

4. для предотвращения фазовых превращений в стальной основе паяного твердосплавного инструмента и связанных с этим изменений механических показателей стальной подложки при разработке припоев желательного, чтобы они имели температуру плавления не выше 900 К.

5. для значительного повышения механических показателей стального корпуса паяного твердосплавного инструмента необходимо проводить отпуск, особенно миниатюрного инструмента небольшого сечения, например, дереворежущих дисковых пил.

6. для обеспечения высоких механических показателей и стабильности качества, особенно многолезвийного твердосплавного паяного инструмента, необходимо осуществлять активный контроль за температурой и скоростью нагрева в зоне пайки.

УДК 621.088

Молочко В.И., Данильчик С.С.

КИНЕМАТИКА ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПОСТУПАТЕЛЬНО ПЕРЕМЕЩАЮЩИМСЯ ОПОРНЫМ ЗВЕНОМ

*Белорусский национальный технический университет,
Минск, Республика Беларусь*

Фрикционные механизмы с обычными цилиндрическими катками применяют для передачи вращения между параллельными валами с постоянным межшарнирным (межосевым) расстоянием L . У таких механизмов (рис. 1) величина L совпадает с межцентровым расстоянием (расстоянием между геометрическими центрами катков) $l_{мц}$; т.е. в данном случае $L = l_{мц} = R_1 + R_2 = const$.

Известно, что для нормальной работы любых фрикционных механизмов должно быть обеспечено силовое замыкание высшей пары; достигается это либо сборкой катков с натягом, либо установкой одной из опор (на рис. 1 — опоры катка 2) на подвижном стержневом звене C , имеющим возможность вертикального перемещения относительно стойки под действием подпорной пружины 3. Второе конструктивное исполнение получило большее распространение на практике, так как величина силы прижима катков друг к другу в этом случае не зависит от величины износа рабочих поверхностей соприкасающихся катков.

Следует отметить, что в практике машиностроения, например, в металлургических и текстильных машинах, в различного рода упаковочных и дру-

гих автоматах возникает необходимость передачи вращения между параллельными валами не только с постоянным, но и переменным межосевым расстоянием L . Такая задача обычно решается с помощью зубчато-рычажных механизмов; однако она может быть решена и с помощью более простых в изготовлении фрикционно-рычажных механизмов.

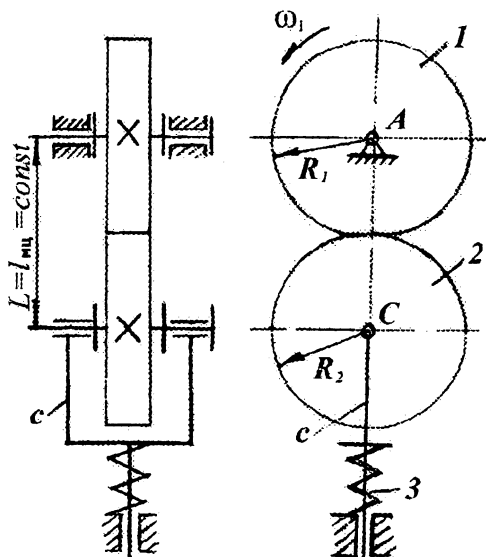


Рис. 1.

В этом случае один из цилиндрических катков выполняют в виде эксцентрика, причем прижим катков друг к другу (и, соответственно, силу сцепления на их рабочих поверхностях) обеспечивают на уровне, достаточном для преодоления рабочего момента сопротивления на ведомом катке и передачи ему движения во всех положениях механизма.

В эксцентриковых фрикционных механизмах межцентровое расстояние l_{mc} остается постоянным по величине и равным (как и в обычных механизмах) $l_{mc} = R_1 + R_2$. Однако, оно меняет свое положение в пространстве вследствие того, что катки 1 и 2 совершают обкаточное (планетарное) движение. В связи с этим межцентровое расстояние AC (рис. 2,а), обозначенное в данном случае как вектор \vec{e} , можно рассматривать как фиктивное водило [1], а весь механизм — как комплекс дифференциальной фрикционной передачи 1,2,в и стержневого кривошипно-ползунного механизма ABC с подвижными звеньями, обозначенными для их отличия от цифровой нумерации цилиндрических катков буквами $a, в, с$.

