

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНО-КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ДЛЯ РОТОРНО-ЛОПАСТНОГО ДВИГАТЕЛЯ МЕТОДОМ ГРАФОВ

Рассмотрен рычажно-кулачковый механизм преобразования движения для роторно-лопастного двигателя. Механизм предназначен для преобразования колебательно-вращательного движения лопаток в однонаправленное равномерное вращение выходного вала двигателя. Проведен структурный анализ преобразователя движения методом графов. Теоретические результаты проверены экспериментально.

В последнее время очень актуальным стал вопрос поиска альтернативы двигателю внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом. Актуальность подобной проблемы связана с ужесточающимися требованиями к экологической безопасности и энергосбережению. Одним из наиболее перспективных разрабатываемых двигателей является роторно-лопастной двигатель с внешним подводом теплоты [1, 2].

Основная особенность таких двигателей – неравномерная скорость вращения роторов-лопастей. Циклическое изменение рабочего объема двигателя (вращательно-колебательное движение лопастей) должно быть преобразовано во вращательное движение с постоянной угловой скоростью выходного вала. Механизм, осуществляющий это преобразование, будем называть преобразователем движения.

Известны следующие конструктивные варианты этого механизма: механизм Стерка Мартина с использованием эллиптических зубчатых колес [3]; планетарный механизм Гридина [4]; эпициклоидальный механизм [5]; рычажный механизм Рейснера [6]. Основным недостатком перечисленных механизмов является изменение угла между лопастями по закону отличному от **гармонического** и, как следствие, не обеспечивается плавность хода и безударность работы механизма.

От указанных недостатков свободен рычажно-кулачковый четырехзвенный механизм, предложенный Ю.Н. Лукьяновым и В.Н. Котляровым [7]. На основе данного механизма был синтезирован реальный преобразователь движения (рис. 1).

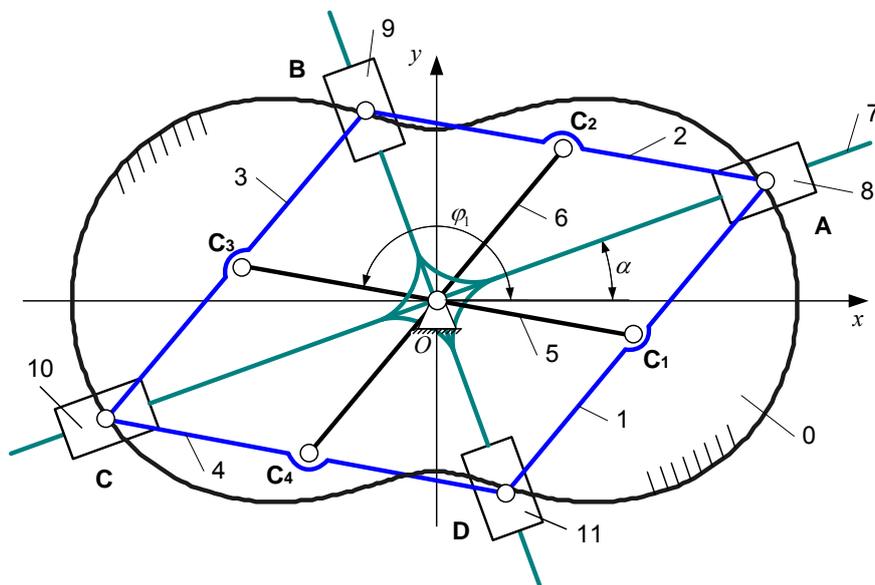


Рис. 1. Кинематическая схема механизма преобразования движения

Механизм состоит из вращающегося ромбоида и неподвижного кулачка. Ромбоид состоит из четырех шарнирно связанных звеньев одинаковой длины $L = 2l$ (1 – DA, 2 – AB, 3 – BC, 4 – CD). К серединам звеньев шарнирно прикреплены рычаги лопастей (5 – C1C3 и 6 – C2C4).

Движение точек A, B, C, D, определяемое специфической формой кулачка, через линейные подшипники передается на выходной вал, а ромбоид и кулачок снабжены роликами для снижения потерь на трение и повышения долговечности узлов.

Рычажно-кулачковый четырехзвенный механизм представляет собой сложную замкнутую кинематическую цепь. Все звенья движутся в одной плоскости, оси параллельны друг другу и перпендикулярны плоскости механизма. Поэтому данный механизм является плоским. Механизм имеет одно входное звено: рычаг – лопасть 5 – C_1C_3 и одно выходное – маховик 7, прикрепленный к выходному валу.

