

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ ВОЛНОВОЙ РЕДУКТОР С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБА

Степанова Д.Л.

Научный руководитель: проф. Крауиньш П.Я;
Национальный исследовательский Томский политехнический университет
E-mail: dasami2@mail.ru

Известны многие виды редукторов, основанные на работе зацеплений широко используемых, такие как эвольвентные и червячные. Не давно появившихся – эксцентриково-циклоидальное зацепление. В данной работе рассматривается новый тип редуктора: кинематический волновой редуктор с новым модифицированным профилем зуба близким к профилю зуба зацепления Новикова.

На рис.1 представлена кинематика движения такого 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 кинематического волнового редуктора с модифицированной формой зуба является возможность получения разности между числом зубьев колеса и шестерни в один зуб. Редуктор, представленный на рис. 1 обладает передаточным числом 90, это значение, совместно с параметрами зацепления, определяют основные радиальные габариты передачи. Осевой габарит передачи

(ширина b) может быть рассчитана по известному крутящему моменту. В случае если передача быстроходная или значение эксцентриситета относительно велико, то достаточно установить вторую шестерню в противофазе для устранения влияния центробежных сил. Модифицированный профиль зубьев колеса и шестерни (рис.1), представляют собой головку зуба колеса в виде выступающего полуцилиндра с радиусом r , а у шестерни только ножка зуба в виде полуцилиндрической выемки с таким же радиусом. В зависимости от степени точности на указанный радиус устанавливаются требуемый допуск. Именно такая форма профиля зубьев колеса обеспечивает возможность создания передачи, у которой разница зубьев колеса и шестерни в один зуб.

Каждая передача характеризуется основными параметрами. Передаточное число данной передачи будет выражаться формулой (1), где значение числа зубьев шестерни $z_1=89$, а колеса $z_2=90$.

$$i = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{d_2}{d_2 - d_1}; \quad (1)$$