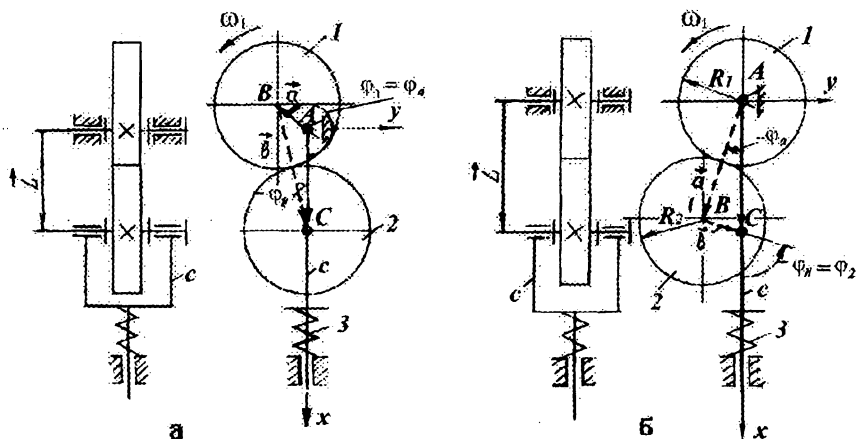


Рис. 2.

Степень подвижности W такого комплексного механизма равна двум, причем одна из них (для данного механизма — главная) связана с вращением ведомого фрикционного катка 2, к которому приложен рабочий момент сопротивления, а вторая — с возвратно-поступательным вертикальным перемещением опорного звена c под совместным действием ведущего эксцентрика 1 и прижимной пружины 3.

Целью кинематического анализа исследуемого фрикционного механизма является нахождение угловых положений, скоростей и ускорений ведомого цилиндрического катка 2 по известному закону вращения ведущего катка-эксцентрика 1.

Кинематический анализ механизма удобно начать с определения угловой скорости ω_2 ведомого катка 2.

В соответствии с теоремой Виллиса для дифференциальной фрикционной передачи 1, 2, ϵ можно записать

$$\frac{\omega_2 - \omega_\epsilon}{\omega_1 - \omega_\epsilon} = \frac{\omega_2 - \omega_\epsilon}{\omega_a - \omega_\epsilon} = i_{21}^{(\epsilon)},$$

откуда

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot i_{21}^{(\epsilon)} + \omega_{\epsilon a} \cdot (1 - i_{21}^{(\epsilon)}), \quad (1)$$

где $\omega_1 = \omega_a$ — заданная угловая скорость эксцентрикового катка, ω_ϵ — угловая скорость фиктивного водила ϵ и $i_{21}^{(\epsilon)}$ — передаточное отношение между катками 1 и 2 при остановленном водиле ϵ , равное:

$$i_{21}^{(\epsilon)} = -R_1 / R_2$$

Поскольку водило ϵ является одновременно шатуном кривошипно-ползунного механизма ABC , то его угловую скорость ω_ϵ можно выразить через передаточное отношение $i_{\epsilon a} = \frac{\omega_\epsilon}{\omega_a} = \frac{\omega_\epsilon}{\omega_1}$. Поэтому уравнение (1) можно представить и в таком виде:

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot (i_{21}^{(\epsilon)} + i_{ba} \cdot (1 - i_{21}^{(\epsilon)})) \quad (1)$$

Входящая в уравнение (1') передаточная функция $i_{\epsilon a}$ известна: она определяется путем проведения кинематического анализа кривошипно-ползунного механизма ABC и при принятых обозначениях звеньев, а также выбранных направлениях координатных осей x, y и векторов \vec{a} и \vec{b} (рис. 2,а), имеет вид:

$$i_{\epsilon a} = -\frac{a}{\epsilon} \cdot \frac{\cos \varphi_a}{\cos \varphi_\epsilon} = -\lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \varphi_\epsilon}, \quad (2)$$

причем угол φ_ϵ определяется из соотношения:

$$\varphi_\epsilon = \arcsin \cdot \left(-\frac{a \cdot \sin \varphi_a}{\epsilon} \right) = \arcsin(-\lambda \cdot \sin \varphi_a) \quad (3)$$

(в формулах (2) и (3) коэффициент $\lambda = a/\epsilon$).

При необходимости нахождения угловых положений звена 2 проинтегрируем выражение

$$d\varphi_2 = d\varphi_1 \cdot i_{21} + d\varphi_\epsilon \cdot (1 - i_{21}),$$

полученное из (1) умножением на dt . В результате получим:

$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot i_{21}^{(\epsilon)} + \varphi_\epsilon (1 - i_{21}^{(\epsilon)}) + C$$

Если в качестве начального принять нижнее предельное положение кривошипно-ползунного механизма, то при выбранных направлениях векторов, изображающих отрезки \vec{a} и \vec{b} , $\varphi_a = \varphi_\epsilon = 0$. Если в качестве начала отсчета угла φ_2 относительно оси x выбрать на катке 2 радиусную прямую, совпадающую в данный момент с осью x а, следовательно, и с нулевыми положениями кривошипа и водила, то и угол φ_2 также будет равен 0. При таких условиях $C=0$ и тогда

$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot i_{21} + \varphi_\epsilon (1 - i_{21}^{(\epsilon)}) \quad (3)$$

Угловое ускорение звена 2 определится дифференцированием выражения (1).

