

ски полимеризованного углерода. Соответственно изменению состава гуминовых кислот и строения молекул от подзолистых почв к чернозёмам возрастают оптическая плотность, гидрофобность, инертность гумусовых кислот, уменьшается их растворимость. Исходя из сказанного выше, становится ясна причина, по которой чернозём, по сравнению с глиной медленнее набухает. Согласно полученным экспериментальным данным можно сделать вывод о том, что чем меньше почвенных загрязнений на растительном сырье, тем быстрее влага проникает в загрязнение, тем самым расклинивая, частицы загрязнения и таким образом уменьшая их когезионное взаимодействие. В связи с этим, если каким-либо способом предварительно (без применения воды) уменьшить количество почвенных загрязнений на растительном сырье, то на этапе жидкостной мойки сокращается время набора влаги загрязнениями до величины, когда адгезионно-когезионное взаимодействие загрязнения и растительного сырья заметно ослабевает. Это в свою очередь даёт возможность значительной экономии воды, которая становится дефицитом. На 18 июня 2013 г стоимость 1 м³ воды по данным «Инфоксводоканал» [4] для пищевых перерабатывающих предприятий составляет 17,412 гривен, при общей тенденции к дальнейшему удорожанию, так как в природе запасы чистой питьевой воды уменьшаются.

Литература

1. Всеволодов, А.Н. Определение адгезионно-когезионного взаимодействия загрязнений и растительного сырья [Текст] / А.Н. Всеволодов, А.К. Гладушняк. // Наук. пр. / ОНАХТ. – О., 2010. – Вип. 38, Т.2. – С. 337 – 344.
2. Почвоведение [Текст] / Л.Н. Александрова, Н.Н. Поддубный, М.Н. Першина и др.; под ред. И.С. Кауричева, И.П. Гречина. – М.: Колос, 1969. – 543 с.
3. Почвоведение. Типы почв, их география и использование [Текст] / Л.Г. Богатырёв, В.Д. Васильевская, А.С. Владыченский и др.; под ред. В.А. Ковды, Б.Г. Розанова. – М.: Высш. шк., 1988. – 368 с.
4. Розничные тарифы на электроэнергию [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <<http://www.oblenergo.odessa.ua/index.php/ru/index.php/potrebitelyam/yuridicheskmlitsam/tarify.html>>.

УДК 621.01

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБОБЩЕННЫХ КООРДИНАТ МЕХАНИЗМОВ МАШИН ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ МЕТОДОМ СЕЧЕНИЙ

Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, профессор, Арабаджи Е.Д., студентка
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Предлагается новый метод определения числа степеней свободы механизмов технологических машин, что позволяет одновременно находить число избыточных связей в них.

We offer a new method of determination of number of levels of freedom of mechanisms of technological machines that allows to find number of excess communications in them at the same time.

Ключевые слова: число, степень свободы, обобщенные координаты, избыточные связи, сечение.

Нахождение числа обобщенных координат механизмов (число степеней свободы) имеет большое значение при изучении, как структуры, так и кинематики и динамики механизмов. Значение этого числа позволяет установить количество внешних источников движения или количество дополнительных кинематических связей при одном источнике движения.

Другим важным параметром механизмов является определение числа избыточных связей, что также предопределяет выбор методами для дальнейшего исследования его динамики. Определение значения этого числа позволяет предопределить не только выбор метода для дальнейшего исследования динамики, но и синтезировать структурную схему без них, что приводит к существенному улучшению динамических свойств механизмов, повышению их надежности и долговечности.

В настоящее время существуют различные способы определения числа степеней свободы. Например, для плоских механизмов используется формула Чебышева-Грюблера [1]

$$W = 3n - 2P_1 - P_2, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма

P_1, P_2 – одноподвижных и двухподвижных кинематических пар.

Для пространственных механизмов пользуются формулой Сомова-Малышева [1]

$$W = 6n - \sum_{i=1}^5 (6-i)P_i \quad (2)$$

где P_i – число кинематических пар i -ой подвижности $i = \overline{1,5}$.

В работе [2] для определения числа степеней свободы предлагается использовать число независимых контуров механизмов, а для определения числа избыточных связей выражение [3]

$$q = \sum_{i=1}^5 (6-i) P_i - 6n - W, \quad (3)$$

где n как и раньше – число подвижных звеньев механизма, W – число степеней свободы. В выражении (3) число степеней свободы механизма должно быть известно, иначе невозможно определить число избыточных связей.

Длительный опыт работы как с научными сотрудниками в области теории механизмов и машин, так и со студентами изучающие этот же курс показывает их затруднения при определении этих величин, поэтому в данной работе ставится цель продолжить единую и простую методику как для определения числа степеней свободы механизмов, так и для нахождения количества избыточных связей.

