

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ СЛОЖНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ВИБРОПЕРЕМЕЩИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF COMPLEX ACTUATOR VIBROMIXING DEVICES

Проф., докт. тех. наук Смеягин А., аспирант Бабенко Е., аспирант Юхневич И.

Кубанский государственный технологический университет – Краснодар, Россия

Abstract: It is proposed an original method of structural synthesis of complex actuators (CA) vibromixing devices (VMD). Synthesized a new mechanism for VMD and held its kinematic analysis.

KEY WORDS: SYNTHESIS, ANALYSIS, VIBROMIXING DEVICES, EXECUTIVE MECHANISM.

1. Введение

Высокое качество многих продуктов, получаемых в ходе химических реакций, может быть обеспечено только при требуемом тепломассообмене, который обеспечивается главным образом перемешивающими устройствами.

В настоящее время преимущественное распространение в промышленности нашли перемешивающие устройства с вращательным движением рабочих органов. Однако с помощью этих устройств обычно не удается получить такой гидродинамический режим, при котором в аппаратах обеспечивались бы минимальные значения градиентов концентраций и температур по всему объему [1]. Поэтому поиск принципиально новых способов перемешивания и создание аппаратов для их реализации является актуальной задачей.

В [2] показано, что наилучшие условия для тепломассообмена достигаются в аппаратах с виброперемешивающими устройствами (ВПУ), что позволяет: сократить время протекания многих процессов в 1,5 ... 2,0 раза; сократить удельные капитальные и эксплуатационные затраты в 1,2 ... 1,8 раза; улучшить качество получаемых продуктов.

Рядом авторов [3,4] указано на перспективность применения кривошипно-ползунных, кулисных и других рычажных механизмов в качестве колебательного привода в аппаратах с ВПУ.

Однако непосредственное использование простых рычажных механизмов в ВПУ затруднено из-за того, что размеры кривошипа, определяющие амплитуду колебаний рабочих органов, зависят от передаваемой приводом мощности. Это, чаще всего, приводит к тому, что амплитуда колебаний рабочих органов таких приводов не соответствует оптимальной, так как она получается значительно большей, чем это обусловлено требованиями технологического процесса.

2. Предпосылки и средства решения проблемы

Для решения поставленной задачи воспользуемся методами структурного синтеза и способами построения машин и механизмов различного технологического назначения, предложенными и разработанными в [4].

Предлагается для проведения структурного синтеза исполнительного механизма (ИМ) ВПУ воспользоваться разработанными в [4] структурными математическими моделями машин и механизмов.

3. Решение рассматриваемой проблемы

Для решения поставленной задачи синтезируем рычажный исполнительный механизм ВПУ, у которого

амплитуда колебаний рабочих органов не будет явно зависеть от размеров кривошипа.

Синтез ИМ ВПУ проведем с использованием структурной математической модели, которая имеет вид [4]:

$$(1) \quad \begin{cases} p = \frac{1}{2} \left(\sum_{i=T-j}^2 m_i + s \right); \\ n = \sum_{i=T-j}^T n_i; \\ W = \sum_{i=1}^{n-1} i p_i - k \Pi; \\ k = p - n; \\ p = \sum_{i=1}^{n-1} i p_i; \\ T \leq k + 1. \end{cases}$$

где: p - общее число кинематических пар; T - количество вершин у базового звена; t - число вершин звеньев; n - общее число подвижных звеньев; n_i - число подвижных звеньев с t вершинами; p - общее число кинематических пар; p_i - число кинематических пар i -той подвижности; k - число независимых замкнутых контуров; Π - подвижность пространства, в котором синтезируется механизм; S - число присоединений к стойкам; $i=1,2,3,4,5$ - целочисленный индекс; $j=0,1,2,\dots$ - целочисленный индекс.

Так как желательно, чтобы ИМ ВПУ был относительно простым, то пусть он соответствует следующим начальным условиям синтеза: $\Pi=3$; $W=1$; $k=2$; $T=3$.

Структурная математическая модель ИМ после подстановки начальных условий в (1) примет вид:

$$(2) \quad \begin{cases} p = 1/2 \cdot (3n_3 + 2n_2 + s); \\ n = n_3 + n_2; \\ p = p_1 + p_2; \\ 2 = p - n; \\ 1 = p_1 + 2p_2 - 6. \end{cases}$$

Для упрощения ИМ будем использовать в нем только одно трехвершинное звено ($n_3=1$) и одну 2-х подвижную кинематическую пару ($p_2=1$), тогда целочисленными корнями структурной модели (2) являются следующие значения: $s=3$; $p=6$; $n=4$; $p_1=5$; $n_2=3$, то есть синтезируемый механизм должен иметь: пять неподвижных кинематических пар; четыре подвижных звена; три присоединения к стойке.

