

УДК. 631.732

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ НА ЕЕ ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ

Н.М. Подригало, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Аннотация. Рассмотрена связь между соответствующей требованиям стандарта суммарной погрешностью основного шага зацепления и отклонением передаточного отношения зубчатой пары от его номинального значения.

Ключевые слова: отклонение основного шага, передаточное отношение зубчатой пары.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ТОЧНОСТІ ВИГОТУВАННЯ ЗУБЧАСТОЇ ПАРИ НА ЇЇ ПЕРЕДАТНЕ ВІДНОШЕННЯ

Н.М. Подригало, доцент, к.т.н., ХНАДУ

Анотація. Розглянуто зв'язок між відповідною до вимог стандарту сумарною похибкою основного кроку зачеплення та відхиленням передатного відношення зубчастої пари від його номінального значення.

Ключові слова: відхилення основного кроку, передатне відношення зубчастої пари.

ESTIMATION OF EXACTITUDE INFLUENCE OF GEAR PAIR PRODUCTION ON ITS REDUCTION RATIO

N. Podrygalo, Candidate of Technical Science, senior lecturer, KhNAHU

Abstract. The link between corresponding to the requirements the standard total error of the basic step and the aberration of the reduction ratio of the gear pair from its rating value is considered.

Key words: aberration of the basic step, reduction ratio of the gear pair.

Введение

Работу зубчатой пары сопровождает целый ряд характерных вибраций, вызываемых трением и ударом при обкатывании зуба шестерни зубом сопряженного колеса.

Колебания угловой скорости выходного звена зубчатой пары обусловлены периодическими изменениями его передаточного отношения. Эти изменения могут быть результатом суммарной погрешности окружающих шагов, находящихся в зацеплении зубчатых колес. Указанные погрешности вызваны как погрешностями изготовления (соответствующие степеням точности зубчатых передач по нормам плавности работы), так и износом рабочих профилей зубьев в процессе эксплуатации.

В настоящей статье приведены результаты исследования влияния точности изготовления зубчатых колес на колебания передаточного отношения зубчатых передач, а значит, и на угловую скорость вращения ведомого вала.

Анализ публикаций

Требования к показателям надежности трансмиссий транспортно-тяговых машин постоянно возрастают в связи с постоянным увеличением скоростей их движения и тяговых нагрузок. При этом значительный рост напряженности их работы сочетается с необходимостью снижения массы и увеличения ресурса [1]. Зубчатые передачи являются одним из источников вибрации, являющейся следствием возникновения динамических

нагрузок в зацеплении из-за погрешностей профиля зуба, основных шагов и переменной жесткости зацепления, что снижает их долговечность и надежность.

В указанной работе [1] исследовано влияние разности основных шагов шестерни и колеса на величину бокового зазора в зацеплении, вызывающего проявление ударной нагрузки, т.е. при отсутствии размыкания кинематической цепи. Исследованию процесса зацепления, с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов, посвящена работа [2]. В указанной работе определено влияние погрешностей геометрических параметров зубчатых элементов на силовые параметры и характеристики работы колесно-реечных движителей.

Моделированию точности зубчатых передач посвящено и исследование, выполненное в работе [3]. Рассмотрена работа зубчатой передачи с учетом погрешности формы профиля зуба, биения зубчатого венца, погрешности углового шага и кинематических погрешностей ведущего зубчатого колеса. Однако в работе [3] не рассмотрены вибрации, возникающие при работе зубчатых передач и обусловленные изменением передаточного отношения зубчатых пар.

Методы и средства диагностики зубчатых передач по кинематическим и вибрационным критериям рассмотрены в работе [4].

Результаты исследований, приведенных в работе [5], показали, что с увеличением нагрузки в зубчатом редукторе возрастают вибрации, создаваемые зубчатым зацеплением. При совпадении частоты указанных колебаний с частотой вращения зубчатых колес возникает резонанс.