Если закон вращения катка 1 выражается функцией $\varphi_1 = \omega_1 t$, а $\omega_1 = const$, то тогда

$$\epsilon_2 = \epsilon_\epsilon (1 - i_{21}^{(\epsilon)}) \quad (4)$$

Угловое ускорение ε_ε шатуна также определяется из рассмотрения кривошипно-ползунного механизма ABC; оно равно

$$\varepsilon_\varepsilon = \omega_1^2 \cdot i_{\varepsilon a}^1, \quad (5)$$

причем $i_{\varepsilon a}^1$ определяется дифференцированием соотношения (2) по обобщенной координате $\varphi_1 = \varphi_a$ и равно

$$i_{\varepsilon a}^1 = \frac{a \sin \varphi_a + b i_{\varepsilon a}^2 \sin \varphi_b}{\varepsilon \cos \varphi_3} = \frac{a \sin \varphi_a (1 - i_{\varepsilon a}^2)}{\varepsilon \cos \varphi_3} \quad (6)$$

Если эксцентриком будет ведомый каток 2 (рис. 2, б), то тогда, используя теорему Виллиса, можно записать

$$\frac{\omega_2 - \omega_a}{\omega_1 - \omega_a} = \frac{\omega_\varepsilon - \omega_a}{\omega_1 - \omega_a} = i_{21}^{(a)},$$

откуда после преобразования получаем

$$\omega_2 = \omega_\varepsilon = \omega_1 i_{21}^{(a)} + \omega_a (1 - i_{21}^{(a)}) \quad (7)$$

Здесь ω_1 — заданная угловая скорость ведущего цилиндрического катка, ω_a — угловая скорость фиктивного водила (в данном случае коромысла a), а ω_2 — искомая угловая скорость ведомого эксцентрика 2.

Из рассмотрения коромысло-ползунного механизма ABC с полнооборотным шатуном ε угловая скорость ω_a коромысла a может быть выражена через передаточное отношение i_{a1} :

$$\omega_a = \omega_1 i_{a1} = \omega_1 i_{ab} \cdot i_{\varepsilon 1} \quad (8)$$

Передаточное отношение $i_{\varepsilon 1}$ получим делением уравнения (7) на ω_ε :

$$i_{\varepsilon 1} = [1 - i_{a\varepsilon} (1 - i_{21}^{(a)})] \cdot i_{12}^{(a)}$$

Поскольку $i_{\varepsilon 1} = 1/i_{1\varepsilon}$, то окончательно

$$i_{1\varepsilon} = \frac{i_{21}^{(a)}}{1 - i_{ab} (1 - i_{21}^{(a)})} \quad (9)$$

Передаточная функция $i_{a\varepsilon}$ определится из кинематического анализа коромысло-ползунного механизма. С учетом выбранных направлений координатных осей x , y и векторов \vec{a} и $\vec{\varepsilon}$ (рис. 2, б)

$$i_{a\varepsilon} = -\frac{\varepsilon \cos \varphi_\varepsilon}{a \cos \varphi_a} \quad (10)$$

$$\text{Причем } \varphi_a = \arcsin\left(-\frac{\varepsilon}{a} \sin \varphi_\varepsilon\right) = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_\varepsilon}{\lambda}\right) \quad (11)$$

Для расчета $i_{a\epsilon}$ необходимо знать зависимость углов φ_a и φ_ϵ от заданного угла φ_1 . Для этого умножим уравнение (7) на dt , а затем проинтегрируем. В результате получим:

$$\varphi_2 = \varphi_\epsilon = \varphi_1 \cdot i_{21}^{(a)} + \varphi_a (1 - i_{21}^{(a)}) + C \quad (12)$$

Для определения постоянной C примем в качестве начального нижнее предельное положение механизма. Тогда $\varphi_\epsilon = \varphi_a = 0$. Определим также в качестве начального положение радиуса на катке 1, совпадающее с осью x . Тогда и $\varphi_1 = 0$. Следовательно, с учетом принятых начальных условий $C=0$ и функция (12) примет вид

$$\varphi_1 = i_{12}^{(a)} [\varphi_\epsilon - \varphi_a (1 - i_{21}^{(a)})] \quad (13)$$