Известно, что наиболее просто определяется число степеней свободы механизмов, образованных на базе открытых кинематических цепей. В таких механизмах избыточные связи отсутствуют. Избыточные связи возникают только в механизмах, образованных на базе замкнутых кинематических цепей, и когда на них накладывается дополнительное условия связи, например, оси вращения всех кинематических параллельны, или пересекается в одной или нескольких точках и т.п.

Отметим, что выражения (1), (2) справедливы и для открытых кинематических цепей, однако для последних удобнее пользоваться более простым выражением [3].

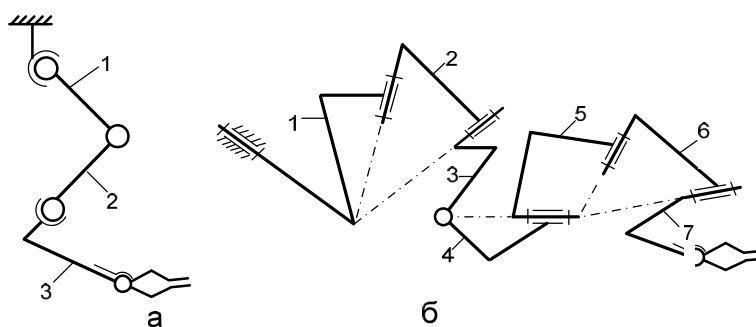
$$W = \sum_{i=1}^5 P_i i (P_i) = 1P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5, \quad (4)$$

В выражении (4) число подвижных звеньев механизма n отсутствует, однако легко заметить, что $n = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5$. Например, для механизмов, представленных на рис.1, используя выражение (4); находим:

для схемы а) имеем $P_1=1, P_3=2, n = P_1 + P_3 = 3$;

$$W = 1 \cdot P_1 + 3 \cdot P_3 = 1 + 3 \cdot 2 = 7;$$

для схемы б) получим $P_1=7, n = 7$ и $W = 1 \cdot P_1 = 7$



а – со сферическими парами,
б – с вращательными парами

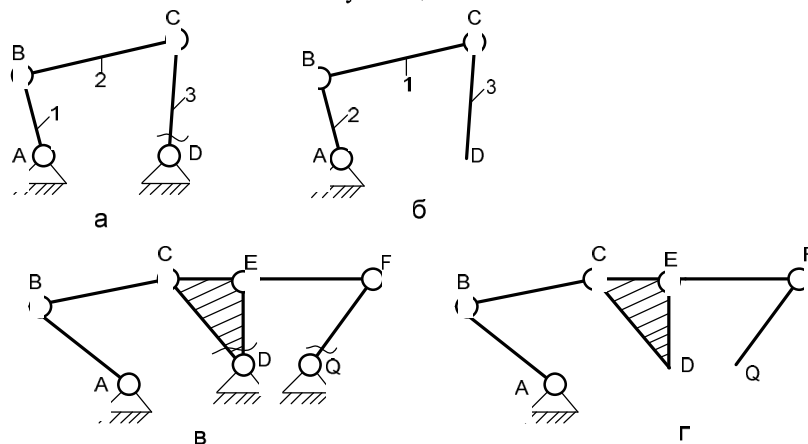
Рис. 1 – Структурные схемы манипуляторов

Такие же результаты получим, если воспользоваться формулой (2).

для схемы а) $W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 3 \cdot 3 = 18 - 11 = 7,$

для схемы б) $W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 7 = 42 - 35 = 7.$

Рассмотрим возможность использования выражения (4) для нахождения числа обобщенных координат механизмов на основе замкнутых цепей и избыточных связей в них. На рис.2 представлены структурные схемы двух плоских механизмов на базе замкнутых цепей.



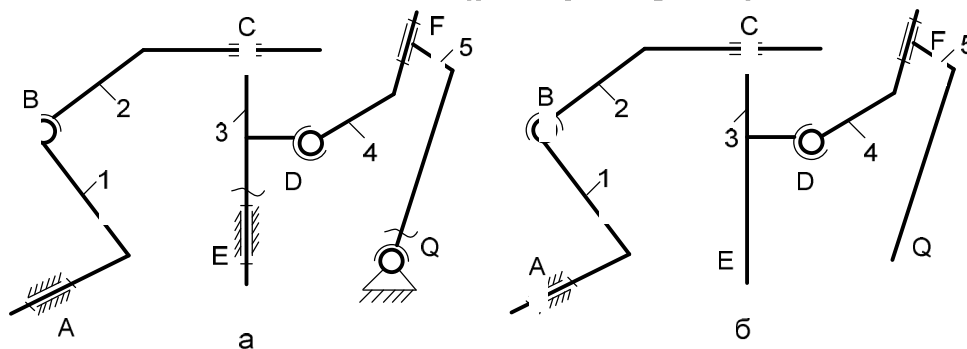
*a – шарнирный четырехзвенник;
 б – этот же механизма без опоры D;
 в – шарнирный шестизвенный механизм;
 г – этот же механизма без опорных элементов D и Q*

