

УДК 621.833.389

ПОТЕРИ В ЗАЦЕПЛЕНИЯХ ЗВЕНЬЕВ ТОРЦОВОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Н. И. РОГАЧЕВСКИЙ

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Могилёв, Беларусь

Для устранения основного недостатка (низкого КПД) традиционных червячных передач предложена торцовая червячная передача [1]. Передача содержит червячное прямозубое эвольвентное колесо, зубчатый венец которого снабжен поднутрением, т. е., толщина диска колеса меньше ширины его зубчатого венца, подрезанного со стороны ножек зубьев до эвольвентных поверхностей. В результате такого поднутрения зубья на торце червячного колеса образованы консольными участками зубьев венца. Передача содержит червяк с прямоугольным профилем витков. Геометрическая ось червяка смещена относительно торца червячного колеса таким образом, что ее проекция на этот торец является касательной к делительной окружности зубьев. Для того чтобы обеспечить зацепление витков червяка с консольными участками зубьев колеса, необходимо выдержать величину осевого шага, равную шагу эвольвентных зубьев.

К настоящему времени разработана методика расчета геометрических параметров торцовых червячных передач [2]. Для более полной характеристики таких передач необходимо определить потери механической энергии в зацеплениях, которые принято оценивать коэффициентом полезного действия (главным технико-экономическим показателем любой механической передачи). Кроме того, величина КПД используется при расчетах прочности деталей, теплового баланса, мощности приводного двигателя и расхода энергии в приводах с исследуемыми передачами.

Образующими боковых поверхностей прямого зуба червячного колеса и витка червяка являются прямые линии, которые при работе передачи совпадают на делительном цилиндре колеса, образуя линию контакта зуба и витка, перпендикулярную вектору скорости их относительного скольжения, что является идеальным случаем для образования жидкостного трения и приводит к повышению КПД передачи. При зацеплении головки или ножки зуба с витком червяка расположение линии контакта незначительно отличается от 90° к вектору скорости скольжения и практически не оказывает влияния на КПД. Таким образом, в конструкции торцовой червячной передачи устранена причина, вызывающая значительные потери, поэтому она обладает высоким КПД.

КПД зацепления звеньев торцовой червячной передачи можно записать следующим образом:

$$\eta = 1 - \psi_B - \psi_P - \psi_G,$$

где ψ_B – коэффициент потерь, определяемый скольжением зубьев колеса вдоль винтовой линии витков червяка (как в винтовой паре); ψ_P – коэффициент потерь, определяемый скольжением витков червяка и зубьев колеса вдоль их профилей (как в реечном зацеплении); ψ_G – коэффициент потерь, определяемый геометрическим скольжением, которое вызвано неодинаковым изменением скорости по длине контакта поверхностей зубьев и витков червяка.

Коэффициенты ψ_B , ψ_P находятся по известным методикам, а коэффициент ψ_G по формуле:

$$\psi_G = P_{ГТР} / P_1,$$

где P_1 – мощность, передаваемая червяком; $P_{ГТР}$ – потери мощности на геометрическое трение на площадке контакта зуба колеса с витком червяка, очерченной прямоугольником, полученным от соприкосновения рабочих поверхностей по линии под действием нормальной нагрузки. При этом линия превращается в прямоугольную площадку с размерами $2b$ в направлении вектора скорости скольжения точек червяка и l в направлении, перпендикулярном скольжению.

Длина l и ширина $2b$ площадки контакта выражены зависимостями:

$$l = (h_{a1}^* + h_{f1}^*) \cdot m,$$

где h_{a1}^* и h_{f1}^* – коэффициенты высоты головки и ножки (выбирают значения из условий $h_{a1}^* \leq 1$, $h_{f1}^* \leq 1,2$ в зависимости от длины консольных частей зубьев колеса); m – модуль зубьев червячного колеса;

$$2b = 6,68 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{\frac{F_{H1}}{l \cdot \sum \rho}},$$

где F_{H1} – нормальное усилие в зацеплении; $\sum \rho$ – сумма кривизн контактирующих поверхностей в сечениях взаимно перпендикулярными плоскостями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. 16045 С1 Респ. Беларусь, МПК F 16H 1/16, F 16H 3/06. Червячная передача / Н. И. Рогачевский, С. Н. Рогачевский, М. Ф. Пашкевич (ВУ). – № а 20100663; заявл. 05.05.10; опубл. 30.06.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3(86). – С. 155.

2. Методика расчета геометрических параметров торцовой червячной передачи / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 81–90.