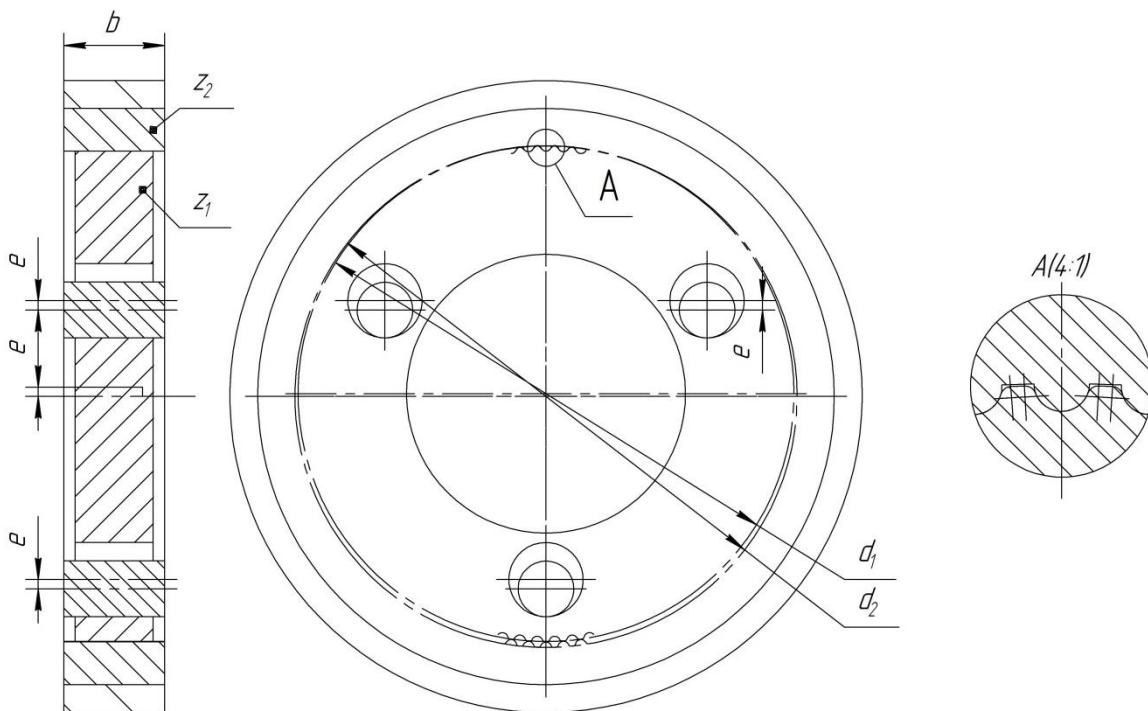


Рис. 1. Кинематика редуктора

Колесо и шестерня соприкасаются своими делительными окружностями. Окружной шаг передачи принято определять некоторой характерной величиной, называемой модулем передачи, используя эту величину, определяют все основные параметры и габариты передачи. Для рассматриваемой формы зуба колеса и шестерни в качестве модуля принимаем введенный характерный размер r . Габариты передачи можно описать следующей формулой (2) через больший диаметр делительной окружности колеса, с которым взаимосвязан модуль:

$$\begin{aligned} d_1 &= r \cdot z_1; d_2 = r \cdot z_2; \\ W &= \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot b; \end{aligned} \quad (2)$$

Зависимость на рис.2 выражает зависимость момента на выходе от значения передаточного числа, принимаем момент на входе и габариты передачи считать неизменным. Из зависимости рис.2 видно, что при неизменном габарите рассматриваемая зубчатая передача обладает высокой несущей способностью, это вызвано, во-первых, касанием выпуклой поверхности зуба колеса по вогнутой поверхности зуба шестерни и соответственно большой площадкой контакта и, во-вторых, повышенной удельной несущей способностью масляного клина между зубьями. Последнее связано с тем, что скорость качения направлена перпендикулярно к линии контакта.

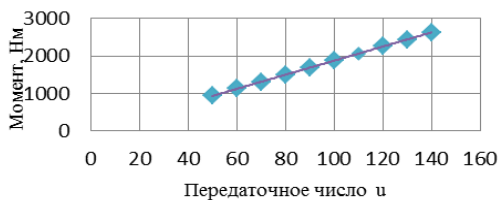


Рис.2. Зависимость момента на выходе от передаточного числа

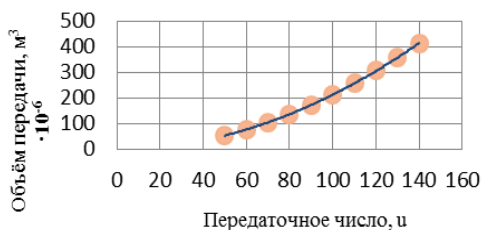


Рис.3. Зависимость объема передачи от передаточного числа

Также модуль, характеризует контактную прочность, с ростом модуля растут размеры опасного сечения и размеры площадки контакта. Зависимость изменения габаритов передачи с увеличением передаточного числа показано на рис.3. При весьма больших значениях передаточного числа, данное зацепление характеризуется малыми габаритами, много меньше широко используемых передач. При этом несущая способность передачи весьма велика (рис.4).

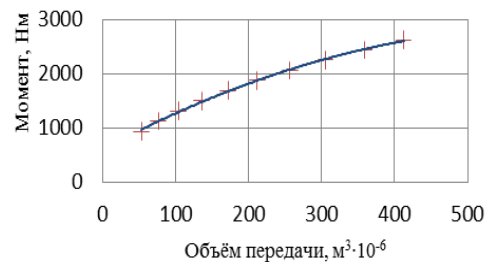


Рис.4. Зависимость момента на выходе от объема передачи

Рассмотренные зависимости дают возможность определить оптимальные габариты передачи зная требуемый крутящий момент, определить передаточное отношение. Одним из основных важных параметров данного редуктора является свойство самоторможения. В случае использования данного редуктора в различных приводах, необходимость установки дополнительного тормоза в привод отпадает.

Рассматриваемая передача выделяется среди механических передач благодаря целому ряду достоинств, из которых важнейшие: компактность, высокий к.п.д., большая долговечность и надежность в работе, возможность осуществления передачи с широким диапазоном мощностей при любых скоростях и передаточных числах, простота обслуживания.

Список литературы:

1. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. М.: Наука, 1976 - 175 с.
2. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техника, 1978 - 144 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т.2. - М.: Машиностроение, 2001, -912 с.
4. Многооборотный электропривод трубопроводной арматуры, монография / под ред. В.Я. Распопова.- Тула. Изд-во ТулГУ, 2011 322 с.