Рис. 2 – Структурные схемы шарнирного четырехзвенника

Если в шарнирном четырехзвеннике удалить шарнир D, то получим механизм на базе открытой цепи ABCD. Число $P_1 = 3 = n$. Тогда в преобразованном механизме $W_{np} = 1 \cdot P_1 = 3$. Если рассматриваем плоскую версию конструкции шарнирного четырехзвенника т.е. принимаем, что оси вращения пар параллельны, то появление в точке D механизма вращательной кинематической пары вводим дополнительные связи $S=2$. Тогда число степеней свободы $W = W_{np} - S = 3 - 2 = 1$. Если же рассмотреть версию о непараллельной оси вращения кинематических пар, то для вращательной пары в шарнире D получим $S=5$. В таком случае число избыточных связей для механизма $q = W_{np} + S + W = -3 + 5 + 1 = 3$.

Аналогичным образом для схемы в) после удаления шарниров D и C, получим механизм по схеме г). Для этой схемы имеем $P_1 = n = 5$, $W_{np} = 1 \cdot P_1 = 5$ При плоской версии механизма имеем $\sum S = 4$ т.е. каждая кинематическая пара D и Q выполняет по две связи в составе механизма. Тогда $W = W_{от} - \sum S = 5 - 4 = 1$. Число избыточных связей механизма, если рассмотреть версию о пространственном характере кинематических пар D и Q, ($\sum S = 10$), $q = \sum S + W - W_{от} = 10 + 1 - 5 = 6$.

На рис. 3 предоставлены структурные схемы пространственного механизма и требуется определить число его степеней свободы, а также наличие пассивных связей. Удалив кинематические пары E и Q, получим механизм на основе открытой цепи (рис. 3,б). Для этой схемы имеем $P_1=2$, $P_2=1$, $P_3=2$. Число подвижных звеньев $n = 2 + 1 + 2 = 5$ и $W_{от} = 1 \cdot P_1 + 2 \cdot P_2 + 3 \cdot P_3 = 10$.



*a – пространственный механизм,
 б – схема преобразованного механизма.*

Рис. 3 – Структурные схемы механизма

Число связей, которые вносят в состав механизма кинематические пары E и Q

$$\sum S = 5 + 3 = 8. \text{ В таком случае число степеней свободы механизма равно}$$

$$W = W_{\text{пр}} - \sum S = 10 - 8 = 2.$$

Если воспользоваться формулой (2) для этого по схеме механизма находим: $P_1=3, P_2=1, P_3=3$.

$W = 6 \cdot n - 5 \cdot P_1 - 4 \cdot P_2 - 3 \cdot P_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 3 = 30 - 15 - 4 - 9 = 2$, что подтверждает правильность, предлагаемой нами методики.

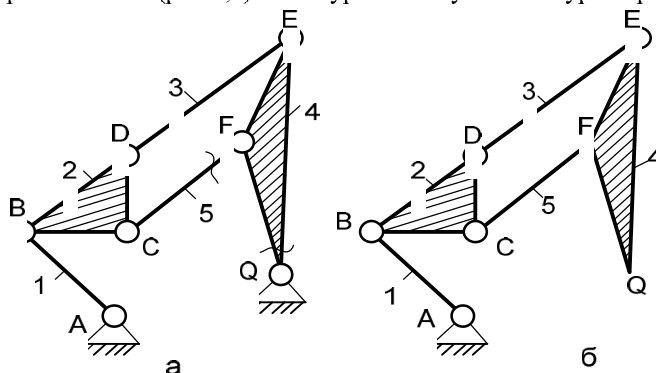
Таким образом, для любого механизма для определения числа степеней свободы можно воспользоваться формулой

$$W = \sum_{i=1}^5 i (P_i) - \sum_{j=1}^k S_j \quad (5)$$

где k – число удаленных из состава механизма кинематических пар;

S_j – число связей j -ой кинематической пары.

В предыдущих примерах, в механизмах отсутствовали подвижные замкнутые, с изменяемыми углами, подвижные контуры. Чтобы получить механизм с открытыми цепями необходимо такие контуры также разомкнуть путем удаления одной из кинематических пар этого контура. Например, для рычажного механизма четвертого класса (рис.4,а) в контуре $DCFE$ углы контура переменны.



