

*А.Ф.КИРИЧЕНКО, д.т.н., А.Н.ВРУБЛЕВСКИЙ, к.т.н., Харьков*

## **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ В ЗАПОЛЮСНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА**

In the present job the theoretical premises for mining a technique and creation of a gear of an electronic type for monitoring exactitude of gears are submitted.

В данной работе рассматриваются только циклическая и кинематическая погрешности зубчатой передачи. Это ограничение сделано потому, что в настоящее время наиболее эффективным методом контроля точности изготовления зубчатых колес и передач является комплексная однопрофильная проверка [1]. При этом, сравнением поворотов ведомых звеньев двух систем, одна из которых состоит из зубчатой передачи, а вторая – из механизма, обеспечивающего эталонную передачу с заданным передаточным отношением, определяется кинематическая погрешность зубчатого колеса. Следует отметить, что для передач Новикова такой подход к контролю точности рассматривается впервые.

Такая комплексная однопрофильная проверка, несмотря на ее очевидные преимущества, до настоящего времени имеет весьма малое распространение в производственных условиях ввиду наличия ряда объективных трудностей создания приборов для ее выполнения.

Поэтому целесообразно эталонную передачу заменить математической моделью, и включить эту модель в программный комплекс прибора

для контроля качества изготовления зубчатой передачи.

Для вывода аналитического выражения которое учитывало бы влияние погрешности изготовления и монтажа на кинематическую точность и

плавность работы передачи нами использована известная методика исследования механизмов с высшими кинематическими парами [2].

Запишем уравнения движения точки принадлежащей зубьям обеих колес в подвижных декартовых системах координат, связанных с ведущим и ведомым зубчатыми колесами.

Введем в рассмотрение две неподвижные декартовы системы координат  $O_1x_1y_1z_1$  и  $O_2x_2y_2z_2$ , в которых оси  $z_1$  и  $z_2$  совпадают с осями вращения зубчатых колес, оси  $y_1$  и  $y_2$  совпадают с линией кратчайшего расстояния между осями вращения ведомого и ведущего зубчатых колес.

Рассмотрим реальный случай взаимного положения осей колес, учитывающий перекос осей – перекрещивающиеся оси. Обозначим угол скрещивания осей  $z_1$  и  $z_2$  -  $\delta$ , номинальное кратчайшее расстояние между осями -  $A$  и изменение этого расстояния вследствие погрешностей изготовления и монтажа-  $\Delta a$  (рис. 1).

Связь между координатами некоторой точки в данных системах координат можно выразить следующими формулами:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cdot \cos \delta - z_1 \cdot \sin \delta; \\ y_2 = y_1 - A - \Delta a; \\ z_2 = z_1 \cdot \cos \delta + x_1 \cdot \sin \delta. \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_1 = x_2 \cdot \cos \delta + z_2 \cdot \sin \delta; \\ y_1 = y_2 + A + \Delta a; \\ z_1 = z_2 \cdot \cos \delta - x_2 \cdot \sin \delta. \end{cases} \quad (2)$$

