

УДК 621.833

В. Н. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье приведены результаты сравнительного анализа существующих методик определения коэффициента полезного действия волновых зубчатых передач, на основании которого можно более обосновано определять этот коэффициент.

Ключевые слова: методика, зубчатая передача, коэффициент полезного действия.

Методика определения коэффициента полезного действия зубчатых передач разработана достаточно полно и апробирована экспериментально. Рекомендации и расчетные формулы не противоречивы и приведены в учебной и справочной литературе. В тоже время определение КПД волновых зубчатых передач мало освещено в литературе, из-за различных подходов к его определению конечные результаты расчетов КПД отличаются друг от друга, поэтому целесообразно проанализировать существующие методы определения КПД волновых зубчатых передач для возможности обоснованного уточнения вычислений.

В работе [1] приведена методика теоретического определения КПД. Учитываются потери от действия сил упругой деформации и от трения в зацеплении и подшипнике генератора волн упругой деформации.

Получена формула для вычисления КПД волнового зубчатого редуктора при неподвижном жестком колесе

$$\eta = (1 - \psi) / (1 + |u| \cdot \psi),$$

где u – передаточное число редуктора, $\psi = K_\phi / R_0$ – коэффициент потерь в относительном движении, а R_0 – радиус основной окружности жесткого колеса

$$K_\phi = 1,27 K_w \cdot m \cdot f_c (\cos \alpha - f_c \sin \alpha) + f_k (d_{BH} / d_{TK} - 1) (1 + 2 / Z_r) (\sin \alpha - f_c \cos \alpha),$$

$K_w = W / m$, где W – наибольшая радиальная деформация гибкого колеса на вершине волны деформации, m – модуль, f_c – коэффициент трения скольжения в относительном движении зубьев гибкого и жесткого зубчатых колес, α – угол профиля в средней точке рабочего участка зуба гибкого зубчатого колеса. f_k – коэффициент трения качения в относительном движении тел качения генератора волн деформации, Z_r – число зубьев гибкого зубчатого колеса.

Для двухволновой передачи с $Z_r = 156$ и $u = 78$, работающей в режиме редуктора, КПД, подсчитанное по приведенной методике $\eta = 0,879$. При расчетах принят $f_c = 0,06$, а $f_k = 0,007$. Для двухволнового зубчатого редуктора с $Z_r = 520$ КПД $\eta = 0,709$.

При определении КПД в работе [2] отмечается, что потери в зацеплении зубьев гибкого и жесткого зубчатых колес относительно невелики, так как невелики скорости относительного скольжения. Предполагается, что большая часть потерь приходится на

генератор волн упругой деформации, из-за высоких скоростей входного звена передачи. В обыкновенных, негибких, опорах качения потери, как известно, значительно меньше потерь в зацеплении зубчатых и червячных передач.

Наблюдаемое экспериментально некоторое снижение КПД с увеличением момента на выходе редуктора, после достижения максимального значения, объясняется деформациями звеньев передачи, в первую очередь с искажением начальной формы деформации гибкого колеса, а следовательно с качеством зацепления.

Для определения максимального значения КПД приведена формула

$$\eta = 1 / \left(1 + 0,84 f_c / \cos^2 \alpha \right) \left(1 + f_k \cdot 2R_k \cdot u \cdot \operatorname{tg} \alpha / d \right),$$

где R_k – радиус дорожек качения внутреннего кольца гибкого подшипника генератора волн деформации, d – диаметр делительной окружности гибкого зубчатого колеса ВЗП; $f_c = 0,025 \div 0,04$ – коэффициент трения в зацеплении; $f_k = 0,0045 \div 0,006$ – коэффициент трения в гибком подшипнике генератора волн деформации.

Для ВЗП с $u = 78$ $\eta = 0,917$, а для $u = 260$ $\eta = 0,793$.