Из геометрических соображений следует, что механизм имеет одну степень свободы, а именно, вращение маховика 7 вокруг стойки.

Синтезированный рычажно-кулачковый механизм включает в себя одиннадцать подвижных звеньев: четыре звена ромбоида (2 – AB , 3 – BC , 4 – CD , 1 – DA), два рычага – лопасти (5 – C_1C_3 , 6 – C_2C_4), четыре ползуна (линейные подшипники 8 – A , 9 – B , 10 – C , 11 – D), один маховик выходного вала (крест 7 – $AC-BD$), а также девятнадцать низших кинематических пар пятого класса: четыре сопряжения в точках C_1 , C_2 , C_3 , C_4 ; три сопряжения в точке O , двенадцать – в вершинах ромбоида A , B , C , D и четыре высшие кинематические пары четвертого класса, образуемые линейным контактом роликов в вершинах ромбоида A , B , C , D с кулачком.

Проведем структурный анализ механизма преобразования методом графов согласно алгоритму, предложенному в [8]. В графе звенья соответствуют вершинам, а кинематические пары – ребрам. Номер звена совпадает с номером вершины. Число ребер, соединяющих смежные вершины, равно подвижности кинематической пары. Анализ выполняем в следующей последовательности.

1. Строим граф механизма (рис. 2).

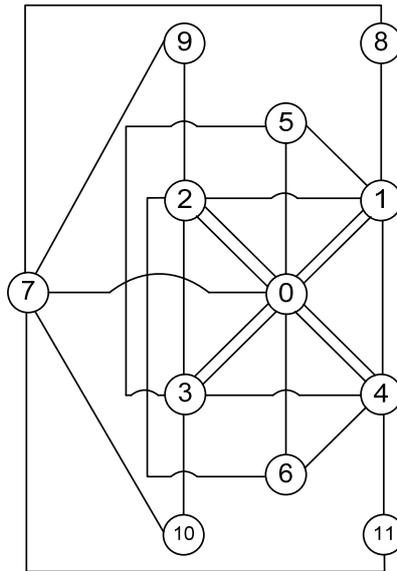


Рис. 2. Граф механизма преобразования движения

2. Определяем число независимых контуров графа как разность между числом кинематических пар механизма P и числом подвижных звеньев N :

$$K = P - N. \tag{1}$$

При $P = 23$ и $N = 11$ имеем число независимых контуров $K = 23 - 11 = 12$.

3. Рассматриваемый механизм является плоским.
4. Определяем число степеней подвижности механизма по формуле:

$$W = R - 3(P - N), \tag{2}$$

где R – общее число подвижностей кинематических пар. В рассматриваемом механизме одиннадцать подвижных звеньев и неподвижное звено 0 (кулачок) образуют девятнадцать одноподвижных и четыре двухподвижные кинематические пары. Тогда $R = \sum_s sP_s = 2 \cdot 4 + 1 \cdot 19 = 27$, где s – подвижность кинематической пары.

Подставляя числовые показатели кинематической схемы, получаем $W = 27 - 3(23 - 11) = -9$.

5. Проверяем условие существования нормального механизма: $W = n$, где n – число входов механизма. В рассматриваемом случае $n = 1$. Значит, $W \neq n$.

Таким образом, число степеней подвижности оказалось отрицательным. Система является статически неопределимой. Это означает, что среди связей, наложенных на движение звеньев кинематическими парами, имеются избыточные, устранение которых не влияет на кинематику механизма.

Заменяющий механизм (рис. 3) содержит неподвижный кулачок – стойку (0 – O), два рычага – лопасти (5 – OC₁ и 6 – OC₂), два плеча ромбоида с длиной L/2 (1 – AC₁ и 2 – AC₂), маховик (7 – AC-BD), ползуны (8 – A, 9 – B, 10 – C, 11 – D). Все связи считаются удерживающими.