Проведенный анализ показал, что в известных исследованиях не установлена связь между соответствующей требованиям стандарта (ГОСТ 1643-81) суммарной погрешностью основного шага зацепления и угловыми скоростями и ускорениями выходных валов зубчатых передач. Кроме того, не определено влияние показателей номинального передаточного числа пары и торцевого модуля зацепления на амплитуду колебаний мгновенного передаточного числа.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является установление связи между соответствующей требованиям стандарта суммарной погрешностью основного шага зацепления и отклонением передаточного отношения зубчатой пары от его номинального значения. Для достижения указанной цели необходимо определить влияние отклонения основного шага зацепления на колебание величины мгновенного передаточного отношения зубчатой пары.

Оценка влияния погрешности основного шага на изменение передаточного отношения зубчатой пары

Нарушение плавности работы передачи является следствием циклического изменения передаточного отношения пары u_{1-2} . Возникающий вследствие отклонения величины основного шага дополнительный угол поворота ведомого зубчатого колеса $\Delta\varphi_2$ определяется следующей зависимостью

$$\Delta\varphi_2 = -\frac{\sum \Delta P_b}{P_b} \tau_2, \quad (1)$$

где $\sum \Delta P_b$ – сумма нормативных отклонений основных шагов ведущего и ведомого зубчатых колес; при выполнении указанных колес с одинаковой степенью точности по нормам плавности работы

$$\sum \Delta P_b = 2\Delta P_b, \quad (2)$$

где ΔP_b – допустимое значение отклонения основного шага; P_b – номинальный основной шаг зацепления

$$P_b = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha_p), \quad (3)$$

где m – торцевой модуль зацепления; α_p – угол исходного контура, $\alpha_p = 20^\circ$; τ_2 – угловой шаг зубьев ведомого зубчатого колеса

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}; \quad (4)$$

где z_2 – число зубьев ведомого зубчатого колеса.

При уменьшении номинального основного шага зацепления P_b на величину ΔP_b происходит увеличение угла поворота ведомого зубчатого колеса φ_2 на величину $\Delta\varphi_2$ (рис. 1). То есть для того чтобы значение $\Delta\varphi_2$ в уравнении (1) было положительным при отрицательном значении ΔP_b , перед дробью необходимо поставить знак «минус».

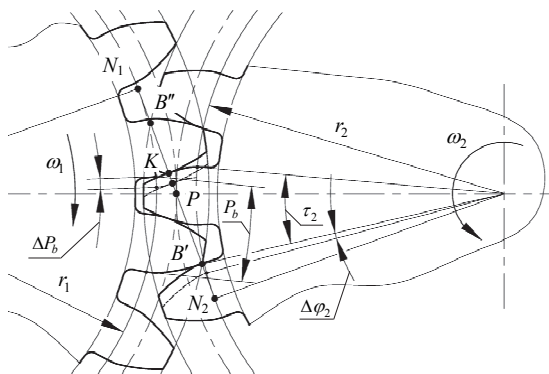


Рис. 1. Увеличение номинального угла поворота ведомого зубчатого колеса из-за уменьшения номинального значения основного шага

После подстановки выражений (2) и (4) в уравнение (1) получим

$$\Delta\varphi_2 = -\frac{4\Delta P_b \pi}{P_b z_2}. \quad (5)$$

Передаточное отношение зубчатой пары, с учетом суммарного отклонения основного шага зацепления, можно определить по следующей зависимости

$$u_{1-2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2 + \Delta\varphi_2}, \quad (6)$$

где φ_1 и φ_2 – углы поворота ведущего и ведомого зубчатых колес при отсутствии отклонения основного шага ($\Delta P_b = 0$)

$$\varphi_2 = -\frac{z_1}{z_2} \varphi_1, \quad (7)$$

где z_1 – число зубьев ведущего зубчатого колеса.

