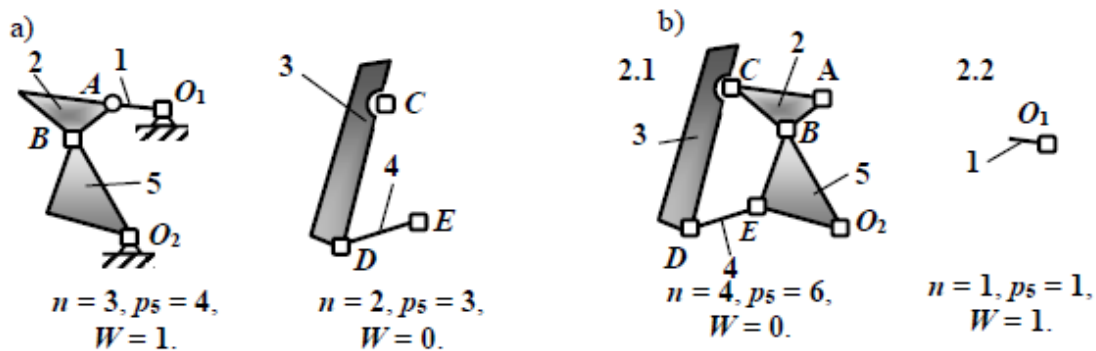


Рис. 4. Декомпозиции шестизвенного механизма дробления

Найдем решения для первой декомпозиции, используя формулу (2). Подставляя значения параметров основного контура (рис. 4, а), получим

$$\begin{cases} p_4 = 5 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}
 \tag{4}$$

Система (4) характеризуется двумя положительными решениями:

- 4.1.  $p_5 = 2, p_4 = 1, p_3 = 1$ ,
- 4.2.  $p_5 = 1, p_4 = 3, p_3 = 0$ .

Система уравнений по (2) для фрагмента первой декомпозиции (значения параметров, приведены на рис. 4, а) имеет вид

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}
 \tag{5}$$

Система (5) дает два варианта решения:

- 5.1.  $p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1$ ,
- 5.2.  $p_5 = 0, p_4 = 3, p_3 = 0$ .

Следуя разработанному алгоритму находим комплексное решение, которое реализуется в виде алгебраической суммы найденных чисел кинематических пар соответствующих классов основного контура и фрагмента, согласно ранее полученным решениям получаем четыре варианта:

$$p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 2 \text{ (сумма решений 4.1 и 5.1),} \tag{6.1}$$

$$p_5 = 2, p_4 = 4, p_3 = 1 \text{ (сумма решений 4.1 и 5.2),} \tag{6.2}$$

$$p_5 = 2, p_4 = 4, p_3 = 1 \text{ (сумма решений 4.2 и 5.1),} \tag{6.3}$$

$$p_5 = 1, p_4 = 6, p_3 = 0 \text{ (сумма решений 4.2 и 5.2).} \tag{6.4}$$

Отметим, что из полученных четырех комплексных решений, два из них равнозначны, это реше-



ния (6.2) и (6.3).

Решение для второй декомпозиции, которая представлена четырехугольным замкнутым контуром и звеном с одной кинематической парой (рис. 4, б) проводится аналогично. Покажем в таблице 1 полученные по формуле (2) решения для контура, фрагмента и комплексные.

Таблица 1

Результаты решений для второй декомпозиции

| Параметры контура второй декомпозиции<br>$n = 6, p_5 = 6, W = 0$   |                                                                                                                                                    | Комплексные<br>решения                                                                                                                             |
|--------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $\begin{cases} p_4 = 6 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases}$          | $\begin{matrix} p_5 = 3, p_4 = 0, p_3 = 3, \\ p_5 = 2, p_4 = 2, p_3 = 2, \\ p_5 = 1, p_4 = 4, p_3 = 1, \\ p_5 = 0, p_4 = 6, p_3 = 0. \end{matrix}$ |                                                                                                                                                    |
| Параметры фрагмента второй декомпозиции<br>$n = 1, p_5 = 1, W = 1$ |                                                                                                                                                    | $\begin{matrix} p_5 = 4, p_4 = 0, p_3 = 3, \\ p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 2, \\ p_5 = 2, p_4 = 4, p_3 = 1, \\ p_5 = 1, p_4 = 6, p_3 = 0. \end{matrix}$ |
| $\begin{cases} p_4 = 2 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$      | $p_5 = 1, p_4 = 0, p_3 = 0.$                                                                                                                       |                                                                                                                                                    |