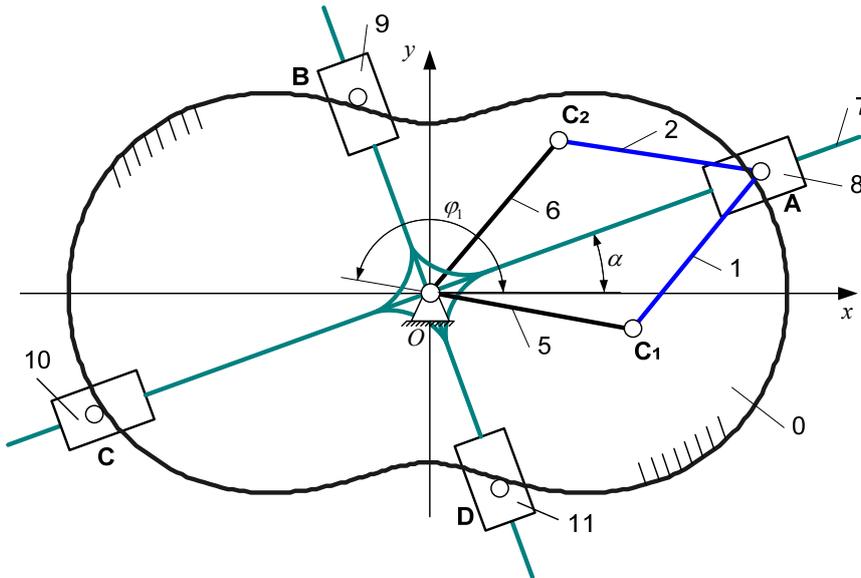


Рис. 3. Кинематическая схема заменяющего механизма

При такой замене относительные движения входных и выходных звеньев механизма сохраняются.

Проведем структурный анализ заменяющего механизма преобразования движения методом графов.

1. Граф механизма представлен на рис. 4.

2. Определяем число независимых контуров графа по формуле (1). При $P = 15$ и $N = 9$ имеем число независимых контуров $K = 15 - 9 = 6$.

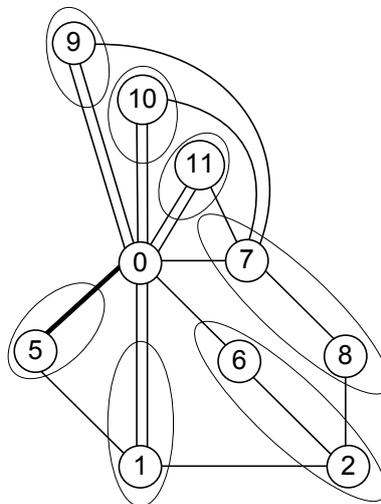


Рис. 4. Граф заменяющего механизма преобразования

3. Определяем число степеней подвижности по формуле (2). В заменяющем механизме девять подвижных звеньев и неподвижное звено O (кулачок) образуют одиннадцать одноподвижных и четыре двухподвижные кинематические пары. Тогда $R = \sum_s sP_s = 2 \cdot 4 + 1 \cdot 11 = 19$.

Подставляя числовые показатели кинематической схемы, получаем $W = 19 - 3(15 - 9) = 1$.

4. Проверяем условие существования нормального механизма: $W = n = 1$.

Таким образом, заменяющий механизм при одной степени подвижности избыточных связей не имеет.

5. Ребро, соединяющее вершины 0 и 5, и вершина 5 соответствуют однозвенной одноподвижной группе, присоединяемой к стойке.

Зафиксируем входную координату механизма φ_1 – угол поворота звена 5. Теперь механизм должен распадаться на структурные группы, у которых суммарное число подвижностей кинематических пар R кратно трем $R = 3K$.

6. Рассмотрим систему независимых контуров

1) 0, 1, 0; 2) 0, 6, 2, 1, 0; 3) 0, 7, 8, 2, 6, 0; 4) 0, 11, 7, 0; 5) 0, 10, 7, 11, 0; 6) 0, 9, 7, 10, 0.

Первый из этих контуров содержит три «тонких» ребра ($R = 3$). Следовательно, звено 1 представляет собой однозвенную группу Ассура, содержащую одну высшую (точка A) и одну низшую (точка CI) кинематические пары.

Вершины 6 и 2 и три тонких ребра во втором независимом контуре, связанном с вершиной 0, характеризуют двухзвенную группу Ассура. Вершины 7 и 8 и три тонких ребра в третьем независимом контуре, связанном с вершиной 0, также характеризуют двухзвенную группу Ассура.

Оставшиеся контуры 4, 5, 6 содержат по три «тонких» ребра, а, значит, звенья 9, 10, 11 (ползуны) являются однозвенными группами Ассура.

На рис. 5 показан структурный граф заменяющего механизма. В вершинах данного графа указано количество звеньев в группе и число ее степеней подвижности. Стрелки на графе указывают порядок присоединения групп.

Заменяющий механизм, обладая одной степенью подвижности, является статически определимым.