В соответствии с [4] найдем общее число C возможных разновидностей ИМ, соответствующих условиям синтеза.

$$(3) \quad C = q^u.$$

где u - число кинематических пар, входящих в механизм, образуемых из q видов кинематических пар.

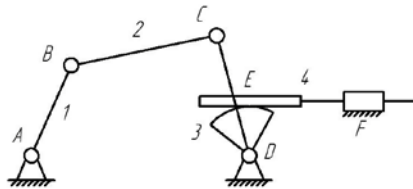
Допуская в механизме только вращательные и поступательные кинематические пары (p_1), а так же зубчатое зацепление (p_2) из формулы (3) получим

$$C = 3^6 = 729.$$

Итак, в результате синтеза ИМ можно получить 729 различных структурных схем, отвечающих начальным условиям синтеза.

4. Результаты и дискуссия

Структурный синтез ИМ ВПУ. Проведенные исследования показали, что из 729 возможных исполнений механизмов для синтеза ИМ ВПУ реально подходит только структурная схема, приведенная на фиг.1.



Фиг. 1 А,В,С,Д - вращательные кинематически пары; Е-зубчатое зацепление, F – поступательная кинематическая пара; 1,2,3,4 – звенья.

Из фиг. 1 видно, что синтезированный механизм состоит из шарнирного четырехзвенника и реечного зубчатого механизма. Этот исполнительный механизм сначала преобразует вращение кривошипа 1 в возвратно-вращательное движение коромысла (зубчатого сектора) 3. Затем возвратно-вращательное движение коромысла преобразуется в возвратно-поступательное движение рейки (штока) 4.

Кинематический анализ ИМ ВПУ. Синтезированный механизм образован в результате последовательного объединения шарнирного четырехзвенника и зубчатого механизма (зубчатый сектор - рейка). Следовательно, чтобы исследовать кинематику этого механизма, необходимо предварительно проанализировать кинематику механизмов его образовавших.

В соответствии с [5], кинематическая модель шарнирного механизма имеет следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_2 = \arccos(c \cdot \cos v) - v; \\ \varphi_2 = \arccos(c \cdot \cos v) + v \\ c = \frac{q^2 + u^2 - l_3^2 + l_2^2}{2ql_2}; \\ a = \frac{q^2 + u^2 - l_3^2 + l_2^2}{2ql_2}; \\ tg v = \frac{u}{q}; \\ q = l_4 - l_1 \cos \varphi_1; \\ u = l_1 \sin \varphi_1; \\ \omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 + \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \\ \omega_3 = \omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \\ \varepsilon_2 = \frac{\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + \omega_3^2 l_3 + \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)}{-l_2 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}; \\ \varepsilon_3 = \frac{\omega_1^2 l_1 \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + \omega_2^2 l_2 + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_2 + \varphi_3)}{-l_3 \sin(\varphi_2 + \varphi_3)}. \end{array} \right. \quad (4)$$

где: l_1, l_2, l_3 – длины 1,2,3, звеньев, соответственно; l_4 – расстояние между стойками; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы, между осью x и соответствующими звеньями; $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – соответственно, угловые скорости и ускорения соответствующих звеньев.

Кинематическая зависимость между линейной скоростью рейки V_4 и угловой скоростью сектора (коромысла) ω_3 имеет вид

$$V_4 = \omega_3 \cdot r_3$$

где: r_3 – радиус зубчатого сектора.

5. Заключение

И так в работе:

- Синтезирован исполнительный механизм ВПУ, в котором амплитуда колебаний рабочих органов явно не зависит от мощности привода, и поэтому может быть максимально приближена к оптимальной.

- Построена кинематическая модель синтезированного ИМ ВПУ, которая позволяет определить закон движения всех звеньев и точек механизма.

6. Литература

1. Бажин В.Т., Литвинова А.А. Разработка и исследование электромагнитной мешалки. – В сб. Электромагнитные машины ударного действия. Новосибирск. ИГД СО АН СССР, 1978г. с.101...103.
2. Вибромешалка: пат. 233616 Рос. Федерация. № 1045259/23-26 заявл. 24.12.1965; опубл. 24.12.1968 Бюл. №3.
3. Смелягин А.И. Синтез и исследование машин и механизмов с электромагнитным приводом. Новосибирск: Новосибирский университет, 1991г.. 249 с.
4. Смелягин А.И.. Структура механизмов и машин. М. Высш. шк., 2006г. 304 с.
5. Гордиенко Э.Л., Лазарев Н.А. Кинематическое исследование шарнирного четырехзвенника аналитическим методом. Методические указания к выполнению лабораторной работы №2 по курсу «Теория механизмов и машин». Донецк: ДонНТУ, 2005. 10с.