

должно в пять раз превосходить количество машин четвертого типа. Кроме того, предприятие следует ориентировать на выполнение задач I, IV и V видов, т. е. делать его более специализированным, иначе уменьшится гарантированный выигрыш, равный 450 денежных единиц.

Если же предприятие может закупить один вид оборудования, либо заказчики не задумываются над минимизацией своих расходов, то можно определить предпочтительную стратегию предприятия с помощью критериев Байеса, Лапласа, Гурвица, Вальда и Сэвиджа. В результате оценки мы получаем, что предприятию рекомендуется закупать оборудование третьего типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Экономико-математические методы и модели: Учеб. пособие / Н. И. Холод, А. В. Кузнецов, Я. Н. Жихар и др., 2002.

УДК 621.949-229(088.8)

Драгун Ю.А.

КИНЕМАТИКА ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ

*Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

Научный руководитель канд. техн. наук, доцент Молочко В.И.

В статье рассматривается кинематика фрикционных механизмов с эксцентрикными катками. Показано, что при ведомом эксцентрикном катке неравномерность его вращения возрастает до 60% по сравнению с цилиндрическим ведомым катком. Фрикционные механизмы у которых один из катков выполнен в виде эксцентрика (рис. 1), применяют для передачи вращательного движения между параллельными валами с переменным межосевым расстоянием.

Необходимость использования такого рода механизмов возникает в упаковочных автоматах, текстильных, металлургических и ряде других машин.

Для обеспечения силового замыкания высшей пары, одна из опор, например, опора ведомого катка устанавливается на подвижном подпружиненном звене. Если такое звено выполнено в виде ползушки, то опора ведомого катка совершает малые возвратно-поступательные перемещения. Если же опора катка установлена на коромысле, что конструктивно и технологически более предпочтительно, то при достаточно большой его длине малые возвратно-дуговые перемещения опоры катка практически могут рассматриваться как прямолинейные. Фрикционные механизмы, представленные на рис. 1, отличаются друг от друга тем, что в одном из них (рис. 1, а) эксцентрикный каток является ведущим звеном, а в другом (рис. 1, б) – ведомым звеном.

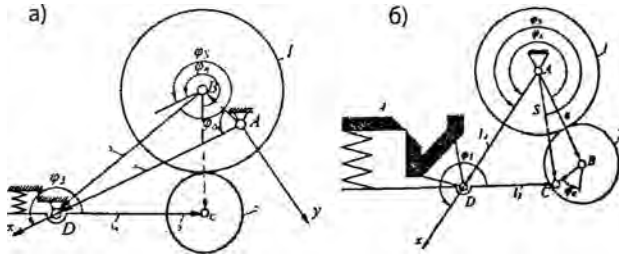


Рисунок 1 – Фрикционные механизмы с эксцентриковыми катками

Основной задачей кинематического исследования в данной статье является определение степени неравномерности вращения ведомого катка для обоих вариантов фрикционных механизмов.

Для удобства проведения кинематического анализа был принят единый для обоих механизмов порядок обозначения звеньев, в соответствии с которым цифрами обозначались реальные звенья, например, 1 и 2 – соответственно ведущий и ведомый фрикционные катки; 3 – опорное коромысловое звено; 4 – неподвижное звено; а буквами – условные звенья: a – эксцентриситет эксцентрикового катка; b – фиктивное (условно вводимое) стержневое звено, соединяющее центры фрикционных катков и обеспечивающее геометрическое замыкание высшей пары.

Каждый из представленных на рисунке 1 фрикционных механизмов фактически состоит из двух составляющих механизмов, смонтированных на общей неподвижной стойке 4: дифференциального с катками 1, 2 и фиктивным водилом и шарнирно-рычажного $a, b, 3$, имеющего вид кривошипно-коромыслового (рисунок 1, а) или двухкоромыслового $b, a, 3$ (рисунок 1, б) четырехзвенника. Исходя из наличия в составе фрикционных механизмов дифференциального механизма можно записать первое кинематическое уравнение

$$\frac{\omega_1 - \omega_B}{\omega_2 - \omega_B} = i_{12}^a, \quad (1)$$

в котором ω_1 и ω_2 – угловые скорости фрикционных катков 1 и 2, ω_B – угловая скорость фиктивного водила b , i_{12}^a – передаточное отношение между