Расхождения в значениях КПД, вычисленных по методике [1] и [2] составляет от 5% до 12%, что вполне приемлемо с точки зрения использования этих методик для расчетов. В ВЗП, как и в обычных зубчатых передачах, КПД снижается при уменьшении передаваемой мощности, ввиду относительно меньшей зависимости мощности потерь от величины передаваемой мощности.

Определение потерь в двухволновой ВЗП с дисковым генератором волн рассматривается в работе [3]. Здесь, в отличие от [1] и [2], величина потерь в передаче увязывается, в первую очередь, со скольжением боковых поверхностей контактирующих зубьев при их входе и выходе из зацепления.

Формула для вычисления КПД приведена в виде

$$\eta = 1 - 0,5 \cdot e \cdot f_c \cdot K / m \cdot \cos \alpha,$$

где e – эксцентриситет установки дисков генератора волн упругой деформации, K – коэффициент, учитывающий податливость зубьев и нормирующий нагрузку по зоне контакта.

В [3] для двухволновой передачи с $u = 220$ приведен график зависимости КПД от передаваемого вращающего момента. График получен экспериментально. Некоторое снижение КПД при увеличении момента сверх номинального объясняется возможным подклиниванием зубьев из-за искажения формы деформации зубчатого венца гибкого колеса. Отметим, что, несмотря на то, что исходные предпосылки для определения КПД в [2] отличаются от приведенных в работе [1], конечные результаты расчетов КПД дают результаты, отличающиеся друг от друга не более, чем на 15-20%.

В работе [3] проведено экспериментальное исследование влияния на КПД скорости вращения входного звена двухволновой передачи с дисковым генератором волн упругой деформации.

В таблице приведена зависимость КПД передачи с $u = 130$ и расчетным моментом на выходе 6,3 кНм в зависимости от величины момента на ее выходе в частоты вращения генератора волн.

Таблиця

Обороты в мин на входе ВЗП	Момент на выходе кНм		
	4	6	8
500	0,63	0,79	0,86
1400	0,49	0,65	0,78
2850	0,46	0,56	0,63

Из таблицы видно, что при расчетном моменте увеличение частоты вращения генератора в 5,7 раз приводит к снижению КПД в 1,4 раза. Приведенными данными можно пользоваться при ориентировочной оценке влияния оборотов на входе на КПД ВЗП с дисковым генератором волн.

Анализируя приведенные методики, следует отметить наиболее существенные моменты:

1. На величину КПД существенно влияет ее передаточное число. С ростом его КПД снижается.
2. На КПД передачи с дисковым генератором волн существенно влияет частота вращения входного звена.

Несмотря на различные подходы к оценке потерь в ВЗП в работах [1], [2] и [3], результаты расчетов КПД дают относительно небольшие расхождения и достаточно хорошо (до 15-20%) совпадают с данными экспериментальных исследований потерь в ВЗП с генератором волн принудительной деформации.

Список литературы: 1. Гинсбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. «Машиностроение», 1979 г. 159 с. 2. Шувалов С.А. и др. Волновые механические передачи. НИИ Машиностроения, 1976 г. 81 с. 3. Волков Д.П. и др. Волновые зубчатые передачи. «Техніка». 1976 г. 221 с.

Поступила в редколлегию 10.05.2013

УДК 621.833

Анализ методик определения коэффициента полезного действия волновой зубчатой передачи / В. Н. Ткаченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 30 (1003). – С. 157–159. – Бібліогр.: 3 назв.

В статті наведені підсумки порівняльного аналізу існуючих методик визначення коефіцієнта корисної дії хвильових зубчастих передач на підставі якого можливо більш обґрунтовано визначити цей коефіцієнт.

Ключові слова: методика, зубчата передача, коефіцієнт корисної дії.

In expected work tested the comparative analyses of existing methops of calculation coefficient useful action the harmonic prive. The results allows acuracy calculation.

Keywords: The methods, gear issue, coefficient of efficiency.