Подставляя в (13) вместо φ_a его значения из формулы (11), получим зависимость между φ_ϵ и φ_1 :

$$\varphi_1 = i_{12}^{(a)} \left[\varphi_\epsilon - (1 - i_{21}^{(a)}) \arcsin \left(-\frac{\epsilon}{a} \sin \varphi_\epsilon \right) \right] \quad (14)$$

Поскольку связь между неизвестным угловым параметром φ_ϵ и заданным параметром φ_1 выражена в неявной форме, следует идти от противного, т.е. учитывая то, что ведомый эксцентрик 2 совершает непрерывное вращение, следует задаться значениями угла φ_ϵ от 0 до 2π через определенный угловой интервал, по формулам (11) и (12), получить ряд соответствующих значений параметров φ_a и φ_1 , затем по равенствам (10), (9) и (8) рассчитать соответствующие значения передаточных функций $i_{a\epsilon}$, $i_{\epsilon 1}$ и угловой скорости ω_a , после чего по формуле (7) найти искомое значение угловой скорости ω_2 ведомого катка 2.

Угловое ускорение ведомого катка-эксцентрика 2 определится дифференцированием по dt уравнения (7)

$$\epsilon_2 = \epsilon_\epsilon = \epsilon_a (1 - i_{21}^{(a)}) = \omega_1^2 \cdot i_{a1}^1 (1 - i_{21}^{(a)}) \quad (15)$$

Передаточную функцию i_{a1} можно представить как $i_{a1} = i_{a\epsilon} \cdot i_{\epsilon 1}$. Тогда

$$\begin{aligned} i_{a1}^1 &= \frac{di_{a1}}{d\varphi_1} = \frac{d(i_{a\epsilon} \cdot i_{\epsilon 1})}{d\varphi_1} = \frac{di_{a\epsilon}}{d\varphi_1} \cdot i_{\epsilon 1} + i_{a\epsilon} \frac{di_{\epsilon 1}}{d\varphi_1} = \\ &= \frac{di_{a\epsilon}}{d\varphi_b} \cdot \frac{d\varphi_\epsilon}{d\varphi_1} i_{\epsilon 1} + i_{a\epsilon} \frac{di_{\epsilon b 1}}{d\varphi_\epsilon} \cdot \frac{d\varphi_\epsilon}{d\varphi_1} = i_{a\epsilon}^1 \cdot i_{\epsilon 1}^2 + i_{a\epsilon} i_{\epsilon 1}^1 \cdot i_{\epsilon 1} \end{aligned} \quad (16)$$

Неизвестные производные $i_{a\epsilon}^1$ и $i_{\epsilon 1}^1$ найдутся дифференцированием по $d\varphi_\epsilon$ выражений (10) и (9):

$$i_{ae}^1 = \frac{\sigma \sin \varphi_\sigma (1 - i_{ae}^2)}{a \cos \varphi_a} \quad (17)$$

и

$$i_{e1}^1 = \frac{(1 - i_{21}^{(a)}) i_{ae}^1}{[1 - i_{ab} (1 - i_{21}^{(a)})]^2}, \quad (18)$$

после чего по формуле (16) определится производная i_{a1}^1 , а затем, с учетом (15), и искомое угловое ускорение $\varepsilon_2 = \varepsilon_a$ ведомого катка 2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молочко В.И. О структурных эквивалентах эксцентриковых механизмов с роликовыми толкателями. Машиностроение. Республиканский межведомственный сборник научных трудов. Вып. 18. — Мн: УП «Технопринт», 2002. — С. 415–420.

УДК 621.08

Молочко В.И., Данильчик С.С.

КИНЕМАТИКА ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ С КАЧАЮЩИМСЯ ОПОРНЫМ ЗВЕНОМ

*Белорусский национальный технический университет,
Минск, Республика Беларусь*

Фрикционные цилиндрические катки зачастую прижимают друг к другу с помощью подпружиненного двулучевого рычага. На рис. 1 представлены два варианта таких механизмов. В обоих случаях при их кинематическом анализе используется методика, примененная при кинематическом анализе фрикционных механизмов с поступательно перемещающимся опорным звеном [1]. Так для фрикционного механизма с ведущим эксцентриком (рис. 1, а) угловая скорость ω_2 ведомого цилиндрического катка 2 определяется, как и в предыдущем случае, из соотношения

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot i_{21}^{(\sigma)} + \omega_\sigma \cdot (1 - i_{21}^{(\sigma)}), \quad (1)$$

или с учетом равенства $\omega_\sigma = i_{\sigma a} \cdot \omega_1$, из соотношения

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot [i_{21}^{(\sigma)} + i_{ba} \cdot (1 - i_{21}^{(\sigma)})]. \quad (1')$$