Сравнивая результаты решений, полученные по (3.1) с комплексными решениями, приведенными в (6.1 – 6.4) и табл.1 отмечаем, что совпадают только решения, в которые представлены следующим сочетанием принятых классов кинематических пар  $p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 2$ ;  $p_5 = 2, p_4 = 4, p_3 = 1$ ;  $p_5 = 1, p_4 = 6, p_3 = 0$ . Все они могут быть использованы для создания безызбыточной по связям структуры механизма дробления.

Дальнейшее решение проведем по варианту где  $p_5 = 3, p_4 = 2, p_3 = 2$ , который с точки зрения практической реализации является предпочтительным. Для определения адресного расположения кинематических пар составляется система уравнений. Для этого дифференцируем их предварительно обозначив виртуальные пары буквами (рисунок 4, б). В левые части уравнений записывается сумма кинематических пар, а в правые – соответствующие решения, например, для всего механизма уравнение примет вид

$$PO_1 + PA + PB + PC + PD + PE + PO_2 = 3p_5 + 2p_4 + 2p_3,$$

для основного контура первой декомпозиции

$$PO_1 + PA + PB + PO_2 = 2p_5 + p_4 + p_3,$$

для фрагмента первой декомпозиции

$$PC + PD + PE = p_5 + p_4 + p_3,$$

для основного контура второй декомпозиции

$$PA + PB + PC + PD + PE + PO_2 = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3,$$

и, соответственно, для её фрагмента

$$PO_1 = p_5.$$

Объединим все уравнения в систему

$$\begin{cases} PO_1 + PA + PB + PC + PD + PE + PO_2 = 3p_5 + 2p_4 + 2p_3, \\ PO_1 + PA + PB + PO_2 = 2p_5 + p_4 + p_3, \\ PC + PD + PE = p_5 + p_4 + p_3, \\ PA + PB + PC + PD + PE + PO_2 = 2p_5 + 2p_4 + 2p_3, \\ PO_1 = p_5. \end{cases} \quad (7)$$

Рассматриваемая структура механизма может быть реализована как с верхним, так и с нижним подвесом привода подвижной щеки. Для более простой организации привода с нижним подвесом до-

полним систему уравнений (7) еще одним уравнением, а именно,  $p_{02} = p_5$ , заметим, что такое утверждение не противоречит полученным решениям (7), т.к. в тех уравнениях где слева записана виртуальная пара  $p_{02}$ , справа присутствует кинематическая  $p_5$ .

Упростим систему уравнений (7) исключив их левых частей уравнений пары  $p_{01}$  и  $p_{02}$ , а из правых –  $p_5$

$$\begin{cases} p_A + p_B + p_C + p_D + p_E = p_5 + 2p_4 + 2p_3, \\ p_A + p_B = p_4 + p_3, \\ p_C + p_D + p_E = p_5 + p_4 + p_3, \\ p_A + p_B + p_C + p_D + p_E = p_5 + 2p_4 + 2p_3. \end{cases} \quad (7.1)$$

Приступим к решению этого уравнения. При подстановки третьего уравнения системы (7.1) в первое, получается два тождественных уравнения  $p_A + p_B = p_4 + p_3$ , следовательно, вместо виртуальных пар в соединениях  $A$  и  $B$  необходимо использовать пары третьего или четвертого классов, т.е.  $p_A = p_4$  ( $p_3$ ) а  $p_B = p_3$  ( $p_4$ ). Тогда в системе остаются три тождественных уравнения  $p_C + p_D + p_E = p_5 + p_4 + p_3$ . Расположение кинематических пар в цепи, представляющей группу нулевой подвижности может быть принято по одному из вариантов, рассмотренных в [10].

В результате решения поставленной задачи, применяя метод адресной замены шарниров парами более высоких классов получены шестизвенные кинематические схемы механизма дробления без избыточных связей, которые приведены на рис. 5 при возможном расположении кинематических пар.

Докажем, что в приведенных структурах отсутствуют избыточные связи, а при сборке механизма по любому из вариантов звенья (детали) не нагружаются дополнительно изгибающими моментами, так как отсутствует дефицит подвижности при их соединении. Структура шестизвенного механизма дробления не зависимо от того какое из звеньев принять ведущим (линейное или трехпарное) формируется по принципу Ассур последовательным присоединением к нему диад (рис. 6).