катками 2 и 1 при остановленном водиле в равное $i_{12}^a = -\frac{D_2}{D_1} \zeta$, D_1 и D_2 –

соответственно диаметры катков 1 и 2 и ζ – коэффициент упругого проскальзывания катков, изменяющийся от 0,995 (для передач, работающих всухую) до 0,95 (для передач (вариаторов), работающих в масле при значительных передаточных отношениях). Знак минус соответствует внешнему контакту катков.

Присутствие шарнирно-рычажного четырехзвенника дает второе кинематическое уравнение:

$$\omega_a = i_{aa} \omega_a \quad (2)$$

Подставляя (2) в (1), получим

$$\frac{\omega_1 - i_{aa} \omega_a}{\omega_2 - i_{aa} \omega_a} = i_{12}^*$$

Для фрикционных механизмов с ведущим эксцентриковым катком $\omega_a = \omega_1$; следовательно, угловая скорость ведомого цилиндрического катка 2 в этом случае будет определяться равенством

$$\omega_2 = \omega_1 [i_{21}^* + i_{aa}(1 - i_{21}^*)] = \omega_1 i_{21}, \quad (3)$$

в котором

$$i_{21}^* = i_{21} + i_{aa}(1 - i_{21}) \quad (4)$$

Для фрикционных механизмов с ведомым эксцентриковым катком $\omega_a = \omega_2$; следовательно, в этом случае

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{i_{21}^*}{1 - i_{aa}(1 - i_{21}^*)} = \omega_1 i_{21}, \quad (5)$$

где

$$i_{21} = \frac{i_{21}^*}{1 - i_{aa}(1 - i_{21}^*)} \quad (6)$$

Как видно из уравнений (3...6) угловая скорость ω_2 и передаточное отношение i_{21} зависят от переменного передаточного отношения i_{aa} , которое является характеристикой шарнирно-рычажного четырехзвенника.

Для нахождения параметра i_{aa} запишем уравнение замкнутости векторного контура ABCD:

$$\vec{a} + \vec{b} = \vec{l}_4 + \vec{l}_3, \quad (7)$$

которое оказывается одинаковым для обоих вариантов фрикционных механизмов.

Проецируя уравнение (7) на оси координат xAy, связанные с неподвижным звеном l_4 , получим два уравнения:

$$a \cos \varphi_a + b \cos \varphi_b = l_4 + l_3 \cos \varphi_3, \quad (8)$$

и

$$a \sin \varphi_a + b \sin \varphi_b = l_3 \sin \varphi_3, \quad (9)$$

Дифференцирование равенства (8) по обобщенной координате φ_a дает

$$a \sin \varphi_a + b i_{aa} \sin \varphi_b = l_3 i_{21} \sin \varphi_3 \quad (10)$$

Используя прием поворота системы координат xAy на угол $-\varphi_3$ уравнение (10) можно привести к виду

$$i_{aa} = \frac{a \sin(\varphi_a - \varphi_3)}{b \sin(\varphi_b - \varphi_3)} \quad (11)$$

В равенство (11) входят неизвестные углы φ_b и φ_3 , которые могут быть найдены из тригонометрических уравнений (8) и (9). Решение таких уравнений приведено в [1]. Поэтому сразу запишем окончательные формулы:

$$\cos \varphi_b = -\frac{1}{1+B^2} \left[A \mp B \sqrt{1 - (A^2 - B^2)} \right] \quad (12)$$

и

$$\cos \varphi_3 = (a \cos \varphi_a - l_4 + \varepsilon \cos \varphi_a) / \varepsilon \quad (13)$$

где

$$B = \frac{a \sin \varphi_a}{a \cos \varphi_a - l_4}$$

и

$$A = \frac{a^2 \sin^2 \varphi_a + a^2 \cos \varphi_a - 2a l_4 \cos \varphi_a + l_4^2 + b^2 - l_3^2}{2b(a \cos \varphi_a - l_4)}$$

Знак \mp перед подкоренным выражением в формуле (12) связан с двумя возможными вариантами сборки шарнирно-рычажного четырехзвенника.

