

СИНТЕЗ ДВУХКОЛЕСНОГО ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПО ВЕЛИЧИНЕ ОБРАТНОГО ХОДА ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

**Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, профессор, Тутаяев С.В.
Одесская национальная академия пищевых технологий**

Решена задача геометрического синтеза динамически уравновешенного двухколесного зубчато-рычажного механизма с заданным обратным ходом выходного кривошипа с использованием алгебры действительной переменной. Приведен числовой пример.

The problem of geometrical synthesis dynamically-balanced two-g geared linkages by value of countermove angle with use of valid variable algebra is solved. The numerical example is adduced.

Ключевые слова: зубчато-рычажный механизм, синтез, смеситель.

Перемешивание сыпучих и жидких материалов является одним из наиболее распространенных процессов в пищевой, химической, фармацевтической и других отраслях промышленности.

Аппараты с перемешивающими устройствами широко используют для проведения таких процессов как выпаривание, кристаллизация, абсорбция, экстракция и др. Производительность этих машин зависит от интенсивности процесса перемешивания. Интенсификация процесса перемешивания позволяет повысить производительность установленного оборудования или снизить габаритные размеры при неизменной производительности.

Как правило, в смесителях рабочий орган совершает вращательное движение с постоянной скоростью. В таких смесителях (кроме турбинных закрытого типа) велика окружная составляющая скорости потоков материала. Продукт перемещается в направлении вращения рабочего органа.

Для повышения интенсивности перемешивания предлагаются различные конструкции рабочих органов, а также использование двух рабочих органов, создающих перекрестные потоки. Также повышения интенсивности процесса можно добиться путем повышения скоростей рабочих органов, однако, это не всегда возможно.

Одним из эффективных и наиболее простых методов повышения интенсивности смешивания и, следовательно, производительности машин, на наш взгляд является выбор закона движения рабочего органа.

Если предположить, что рабочий орган вращается неравномерно, и, кроме того, совершает обратный ход на некоторый заданный угол, то в момент обратного хода мы будем наблюдать возникновение встречных потоков материала. Это приведет к резкому возрастанию интенсивности перемешивания.

В работе [1] была решена задача определения величины обратного хода динамически уравновешенного двухколесного зубчато-рычажного механизма. В настоящей работе ставится задача по геометрическому синтезу динамически уравновешенного двухколесного зубчато-рычажного механизма по заданному значению обратного хода выходного звена, совершающего полный поворот.

В работе [1] установлено, что длины шатуна и выходного звена не влияют на величину обратного хода последнего. На величину обратного хода выходного звена влияет лишь часть удлиненной эпициклоиды, образующая петлю. На основании этого доказательства нами предлагается способ синтеза двухколесного зубчато-рычажного механизма с заданным значением обратного хода выходного звена.

На рис. 1 представлена часть удлиненной эпициклоиды, называемая “петлей”, и описываемая некоторой точкой B сателлита 2 двухколесного зубчато-рычажного механизма.

Совместим начало прямоугольной системы координат с центром вращения O водила, а ось x направим через точку взаимного пересечения удлиненной эпициклоиды.

Уравнение эпициклоиды в выбранной системе координат имеет вид [2]

$$x = (r_1 + r_2) \cos \varphi_H - a \cos\left(\frac{r_1 + r_2}{r_2} \varphi_H\right), \quad (1)$$

$$y = (r_1 + r_2) \sin \varphi_H - a \sin\left(\frac{r_1 + r_2}{r_2} \varphi_H\right), \quad (2)$$

где r_1, r_2 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес 1 и 2;

φ_H — угол поворота водила H ;

a — длина звена AB , жестко закрепленного с сателлитом 2.

Для получения петли необходимо выполнение неравенства $a > r_2$.

В работе [1] было установлено, что угол между двумя касательными, проведенными через начало координат к петле является углом обратного хода выходного звена. Поскольку “петля” симметрична относительно оси x достаточно определить координаты одной из точек касания, например $B_1(x_{B1}, y_{B1})$. Для симметричной точки B_2 соответственно имеем $x_{B2} = x_{B1}, y_{B2} = -y_{B1}$.