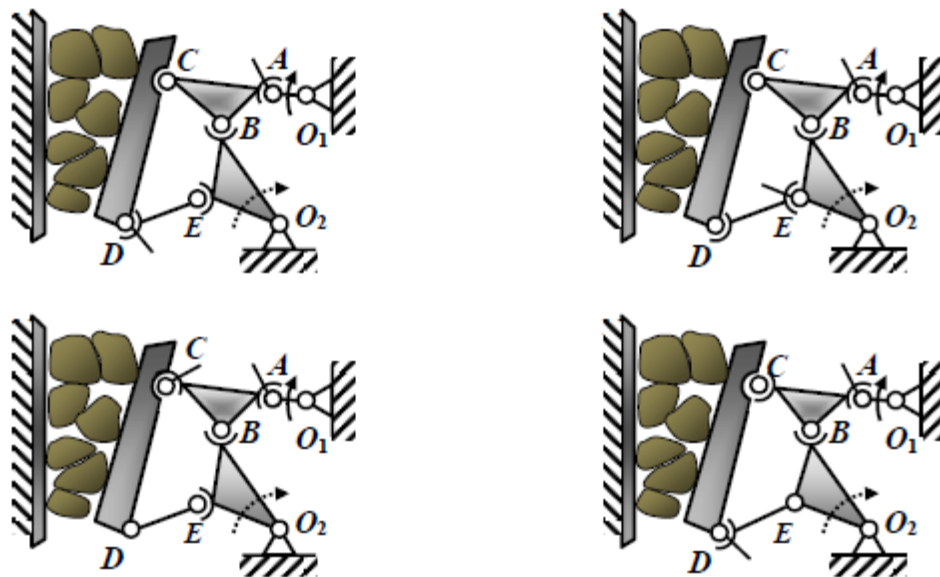


Рис. 5. Структурные схемы щековых дробилок без избыточных связей

Диады  $ABO_2$ ,  $CDE$ ,  $O_1AB$  состоят из двух подвижных звеньев  $n = 2$ , и содержат по одной кинематической паре пятого, четвертого и третьего классов, подвижность, определенная по формуле самоустанавливающихся цепей  $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 0$ , т.е. это есть цепи нулевого семейства, в которых отсутствуют избыточные связи.

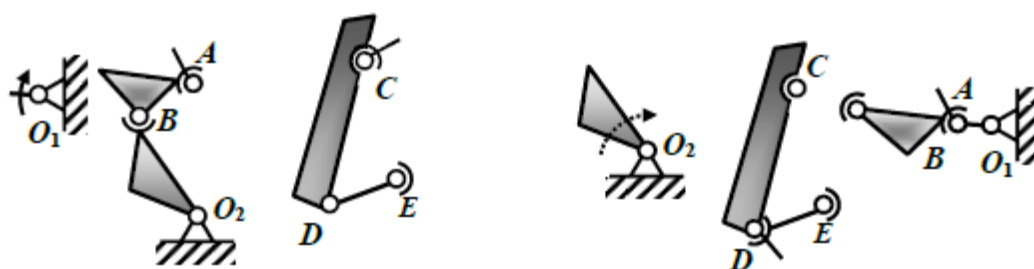


Рис. 6. Формирование структуры механизма по принципу Ассура

Ведущее звено, соединяемое со стойкой парой  $5p_5$ , как было показано выше имеет подвижность равную единице и является безызыточным по связям, следовательно, при присоединении к нему любого количества кинематических цепей нулевого семейства с  $W = 0$ , механизм в целом останется самоустанавливающимся с подвижностью  $W = 1$ .

Определим по формуле, приведенной в [11] число избыточных связей в полученной структуре шестизвенного механизма

$$q = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 - (6n - W) = 5 \cdot 3 + 4 \cdot 2 + 3 \cdot 2 - (6 \cdot 5 - 1) = 0,$$

Следовательно, созданная структура щековой дробилки является самоустанавливающимся механизмом.

Приведем несколько вариантов конструкций соединений деталей обеспечивающие соединения различной подвижности. Так, например, на рисунке 7, а представлено соединение звена (детали) со стойкой шариковым однорядным радиальным подшипником, конструкция подшипникового узла в этом случае обеспечивает образование трехподвижной сферической пары [11].