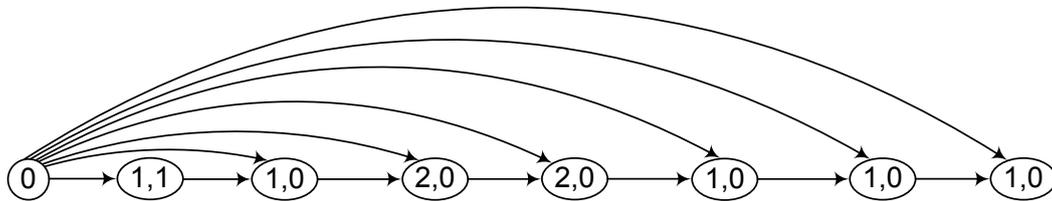


Рис. 5 Структурный граф заменяющего механизма

Так как исходный механизм является несамоустанавливающимся, то для его сборки и осуществления возможности движения необходимо предъявлять повышенные требования к точности изготовления звеньев механизма и элементов его кинематических пар, а также использовать упругодеформируемые элементы. В шарнирных соединениях можно смонтировать гидрокompенсаторы. Это позволит обеспечить симметричное распределение нагрузок в вершинах ромбоида точках A, B, C, D , а значит, равномерный контакт роликов с кулачком.

Отметим, что избыточные связи повышают жесткость механизма, уменьшают деформации, вызванные передаваемыми силами. Кинематические характеристики эквивалентного механизма совпадают с характеристиками исходного механизма.

На основании синтеза и структурного анализа изготовлен макет рычажно-кулачкового механизма преобразования движения (рис. 6). Макет используется для проведения экспериментальных исследований.



Рис. 6. Макет преобразователя движения

Полученные в настоящей статье результаты необходимы при решении задач кинематики, а также динамического и силового расчетов роторно-лопастного двигателя. Структурная модель механизма преобразования движения, представленная в данной работе, положена в основу работ по созданию методики расчета и проектирования роторно-лопастного двигателя с внешним подводом теплоты [9]. Исследуемый механизм преобразования движения может найти применение для роторно-лопастного двигателя как внешнего, так и внутреннего сгорания, а также для различных по назначению роторно-лопастных машин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Донченко М.А. Возможность реализации цикла Стирлинга в других конструктивных схемах. // Проблемы качества машин и их конкурентоспособности: Материалы 6-й международной научно-технической конференции. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2008. – с. 99-101.
2. Донченко М.А., Тихонов С.И., Лукьянов Ю.Н. Экологически чистый двигатель как основной аспект конкурентоспособности машин. // Проблемы качества машин и их конкурентоспособности: Материалы 6-й международной научно-технической конференции. – Брянск : Изд-во БГТУ, 2008. – с. 101-104.
3. Пат. DE19814742 ФРГ. Kreiskolben-Wärmemotor-Vorrichtung. // Стерк Мартин.
4. Роторно-лопастной двигатель Гридина. // Энергетика и промышленность России № 10 (74). – 2006. – октябрь.
5. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – М. : Машиностроение, 1981.
6. Гуськов Г.Г. Необычные двигатели. – М. : Знание, 1971.
7. Авторское свидетельство №724850. Заявлено 30.05.78 / Лукьянов Ю.Н., Котляров В.Н. // Оpub. 30.03.80. Бюл. №12.
8. Теория механизмов и машин: учебное пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.З. Коловский, А.Н. Евграфов, Ю.А. Семенов, А.В. Слоущ. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 560 с.
9. Разработка математической модели протекания термодинамического цикла с внешним подводом тепла, позволяющей создать экологически чистый двигатель роторно-лопастного типа: Отчет по НИР / ФГУП «ВНТИЦ»; Руководитель И.В. Плохов. – УДК 621.486, № госрегистрации 01200850182. 2008. – ч. 1-3.

В.Г. ИВАНОВ, С.И. ДМИТРИЕВ

РОТОРНО-ВОЛНОВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

Рассматривается роторно-волновой двигатель внутреннего сгорания, волновой характер горения топливной смеси которого позволяет создавать надежные, экономически выгодные, экологически чистые конфигурации.

Двигатель нового поколения, в соответствии с требованиями времени, должен отличаться от своего предшественника не просто отдельными параметрами, а значительным их улучшением: увеличением ресурса и эксплуатационной надежности, снижением затрат на создание, изготовление и эксплуатацию. Более 60% теплоты, вырабатываемой