

М. Г. ШАМБАЛОВА

Научный руководитель Г. Л. АНТИПЕНКО, канд. техн. наук, доц.
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Могилев, Беларусь

Зубчатые колеса нашли широкое применение в приводах различных типов. Их ресурс определяется контактными напряжениями и циклической прочностью материалов зубьев. В конце срока эксплуатации зубчатых колес на зубьях появляется питтинг, единичные разрушения. Появление единичных дефектов приводит к повышению динамической нагруженности привода, которая зависит от величины и местоположения дефекта, моментов передаваемых приводом, скорости работы привода и т.д. [1].

Появление единичных дефектов зубчатых колес является признаком скорого выхода из строя привода. Однако обнаружение факта наличия дефекта зуба, не является поводом для прекращения эксплуатации механизма. Главной задачей является определение величины и места расположения дефекта в кинематической цепи трансмиссии, что позволит оценить степень влияния единичного дефекта на увеличение динамической нагруженности привода и сделать вывод об опасности дальнейшей эксплуатации.

Для изучения влияния величины, формы и местоположения дефекта в кинематической цепи на изменения кинематики работы привода была создана анимационная модель зубчатого зацепления, позволяющая задавать дефект любой величины и формы и отслеживать его влияние на неравномерность вращения выходного вала.

Оценка величины дефекта основана на отслеживании разницы фактического угла поворота зубчатого колеса с теоретическим углом поворота, а местоположение дефекта определяется по периоду повторного появления дефекта и сопоставления его с периодом обкатки того или иного колеса в кинематической цепи.

В момент прохождения дефекта кинематическая связь между ведомым и ведущим колесами нарушается, а затем восстанавливается с некоторым ускорением (рис. 1).

В соответствии с ГОСТ 1643-81 под кинематической погрешностью понимают разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи [2]

$$\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1,$$

где φ_1 – действительный угол поворота ведомого зубчатого колеса; φ_2 – номинальный угол поворота ведомого зубчатого колеса.

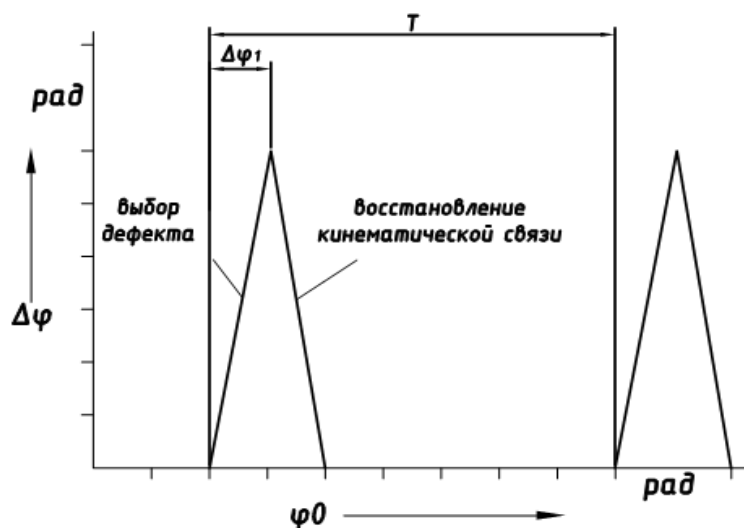


Рис. 1. Схема прохождения дефекта зуба в зубчатом зацеплении

Причем величина дефекта $\Delta\varphi$ в одной паре зубчатых колес не зависит от места его нахождения – на ведомом или ведущем колесе, отличие наблюдается только в периоде T повторного появления. На шестерне появление дефекта наблюдается чаще, а на колесе в u раз реже:

$$\begin{aligned} u &= z_2 / z_1; \\ T_1 &= 2\pi; \\ T_2 &= 2\pi \cdot u, \end{aligned}$$

где u – передаточное число; z_1 – количество зубьев шестерни; z_2 – количество зубьев зубчатого колеса; T_1 – период поворота шестерни; T_2 – период поворота зубчатого колеса.

Исследование кинематики привода было проведено на математической модели трехвальной коробки передач. Установлено, что чем ближе к выходному валу находится дефект, тем выше степень его влияния на кинематическую неравномерность вращения выходного вала.

Величина кинематической неравномерности выходного вала сказывается на динамике работы привода. В момент восстановления кинематической связи, после прохождения дефекта, происходит удар. Величина энергии удара зависит от разницы скоростей ведомого и ведущего колес при их соприкосновении, от величины передаваемого момента, от накопленной кинетической энергии, т.е. от моментов инерции вращающихся масс, связанных с ведущей и ведомой частями привода и от их угловых скоростей.

При проведении вибродиагностики зубчатых зацеплений в качестве диагностического сигнала используют ударный импульс. Ударный импульс,

вызванный изменением кинетической энергии в зубчатом зацеплении при прохождении единичного дефекта, характеризует динамическую нагруженность зубьев, а не самого привода. В этих исследованиях упругим элементом представляется сам зуб, хотя жесткость валов самого привода может быть гораздо меньше [3].

Для исследования изменения динамики привода при наличии единичного дефекта были разработаны математическая и динамическая модели привода.

Проведенные теоретические исследования показали, что на динамическую нагруженность привода значительное влияние оказывает величина дефекта на выходном звене, а также величина передаваемых нагрузок.

Полученная информация позволяет определить остаточный ресурс привода, а также сделать вывод о целесообразности дальнейшей эксплуатации механизма в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высшая школа., 2008. – 408 с.: ил.
2. **ГОСТ 1643-81** Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски [Текст]. – Введ. 1981-01-07. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 45 с.: ил.
3. **Ишин, Н. Н.** Определение параметров ударного импульса в зацеплении прямозубых цилиндрических колес с учетом упругости валов и подшипников / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2012. – 2(19). – С. 37–40.