Рассмотрим ситуацию, когда ведущее колесо поворачивается на один угловой шаг. В этом случае получим следующее уравнение

$$\varphi_1 = \tau_1 = \frac{2\pi}{z_1}. \quad (8)$$

Зависимость (6) после подстановки в него уравнений (5), (7) и (8) преобразуется к следующему виду

$$\begin{aligned} u_{1-2} &= \frac{\frac{2\pi}{z_1}}{-\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{2\pi}{z_1} - \frac{4\Delta P_b \pi}{P_b z_2}} = \\ &= -\frac{z_2}{z_1} \frac{P_b}{P_b + 2\Delta P_b} \end{aligned} \quad (9)$$

Отклонение действительного передаточного отношения u_{1-2} зубчатой пары от ее номинального значения ($(u_{1-2})_{\text{ном}} = -\frac{z_2}{z_1}$)

$$\Delta u_{1-2} = u_{1-2} - (u_{1-2})_{\text{ном}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{2\Delta P_b}{P_b + 2\Delta P_b}. \quad (10)$$

Количество импульсов ускорений за один оборот ведомого зубчатого колеса равно числу зубьев этого колеса, если аппроксимировать изменение параметра Δu_{1-2} за время контакта одной пары зубьев гармоническим законом вида

$$\Delta u_{1-2} = A_{\Delta u_{1-2}} \sin(z_2 \bar{\omega}_2 t), \quad (11)$$

где $\bar{\omega}_2$ – средняя угловая скорость ведомого зубчатого колеса.

Амплитуда колебаний величины Δu_{1-2} будет равна

$$A_{\Delta u_{1-2}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{2\Delta P_b}{P_b + 2\Delta P_b}. \quad (12)$$

Таким образом, передаточное отношение зубчатой пары при его циклическом изменении может быть определено по следующей зависимости

$$\begin{aligned} u_{1-2} &= (u_{1-2})_{\text{ном}} + \Delta u_{1-2} = \\ &= -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{P_b + 2\Delta P_b (1 - \sin(z_2 \bar{\omega}_2 t))}{P_b + 2\Delta P_b} = \\ &= -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{P_b + 2\Delta P_b (1 + \sin(z_1 \bar{\omega}_1 t))}{P_b + 2\Delta P_b}, \end{aligned} \quad (13)$$

где $\bar{\omega}_1$ – средняя угловая скорость ведущего зубчатого колеса.

Для того чтобы исследовать зависимость отклонения величины передаточного числа от его номинального значения, преобразуем зависимость (13) (с учетом того, что $\bar{\omega}_1 t = \varphi_1$) к следующему виду

$$\frac{u_{1-2}}{(u_{1-2})_{\text{ном}}} = \frac{P_b + 2\Delta P_b(1 + \sin(z_1\varphi_1))}{P_b + 2\Delta P_b}. \quad (14)$$

Величина ΔP_b в зависимости (14) должна использоваться со своим знаком. Отклонение основного шага обусловлено отклонением основного шага зубонарезающего инструмента и одинаково для всех зубьев как ведущего, так и ведомого колес (если они нарезаются одним и тем же инструментом). Принимаем, что

$$\Delta P_{b\text{max}} = f_{Pb}, \quad (15)$$

где f_{Pb} – предельное отклонение основного шага (по ГОСТ 1643-81); определяется в зависимости от степени точности выполнения зубчатых колес по нормам плавности работы [6].

На рис. 2 приведены графики, иллюстрирующие зависимость $\frac{u_{1-2}}{(u_{1-2})_{\text{ном}}} = F(\varphi_1)$ от угла поворота ведущего зубчатого колеса и различных значений торцевого модуля зацепления m при положительном значении $\Delta P_{b\text{max}}$ ($\Delta P_{b\text{max}} = f_{Pb} = \pm 1,6 \cdot 10^{-3}$ мм для 7-ой степени точности по нормам плавности работы). При отрицательном значении $\Delta P_{b\text{max}}$ отношение $u_{1-2}/(u_{1-2})_{\text{ном}}$ будет иметь те же числовые значения, но с противоположным знаком.