При известном значении передаточного отношения i_{12} между колесами 1 и 2 угол обратного хода зависит только от величины a . Отметим, что заданное передаточное отношение определяет, сколько обратных ходов требуется получить в течение одного оборота ведомого звена. Если $i_{12} < 1$, то число обратных ходов будет равно $1/i_{12} = i_{12}$, если же $i_{12} > 1$, то обратный ход будет наблюдаться за $1/i_{12}$ оборотов входного звена механизма, т.е. водила. Поскольку характер траектории точки B от абсолютных размеров механизма не зависит, то принимаем длину водила $l_{OA} = 1$. Тогда относительные значения радиусов колес 1 и 2 определяются выражениями:

$$r_1 = \frac{1}{i_{12} + 1}; r_2 = \frac{i_{12}}{i_{12} + 1}. \quad (3)$$

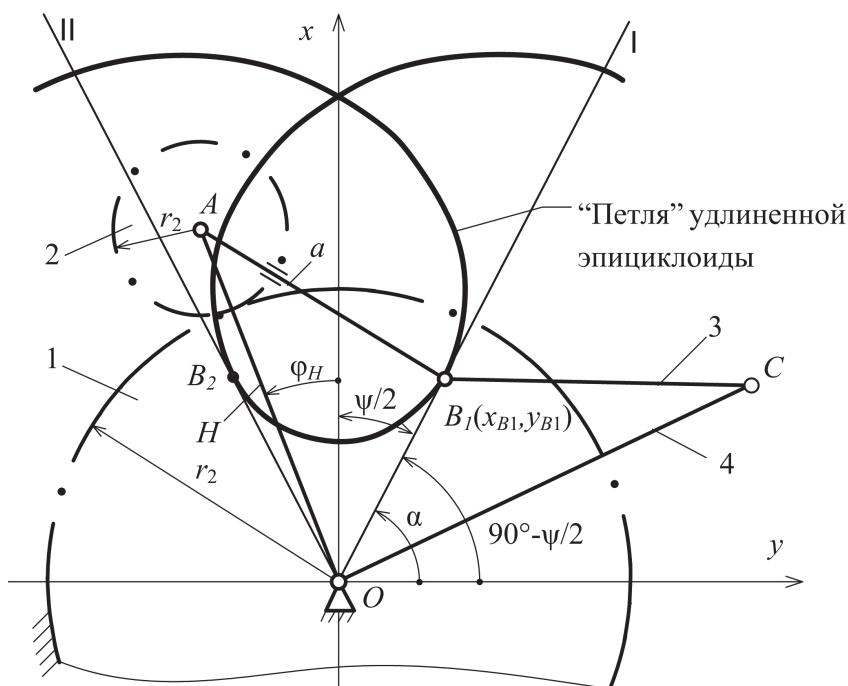


Рис. 1 – Расчетная схема для синтеза зубчато-рычажного механизма по величине обратного хода выходного звена

Принимая во внимание зависимости (3), уравнения (1) и (2) примут вид

$$x = \cos \varphi_H - \lambda \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \varphi_H \right], \quad (4)$$

$$y = \sin \varphi_H - \lambda \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \varphi_H \right], \quad (5)$$

где $\lambda = a/l_{OA}$ — относительная длина звена AB .

Предположим, длина λ нами найдена и построена часть удлиненной эпициклоиды – петля (см. рис. 1). Из точки O проводим к петле касательные I и II. Обозначим координаты точки касания прямой I с петлей через $x_B \equiv x_{B1}, y_B \equiv y_{B1}$. Тогда уравнение прямой OB_1 , проходящей через точки $B(x_{B1}, y_{B1})$ O имеет вид

$$y_{B1} = k x_{B1}, \quad (6)$$

где $k = \operatorname{tg} \frac{\Psi}{2}$ — коэффициент пропорциональности.

Поскольку прямая OI является касательной к эпициклоиде, то для коэффициента пропорциональности запишем

$$k = \frac{y'_B}{x'_B},$$

где x'_B, y'_B — производные функций (1) и (2) по переменной φ_H .

Имеем:

$$k = \frac{\cos \alpha - \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right]}{-\sin \alpha + \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right]} \quad (7)$$

или

$$k \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] - k \sin \alpha = \cos \alpha - \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right],$$

где α — угол поворота водила, при повороте на который точка B совпадает с точкой касания петли и прямой OI .

С учетом (1) и (2) на основании (6) запишем

$$\sin \alpha - \lambda \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] = k \cos \alpha - k \lambda \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right]. \quad (8)$$

В уравнениях (7) и (8) всего 2 неизвестных α и λ . Задача сводится к решению системы уравнений

$$\begin{cases} k \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] - k \sin \alpha = \cos \alpha - \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] \\ \sin \alpha - \lambda \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] = k \cos \alpha - k \lambda \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] \end{cases}. \quad (9)$$

Из первого уравнения системы (9) имеем

$$k \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] + \lambda \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] = \cos \alpha + k \sin \alpha$$

или

$$\lambda = \frac{\cos \alpha + k \sin \alpha}{k \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] + \left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right]}. \quad (10)$$

Из второго уравнения получим

$$k \lambda \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] - \lambda \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] = k \cos \alpha - \sin \alpha$$

или

$$\lambda = \frac{k \cos \alpha - \sin \alpha}{k \cos \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right] - \sin \left[\left(\frac{1+i_{12}}{i_{12}} \right) \alpha \right]}. \quad (11)$$