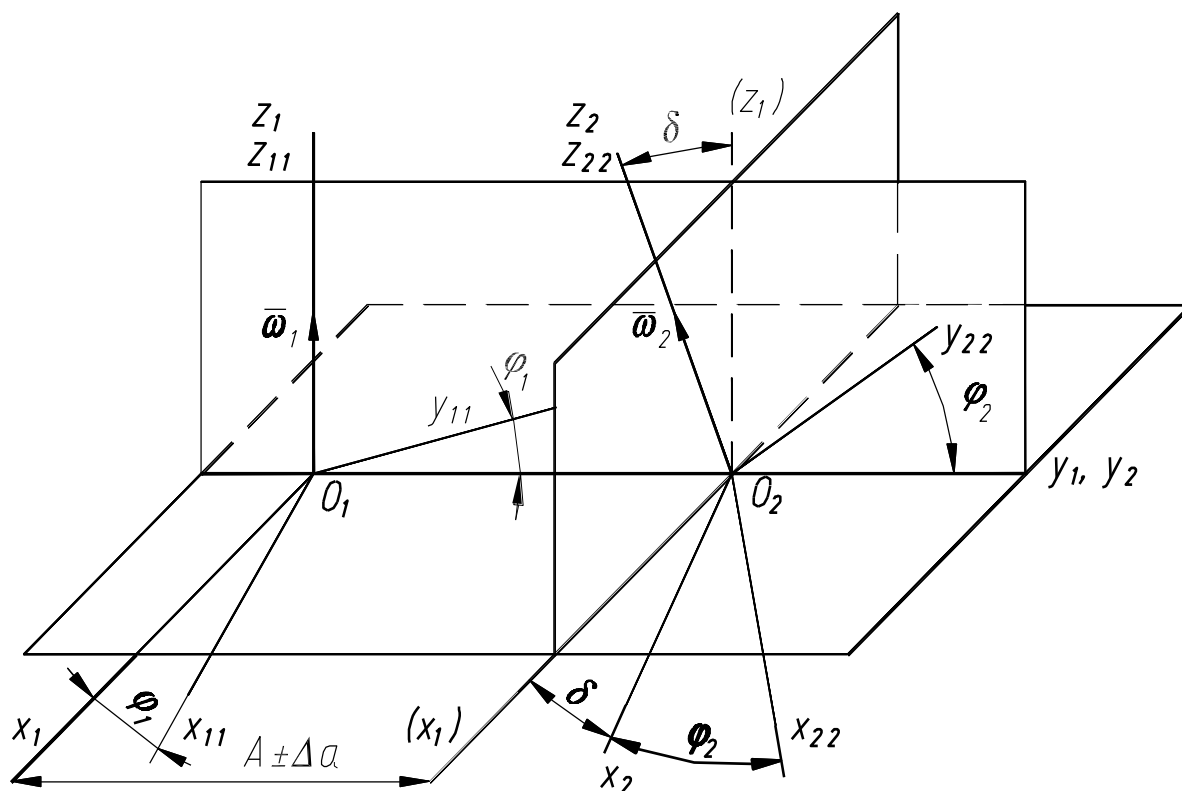


Рис. 1

Введем также две подвижные системы координат  $O_1x_{11}y_{11}z_{11}$  и  $O_2x_{22}y_{22}z_{22}$ , оси которых совпадают с осями  $z_1$  и  $z_2$ . Ось  $x_{11}$  составляет с осью  $x_1$  угол  $\varphi_1$ , равный текущему углу поворота первой неизменяемой системы. Ось  $x_{22}$  составляет с осью  $x_2$  угол  $\varphi_2$ , равный текущему углу поворота второй неизменяемой системы (рис.1).

Связь между координатами некоторой точки в данных системах координат можно выразить следующими формулами:

$$\begin{cases} x_{11} = x_1 \cdot \cos \varphi_1 + y_1 \cdot \sin \varphi_1 ; \\ y_{11} = y_1 \cdot \cos \varphi_1 - x_1 \sin \varphi_1 ; \\ z_{11} = z_1 . \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_{22} = x_2 \cdot \cos \varphi_2 + y_2 \cdot \sin \varphi_2 ; \\ y_{22} = y_2 \cdot \cos \varphi_2 - x_2 \sin \varphi_2 ; \\ z_{22} = z_2 . \end{cases} \quad (4)$$

Здесь  $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$ ,  $\varphi_2 = \omega_2 \cdot t$ , а  $\omega_1$  и  $\omega_2$  - угловые скорости ведомого и ведущего колес.

Установив таким образом декартовы системы координат, можно определить величины и направления относительной скорости совпадающих в данный момент времени точек, принадлежащим двум вращающимся системам. Решение этой задачи для идеального случая (без учета погрешностей) приводится в работах по теории зацепления, в частности [3].

Если ввести передаточное отношение, равное  $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ , то выражения для проекций вектора относительной скорости при рассмотрении движения первого тела относительно второго с учетом погрешностей будут иметь вид:

$$\begin{cases} V_{x_1} = \omega_1 \cdot [-y_1 + i_{21} \cdot (y_1 - A \pm \Delta a) \cdot \cos \delta]; \\ V_{y_1} = \omega_1 \cdot [x_1 \cdot (1 - i_{21} \cdot \cos \delta) + i_{21} \cdot z_1 \cdot \sin \delta]; \\ V_{z_1} = -\omega_1 \cdot i_{21} \cdot (y_1 - A \pm \Delta a) \sin \delta. \end{cases} \quad (5)$$

А абсолютная скорость точки:

$$V = \sqrt{V_{x_1}^2 + V_{y_1}^2 + V_{z_1}^2}. \quad (6)$$

Направляющие векторы отрицательных скоростей могут быть определены из выражений (5) и (6) при наличии погрешностей. А без учета погрешностей – из выражений (1 - 4) после их соответствующего преобразования в соответствие с работой [4]. По несовпадению полученных скоростей можно косвенно судить о влиянии погрешностей изготовления и монтажа на кинематическую точность передачи. Однако для производственных условий векторы рассогласования скоростей движения точки зацепления должны лечь в основу создания такого электронного преобразователя, который бы имитировал сравнение зацепления абсолютно точной математической пары с реальной.

Такой подход может лечь в основу определения кинематической

погрешности не только зацепления Новикова, но и любой другой системы зацепления.

Таким образом, в настоящей работе созданы теоретические предпосылки для разработки прибора однопрофильного контроля зубчатой передачи, а также для создания полей допусков в системе метрологического обеспечения при изготовлении зубчатых колес как единичного, так и в массовом производстве.

Особенно эффективный результат будет иметь место для передач Новикова, так как для этой системы невозможно создать эталонное зубчатое колесо [1] для различных параметров парного ведомого колеса. Поэтому здесь эталонное колесо будет мгновенно создаваться в электронном преобразователе по заданной математической модели и заданными параметрами измеряемой передачи. И будет сравниваться с реальной передачей.

**Список литературы:** 1. *Тайц Б.А.* Точность и контроль зубчатых колес. М.; Машиностроение, 1972 г., 368 с. 2. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1960 г., 444 с. 3. *Колчин Н.И., Литвин Ф.Л.* Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий. Машгиз, 1952. 4. *Новиков М.Л.* Зубчатые передачи с новым зацеплением. Издание ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958 г., 186 с