а – рычажный механизм IV класса,
б – рычажный механизм, преобразованный в открытый

Рис. 4 – Схема рычажных механизмов

Для преобразования механизма удаляем пару Q и одну из пар контура, например F или E . В результате получим преобразованный механизм из открытой цепи (рис. 4, б). Для преобразованного механизма имеем $W_{\text{пр}} = P_1 = n = 5$. Поскольку были удалены две одноподвижные кинематические пары, то в случае рассмотрения плоского варианта механизм $\sum S = 4$, если же пространственный вариант то $\sum S = 10$. Тогда число степеней свободы $W_{\text{пл}} = W_{\text{пр}} - \sum S = 5 - 4 = 1$ и $W_{\text{пр}} = W_{\text{от}} - \sum S_{\text{пр}} = 5 - 10 = -5$. Следова-

тельно число избыточных связей в механизме $q = \sum S_{\text{пр}} W_{\text{пл}} - W_{\text{от}} = 10 + 1 - 5 = 6$.

Поскольку число степеней свободы плоских механизмов всегда можно определить, то учитывая зависимости (1), (3), (4) для механизмов с одноподвижными парами получим

$$q = \sum S_{\text{пр}} + 2(n - P_1), \quad (6)$$

где, $\sum S_{\text{пр}}$ – суммарное число связей удельных кинематической пар в пространственной версии их выявления.

Исключение избыточных связей, что существенно повышает надежность и долговечность механизма, уменьшаем потери на трение осуществляется путем изменение классов кинематических пар [4], что в дальнейшей работе не рассматриваем.

Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов – 4-е изд., перераб. и допол. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит. – 1988. – 640 с.
2. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. Под редакцией С.Н. Кожевникова. – М.: «Наука», Гл. ред. физ.-мат. лит., – 1984, – 432 с.
3. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. Учеб. для вузов, М.: «Высшая школа», – 1978, – 265 с.
4. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. К.: «Наукова думка», – 1979, – 232 с.

УДК 621.81

НАПРЯЖЕНИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ ГОМОГЕНИЗАТОРОВ И СЕПАРАТОРОВ

Аванесьянц А.Г., канд. техн. наук, доцент, Аванесьянц Г.А., канд. техн. наук,
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Рассмотрено напряженное состояние ремня клиноременной передачи при его обгегании шкивов передачи. Показано влияние напряжений изгиба на усталостную прочность и долговечность ремня.

The tense state of belt of V-belt transmission is considered at his fitting snugly of pulleys of transmission. Influence of tensions of bend is shown on tireless durability and longevity of belt.

Ключевые слова: ремень, напряжения, шкив, изгиб, влияние.

В приводах гомогенизаторов и сепараторов ременные передачи работают как мультипликаторы при очень высоких окружных скоростях. Здесь существенное влияние на долговечность ремня оказывают напряжения, возникающие в его сечениях от центробежной силы и от напряжений изгиба при обгегании ремня малого шкива.

Вообще в процессе передачи нагрузки ремень испытывает сложное напряженное состояние и в его поперечных сечениях действуют циклически изменяющиеся во времени напряжения. На рис. 1 и 2. представлены эпюры действующих в ремне напряжений в набегающей σ_1 и сбегающей σ_2 ветвях ремня и при обгегании им малого и большого шкивов. Следует особо отметить, что данная эпюра отображает нормальные напряжения, действующие на наружном слое ремня.

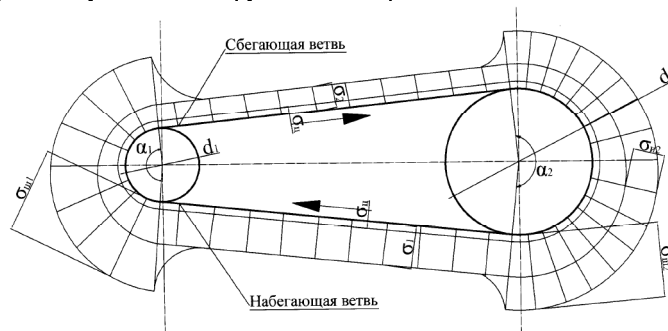


Рис. 1 – Эпюра распределения напряжений в поперечных сечениях ремня

В сечениях плоских, круглых и поликлиновых синтетических ремней напряжения изгиба существенно меньше других составляющих напряжений, о которых речь будет идти ниже, что объясняется тем, что толщина этих ремней несоизмеримо меньше других размеров ремня и диаметров шкивов.

У клиновых ремней толщина ремня соизмерима с другими его размерами по сечению и она существенна, поэтому возникающие в поперечных сечениях напряжения изгиба при обгегании ремнем шкивов значительно влияют на напряженное состояние ремня.