На основе (10) и (11), обозначив $\gamma=(1+i_{12})/i_{12}$, получим

$$\lambda = \frac{\cos \alpha + k \sin \alpha}{k\gamma \sin(\gamma\alpha) + \gamma \cos(\gamma\alpha)} = \frac{k \cos \alpha - \sin \alpha}{k \cos(\gamma\alpha) - \sin(\gamma\alpha)}. \quad (12)$$

Преобразовав последнее выражение, получим

$$(\cos \alpha + k \sin \alpha)(k \cos(\gamma\alpha) - \sin(\gamma\alpha)) = (k \cos \alpha - \sin \alpha)(k\gamma \sin(\gamma\alpha) + \gamma \cos(\gamma\alpha)). \quad (13)$$

Левую и правую части уравнения (13) представим в виде двух функций

$$y_1 = (\cos \alpha + k \sin \alpha)(k \cos(\gamma\alpha) - \sin(\gamma\alpha));$$

$$y_2 = (k \cos \alpha - \sin \alpha)(k\gamma \sin(\gamma\alpha) + \gamma \cos(\gamma\alpha)).$$

Значение α , при котором $y_1=y_2$ является решением данного уравнения. Для нахождения всех корней данной системы строим графики $y_1=y_1(\alpha)$ и $y_2=y_2(\alpha)$ (рис. 2). Точки пересечения этих графиков соответствуют грубым значениям искомых корней. Более точные значения можно определить последовательным приближением.

После нахождения угла α при помощи выражений (10) и (11) становится возможным определить величину λ .

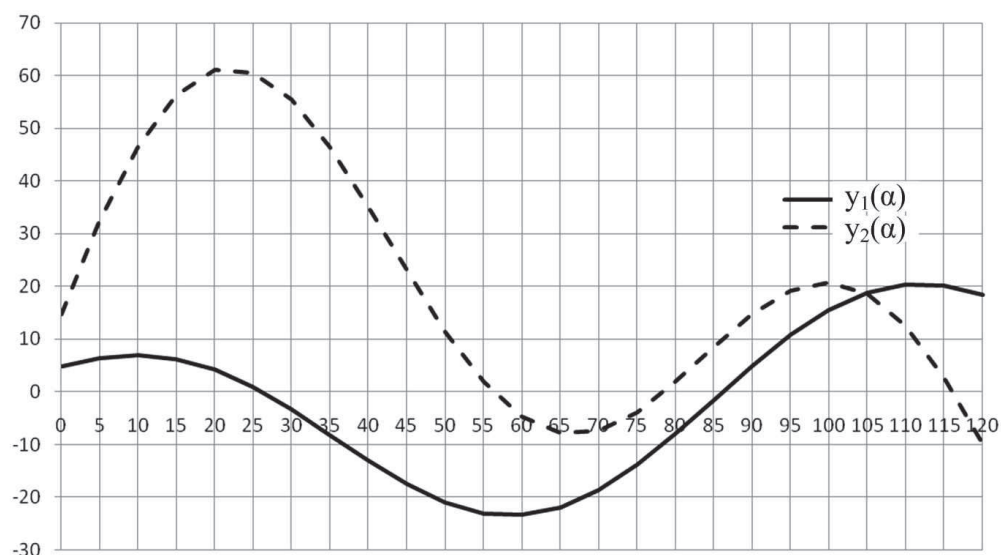


Рис. 2 – Графики функций $y_1=y_1(\alpha)$ и $y_2=y_2(\alpha)$

Пример

Определить параметры двухколесного ЗРМ, если величина обратного хода ведомого кривошипа составляет $\psi=23^\circ$, обратный ход выполняется два раза за один оборот ведомого звена.

Начальными условиями для синтеза было задано передаточное отношение $i_{12}=0,5$, длина водила $l_{OA}=150$ мм, а также коэффициент $k = \text{tg}(\psi/2) = \text{tg}11,5^\circ$.

Находим $\alpha=105^\circ$, получаем согласно (12) $\lambda=0,54$, или $a = \lambda \cdot l_{OA} = 0,54 \cdot 150 = 81$ мм.

Заключение. Решена задача геометрического синтеза динамически уравновешенного двухколесного зубчато-рычажного механизма с заданным обратным ходом выходного кривошипа с использованием алгебры действительной переменной, что позволяет не только интенсифицировать процесс смешивания за счет геометрии механизма, но и существенно повысить рабочие скорости и производительность.

Литература

1. Амбарцумянц, Р.В., Тутаев, С.В. К определению обратного хода зубчато-рычажного механизма / Р.В. Амбарцумянц, С.В. Тутаев, // Вестник ОНПУ. – 2008. – Вып. 1(29). – С. 40 – 44.
2. Артоболевский, И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.