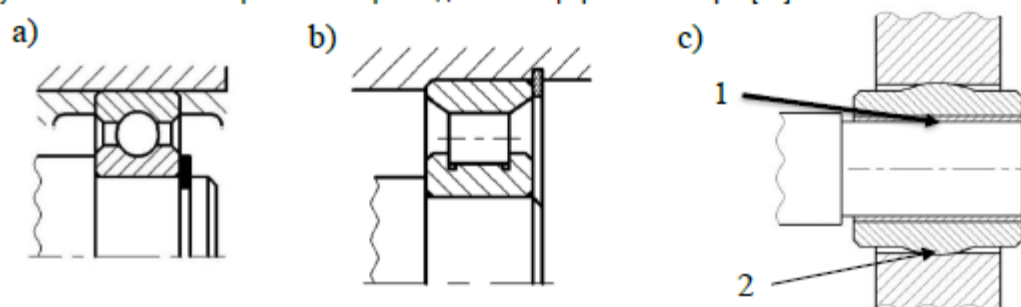


Рис. 7. Конструкции четырех и трехподвижных соединений

Если установить деталь в корпусе применяя подшипник с коротким цилиндрическим роликом с фиксацией по внутреннему кольцу (рис.7, b), то получаем двухподвижную вращательно-поступательную пару. Конструктивное соединение, приведенное на рис. 7, c, обеспечивает четырехподвижное соединение, т.к. в месте соединения 1 возможно вращательно-поступательное движение, в соединении 2 – между элементами конструкции образуется двухподвижная сферическая пара.

Выводы

1. Разработанная методика позволяет создавать самоустанавливающиеся одноподвижные механизмы на основе механизмов третьего семейства, состоящих из минимального числа подвижных звеньев.
2. Обеспечивает адресное определение расположения используемых кинематических пар различных классов, от первого до пятого.
3. Позволяет конструктору на начальном этапе создания механизма, выбрать класс кинематических пар, исходя из условий соединения звеньев и требуемого их взаимного движения и при работе, и при сборке.



## Список источников

1. Васильев А.С., Воронин И.А. Методология совершенствования щековых дробилок для дезинтеграции горных пород // Инновационные технологии в науке и образовании. 2017. №1-2. С. 9-11.
2. Лапшинова Н.Р., Селиверстов Н.Д., Хоперскова Ю.С. Применение щековых дробилок со сложным движением щеки в дробильно-сортировочных и грануляционных системах // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2018. № 9. С. 26-30.
3. Васильев А.С., Шегельман И.Р., Шукин П.О., Суханов Ю.В. Особенности технических решений, повышающих эффективность производства щебня с использованием щековых дробилок // Интенсификация формирования и охраны интеллектуальной собственности. Материалы республиканской научно-практической конференции, посвященной 75-летию ПетрГУ (Петрозаводск, 17 июня 2015г). – 2015. – С. 22–24.
4. Васильев А.С., Шегельман И.Р., Шукин П.О. Патентный поиск в области оборудования для дезинтеграции горных пород // Наука и бизнес: пути развития. – М., 2015. – №2. – С. 24-35.
5. Петухов А.Н., Желобков П.С. Новое поколение щековых дробилок с высокой степенью дробления // Горное оборудование и электромеханика. 2018. № 3 (137). С. 55-59.
6. Beloglazov I.I., Ikonnikov D.A. Computer simulation methods for process in jaw crusher. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. electronic edition. National Research Tomsk Polytechnic University. 2016. vol. 10. no 14. P. 12074.
7. Борщев В.Я., Гусев Ю.И. Оборудование для переработки сыпучих материалов : учебное пособие / В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. : «Издательство Машиностроение-1», 2006. – 208с.
8. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муземек. М. : Машиностроение, 1990. – 320 с.: ил.
9. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин (курс лекций). М.: Высшее образование, 2019. 356 с.
10. Гудимова Л.Н., Дворников Л.Т. Основы теории избыточности связей в механизмах. Новокузнецк: ООО Полиграфист, 2019. 174 с.
11. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М. : Машиностроение-1, 2003. – 384 с., ил.

© А.Л. Мхиторян, А.П. Шуберт, 2022