Степень неравномерностей δ вращения ведомого катка 2 может быть определена по формуле

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - i_{21\min}}{\omega_{2cp}} \quad (14)$$

или, подставляя вместо $\omega_{2\max}$, $\omega_{2\min}$ и ω_{2cp} их аналоги $i_{21\max}$, $i_{21\min}$ и i_{21}^* , по формуле

$$\delta = \frac{i_{21\max} - i_{21\min}}{i_{21}^*} \quad (14a)$$

В качестве примера нами был произведен расчет кинематических параметров двух конкретных фрикционных механизмов, имевших общие параметры: $a=2$ мм, $D_1=144$ мм, $D_2=96$ мм, $l_3=110$ мм и $l_4=172,5$ мм. Разница между механизмами заключалась лишь в том, что в одном случае в виде эксцентрика выполнен ведущий фрикционный каток диаметром $D_1=144$ мм, а во втором ведомый фрикционный каток диаметром $D_2=96$ мм. Очевидно, что в обоих случаях межосевое расстояние между фрикционными катками было одинаковым и равным $\varepsilon=0,5(96+144)=120$ мм, а передаточное отношение $i_{21} = -\frac{D_1}{D_2} = -\frac{144}{96} = -1,4925$.

Результаты расчета по двум вариантам фрикционных механизмов сведены в таблицу 1.

На основании расчетных данных следует, что в соответствии с формулой (14a) степень неравномерности вращения ведомого цилиндрического катка при ведущем эксцентрике равна $\delta_1 = \frac{1,53 - 1,45}{1,4925} = 0,054$, а при ведущем

цилиндрическим и ведомом эксцентриковым катке $\delta_2 = \frac{1,56 - 1,43}{1,4925} = 0,087$.

Следовательно, вторая схема фрикционного механизма увеличивает степень неравномерности вращения ведомого вала примерно на 60% по сравнению с первой.

Таблица 1

Варианты фрикционных механизмов					
Первый			Второй		
φ_1 , град	φ_2 , град	i_{21}	φ_2 , град	φ_1 , град	i_{11}
0	0	-1,46	0	0	-1,54
30	-45,854	-1,45	-45,854	30	-1,49
60	-91,858	-1,45	-91,858	60	-1,45
90	-137,710	-1,46	-137,710	90	-1,43
120	-183,125	-1,48	-183,125	120	-1,45
150	-227,933	-1,50	-227,933	150	-1,50
180	-272,120	-1,52	-272,120	180	-1,54
210	-315,843	-1,53	-315,843	210	-1,56
240	-359,374	-1,53	-359,374	240	-1,55
270	-402,900	-1,52	-402,900	270	-1,50
300	-447,172	-1,50	-447,172	300	-1,45
330	-491,900	-1,48	-491,900	330	-1,43
360	-537,300	-1,46	-537,300	360	-1,45

Таким образом, проведенное кинематическое исследование показало, что с точки зрения равномерности вращения первая схема фрикционного механизма предпочтительнее. Тем не менее, если требования к равномерности вращения ведомого вала невысоки, применение второй схемы фрикционных механизмов практически также возможно, поскольку в случае необходимости перестройки передаточного отношения замена фрикционного катка, установленного на подвижном откидном звене, более удобна, чем такая же операция по замене катка на ведущем стационарном валу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шимкович, А.А. Механика. Изд-во «Высшая школа» М.: - 1969, 384 с.

УДК 539.197

Зейдин С.С.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОРРОЗИОННЫХ И ЭЛЕКТРОКАТАЛИТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ В ЩЕЛОЧНЫХ СРЕДАХ

*Белорусский государственный технологический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

Научный руководитель канд. физ.-мат. наук Чаевский В.В.

Ti- и TiN-покрытия осаждались на сталь Ст.3 и титан методом конденсации с ионной бомбардировкой. Электрохимическое поведение покрытий исследовалось в 3% NaCl среде. Коррозионные процессы локализованы и протекают через поры в покрытиях. Коррозионная стойкость Ti-покрытий