Анализ зависимости (14) и графиков, приведенных на рис. 2, показывает, что:

- максимальное значение величины отношения $u_{1-2}/(u_{1-2})_{\text{ном}}$ пары зубчатых колес зависит от торцевого модуля зацепления m : чем больше модуль, тем меньше отклонение передаточного числа пары от номинального значения;
- чтобы определить абсолютную величину отклонения передаточного числа от номи-

нального значения для заданной пары, необходимо умножить величину $u_{1-2}/(u_{1-2})_{\text{ном}}$ на значение номинального передаточного отношения пары. Следовательно, чем больше номинальное значение передаточного числа пары, тем больше отклонение его текущего значения для различных углов поворота ведущего колеса.

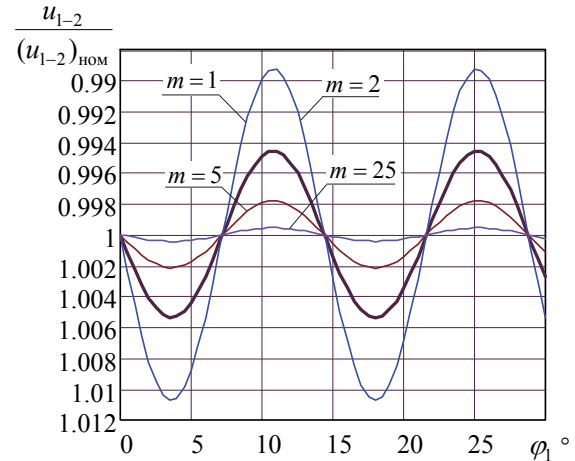


Рис. 2. Отклонение передаточного отношения зубчатой пары от номинального значения (при различных значениях торцевого модуля зацепления m) в зависимости от угла поворота ведущего зубчатого колеса.

Выводы

Полученные аналитические выражения позволяют определять взаимосвязь между отклонением основного шага зубчатых колес и неравномерностью вращения выходного вала зубчатой передачи.

Максимальное значение величины отношения $u_{1-2}/(u_{1-2})_{\text{ном}}$ пары зубчатых колес зависит от торцевого модуля зацепления m : чем больше модуль, тем меньше отклонение передаточного числа пары от номинального значения.

Чем больше номинальное значение передаточного числа пары, тем больше отклонение его текущего значения для различных углов поворота ведущего колеса.

Литература

1. Рудницкий В.Н. Способы уменьшения динамических нагрузок в цилиндриче-

- ских зубчатых передачах [Электронный ресурс] /В.Н. Рудницкий. – Режим доступа: http://science-bsea.narod.ru/2009/mashin_2009_2/rudnicku_sposob.htm
2. Горобец И.А. Влияние погрешности профиля зубьев на характеристики колесно-реечных движителей / И.А. Горобец, М.О. Бабенко // Машиностроение и техносфера XXI века: сборник трудов XIII Международной научно-технической конференции, г. Севастополь, 11–16 сентября 2006 г.: в 5 томах. – Донецк: ДонНТУ. – 2006. – Т. 1. – С. 267–270.
 3. Петровский В.С. Моделирование точности зубчатых передач [Электронный ресурс] / В.С. Петровский, Л.М. Петровская, Р.Ю. Рукавишников // Научный вестник Костромского государственного технологического университета, сетевое издание. – Режим доступа: <http://vestnik.kstu.edu.ru/9/viewcategory.aspx>
 4. Dragan A. Methods and means of gears diagnostics on kinematics and vibration criteria / A. Dragan // International conference «Power transmissions'03» [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://gears.ru/transmis/zaprogramata/3.91.pdf>
 5. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник. – М.: Машиностроение, 1981. – 370 с.
 6. Допуски и посадки: справочник. Часть 2 / под ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1979. – С. 545–1032.
- Рецензент: А.В. Сараев, доцент, к.т.н., ХНАДУ.
- Статья поступила в редакцию 25 апреля 2013 г.
-
-