

ОЦЕНКА КПД ВОЛНОВОГО РЕДУКТОРА С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

Степанова Д.Л.

Научный руководитель: Крауиньш П.Я.

Томский политехнический университет, Институт кибернетики
dasami2@mail.ru

В данной работе рассматривается тип редуктора: волновой редуктор с модифицированным профилем зуба. Данный редуктор характеризуется высоким передаточным числом, высокой нагрузочной способностью. Одновременно вес и габариты редуктора малы.

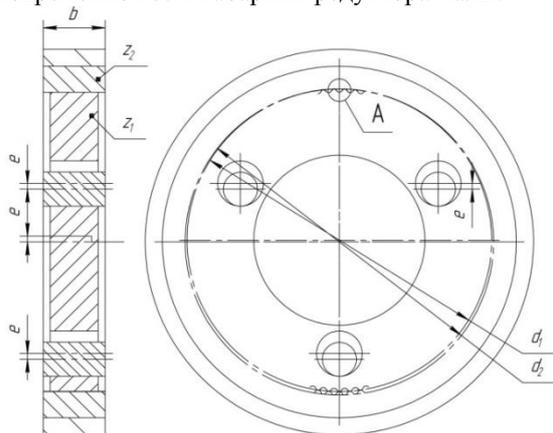


Рисунок 1 - Кинематика редуктора

На рис.1 представлена кинематика движения редуктора. Шестерня z_1 напрессована на подшипник, а сам подшипник на эксцентриковый вал. Шестерня также установлена на трех неподвижных пальцах с диаметральной зазором, равным $2e$. Число зубьев z_1 шестерни меньше числа зубьев z_2 колеса, происходит редуцирование движения колеса по отношению к входному эксцентриковому валу. Само колесо центрируется по направляющим. Характерной особенностью волнового редуктора с модифицированной формой зуба является возможность получения разности между числом зубьев колеса и шестерни в один зуб. Данная разница позволяет получить необходимое распределение нагрузки сразу на несколько зубьев, что позволяет повысить нагрузочную способность редуктора без увеличения габаритов редуктора.

Значение КПД многофакторный показатель, зацепления во многом зависит от силы трения, возникающей в зоне зацепления. Благодаря модификации зуба, уменьшается сила трения скольжения, так как сокращается путь скольжения на каждом зубе. Сокращение пути трения снижает потери в зацеплении при работе механизма.

Для оценки значения КПД, проведём следующее исследование. Для того чтобы численно представить величину потерь на трение скольжения необходимо определить полный путь и путь трения скольжения. Согласно теоретическим данным полный путь трения скольжения за один

оборот составляет $\frac{1}{4}$ длины окружности зуба, в нашем случае радиус зуба 5 мм:

$$S_{\text{теор}} = \frac{2\pi R}{4} = \frac{\pi R}{2} = 3.14 * \frac{5}{2} = 7.85 \text{ мм}$$

Для того чтобы определить практический путь трения, создадим трехмерную модель зубчатого зацепления и воспользуемся методом интерферирования. Поворачиваем эксцентрик на определенный угол до того момента пока зуб шестерни не вернется в начальное положение соседнего зуба колеса. Исследования проводятся для пары зубьев на протяжении времени вхождения в контакт, контакта и прекращения взаимодействия. Взаимодействие зубьев будет проходить в два этапа: на входе в зацепление (рис.2а), на выходе из зацепления (рис.2б). В процессе поворота шестерни и колеса будем следить за тем как меняется площадь контакта шестерни и колеса (объем интерференции – красная зона).

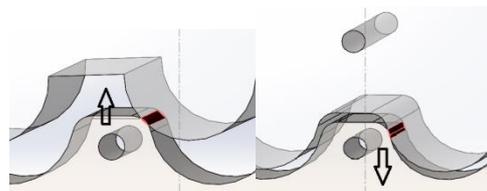


Рисунок 2 - а) вход в зац-ии, б) выход из зац-ия

Во время поворота шестерни на разный угол площадь контакта между рассматриваемыми зубьями будет иметь разные значения, но при этом, общая несущая способность зацепления будет оставаться постоянной за счет распределения между несколькими парами зубьев, постоянно находящимися в контакте. Суммарная площадь контакта на всех зубьях будет оставаться постоянной.

На рис.3, рис.4 изображены графики изменения величины интерференции в зависимости от угла поворота на входе и выходе из зацепления.

