

А.Ф. КИРИЧЕНКО, А.И. ПАВЛОВ, В.И. ПЛЫГУН

ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Общая постановка. Основными погрешностями зубчатой передачи, рекомендованными для контроля стандартами и машиностроительными нормами, являются: погрешность окружного шага, эксцентриситет оси вращения, погрешность угла наклона зуба, отклонение общей нормали эвольвентного зацепления и т.д.

Из всех перечисленных погрешностей основными являются погрешность окружного шага и эксцентриситет оси вращения. Все остальные погрешности являются результатом комбинаций перечисленных погрешностей.

Анализ последних исследований. Комплексным критерием точности зубчатой передачи является функция передаточного отношения (ФПО). Именно эта функция входит в формулы определения нагрузки в зацеплении [1]. Ранее учесть отдельные погрешности при определении непостоянства нагрузки в зацеплении пытались А.И.Петрусевич [2], В.Л.Устиненко [3], Б.М.Абрамов [4], А.Ф.Кириченко [5] и др. Однако учесть все погрешности можно только используя понятие комплексной функции, которой является функция передаточного отношения.

Цель работы. Теоретическая функция передаточного отношения для зубчатой передачи с постоянным передаточным числом должна быть прямой линией ($u_0 = \text{const}$). Однако в силу перечисленных выше погрешностей эта функция имеет вид наложенных колебаний. Колебания ФПО с периодом, равным времени одного оборота, вызвана эксцентриситетом оси вращения, а колебания с зубцовой частотой вызваны погрешностью окружного. Другие погрешности вносят свои отклонения в ФПО. Так, например, погрешность угла наклона зуба для прямозубых колес влияет на распределение нагрузки вдоль зуба, что при нагружении приводит к другим деформациям в зацеплении. А эти деформации могут усугублять влияние погрешности окружного шага. При кинематических исследованиях погрешность угла наклона зубьев прямозубых колес сказывается меньше, чем для косозубых. Это происходит потому, что погрешность окружного шага мало изменяется по высоте зуба, а проявляется она в момент входа в зацепление последующей пары зубьев. Для косозубых передач это приводит к тому, что погрешность окружного шага будет изменяться по формуле

$$\Delta t^* = \Delta t(1 + \sin \Delta\beta), \quad (1)$$

где Δt - номинальная погрешность окружного шага,
 $\Delta\beta$ - погрешность угла наклона зубьев.

Если учесть, что $\Delta\beta$ - малая величина, то

$$\Delta t^* = \Delta t(1 + \Delta\beta). \quad (2)$$

Для исследования кинематической погрешности передачи (ФПО) используется установка, схема которой представлена на рис.1

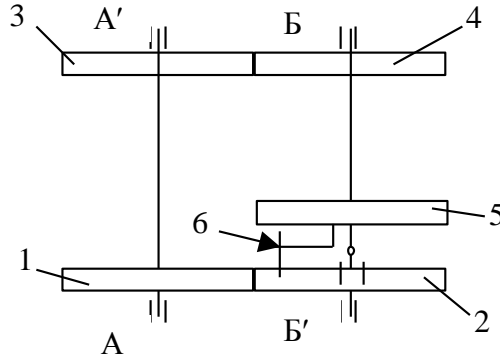


Рис.1 Схема установки

На установке с параллельными осями AA' и BB' размещены эталонные шестерни 1 и 2 и исследуемые 3 и 4 с одинаковым передаточным отношением. Между эталонной шестерней 2 и диском рассогласования 5 установлен датчик 6. При вращении вала AA' с постоянной угловой скоростью между диском рассогласования и эталонной шестерней возникает угол отклонения, который фиксируется измерительной аппаратурой с помощью токосъемного устройства.

Такая методика, применявшаяся ранее А.Г.Рейзиным [6], имеет один недостаток: при изготовлении «эталонной» передачи требуется идеальная точность. Чтобы в этом не было необходимости, предлагается другая методика, заключающаяся в том, что используется три передачи любой точности. Пусть относительная погрешность передач 1 и 2 $f_{12}=f_1+f_2$, передач 1 и 3 $f_{13}=f_1+f_3$, а передач 2 и 3 $f_{23}=f_3+f_2$, тогда можно записать систему уравнений

$$\begin{cases} f_1 + f_2 = f_{12}; \\ f_1 + f_3 = f_{13}; \\ f_2 + f_3 = f_{23}, \end{cases} \quad (3)$$

из решения которой можно найти абсолютную погрешность каждой передачи f_i :

$$f_1 = \frac{1}{2}(f_{12} + f_{13} - f_{23}); \quad (4)$$

$$f_2 = \frac{1}{2}(f_{12} - f_{13} + f_{23}); \quad (5)$$

$$f_3 = \frac{1}{2}(-f_{12} + f_{13} + f_{23}). \quad (6)$$

Расшифровка погрешности передачи производится с помощью осциллограммы ФПО (рис.2). На осциллограмме проводится средняя кривая колебаний, вызванных эксцентриситетом оси вращения. Если известны амплитуды a_1 и a_2 , то можно записать пропорцию

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{e}{\Delta t}, \quad (7)$$

где e – эксцентриситет, определяемый из измерений шестерни. Из формулы (7) можно узнать величину погрешности окружного шага шестерни.

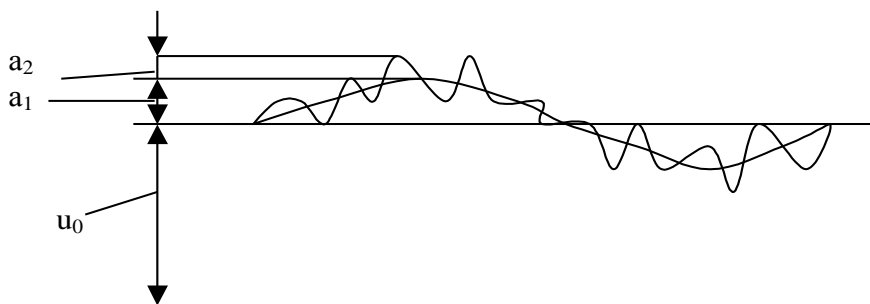


Рис.2. Осциллограмма ФПО

Выводы. Таким образом, проведенные измерения позволяют сравнивать шестерни между собой по степени точности их изготовления.

Список литературы. 1. Павлов А.И. Динамика передачи с заданной функцией передаточного отношения // Вестник Харьковского политехнического ин-та, №163, Прикладная механика и процессы управления.-Вып. 2.-Харьков, Вища школа.-1980.-С. 17-18. 2. Петрусевич А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. М.: Изд-во АН СССР, 1956.-134 с. 3. Устиненко В.Л. Динамические нагрузки в зубчатых колесах, вызванные ошибками основного шага зубьев. Канд. дисс. – Харьков, ХПИ.- 1952.- 160 с. 4. Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Изд-во Харьковского университета, Харьков.- 1968.-175 с. 5. Кириченко А.Ф. Исследование динамических нагрузок в зацеплении цилиндрических зубчатых колес М.Л.Новикова, вызванных погрешностью угла наклона зубьев и окружной скоростью. Канд. дисс.- Харьков.-1969.- 240 с. 6. Рейзин А.Г. Повышение ресурса зубчатых передач ограничением влияния погрешностей монтажа колес. Канд. дисс.- Харьков.-1987.- 215 с.