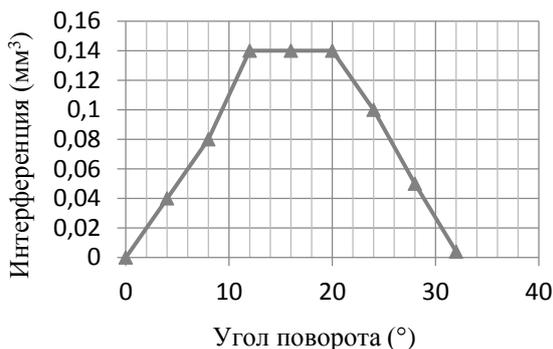


Рисунок 3 - График зависимости интерференции от угла поворота на входе в зацепление

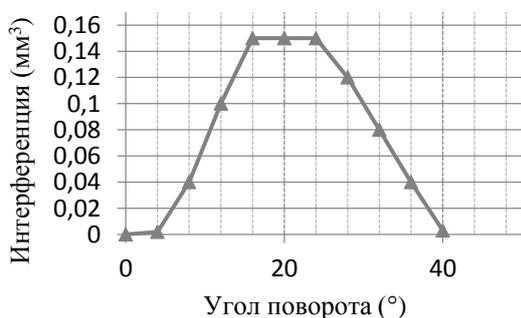


Рисунок 4 - График зависимости интерференции от угла поворота на выходе из зацепления

Полученные графики имеют горизонтальные участки, на этом участке объём интерференции не меняется, на данных участках в процессе вращения точки, находящиеся в зоне контакта зубьев, не удаляются и не приближаются друг к другу, что характерно для трения скольжения, а не для трения качения.

Найдем длину пути скольжения. Рассмотрим рис.5 на нем показан механизм зацепления пары зубьев. При достаточном увеличении данной зоны можно рассмотреть их относительное перемещение.

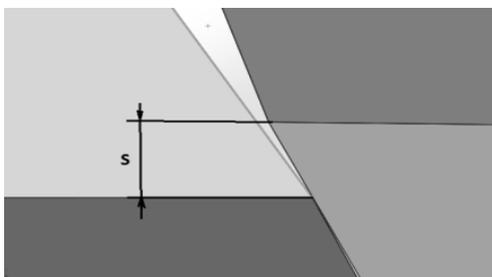


Рис. 5. Схема зацепления зубьев.

Участок скольжения

Рассмотрим участки, где объём интерференции постоянен. Для наглядного представления на зубьях выделены области, окрашенные в разный цвет. Рассмотрим рисунки, на которых расстояние между равно нулю, происходит относительное перемещение зубьев на величину S (путь скольжения зубьев).

Для более точного результата проведен ряд опытов, в ходе которого снимаем показания пути трения. Согласно результатам исследования, путь трения на одном зубе равен:

$$S_{cp} = \sum S/n$$

$$=(0,03+0,06+0,04+0,09+0,06+0,13)/6=0,068$$

Зуб входит и выходит из контакта, трение происходит по двум его сторонам, поэтому $S_{cp}=0,068*2=0,136$ мм. Путь трения на одном зубе равен 0,136 мм., количество зубьев шестерни данной передачи - 54 зуба, при одном повороте шестерни путь трения равен 7,344мм. Рассчитаем КПД зацепления

$$\eta = \frac{S_{тр}}{S_{полн}} = 0,935 \text{ или } 93,5\%$$

Таким образом, КПД зубчатого зацепления составляет 93,5% за счет потерь на трения скольжения между зубьями шестерни и колеса.

На параметр КПД влияет сразу несколько параметров, один из них это трение в зацеплении. С учётом этих потери КПД данного редуктора 93,5 %. Это значение не окончательное, так как предстоит определить потери на трение в соединении пальцы и шестерни.

Список использованных источников

1. Степанова Д.Л. Кинематический волновой редуктор с модифицированным профилем зуба// Современные техника и технологии: сборник докладов XX Международной юбилейной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. г. Томск, 14-18 апреля 2014 г. - В 3 т. Т.1/ Томский политехнический университет. - Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – С. 201-202.

2. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. М.: Наука, 1976. 175 с.

3. Полезная модель 76093 Российская Федерация, МПК7 F 16 H 1/10. Самотормозящийся волновой редуктор/ Крауиньш П.Я., Крауиньш Д.П., Смайлов С.А. №2008108467/22; заявл. 04.03.2008; опубл. 10.09.2008, Бюл. №4. 3 с.