

## **Деформация гибкого колеса волновой зубчатой передачи под действием радиальных сил от роликов генератора волн**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»*

**Ключевые слова:** волновая зубчатая передача, деформации

**Ключові слова:** хвильова зубчата передача, деформації

**Key words:** harmonic drive gear, deformations

### **1. Введение**

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) благодаря своим исключительным свойствам находят широкое применение в станко-, роботостроении, аэрокосмической отрасли и других областях техники. К достоинствам ВЗП можно отнести большое передаточное число, способность передавать высокие нагрузки, высокие массогабаритные характеристики. Перспективно использование ВЗП в системах управления механизацией крыльев летательных аппаратов, в системах ориентации наземных и орбитальных телескопов, панелей солнечных батарей космических аппаратов, а также в высокоточном медицинском оборудовании [1-2].

Одной из составных частей ВЗП является гибкое зубчатое колесо. При сборке ВЗП гибкое колесо подвергается деформации со стороны генератора волн и приобретает форму, близкую к эллипсу. Важно знать, какую именно изначальную форму оно принимает, а также какие напряжения возникают в колесе перед началом работы передачи.

Исследованию процессов, протекающих в ВЗП, посвящен ряд работ и исследований [3-4]. Однако моделирование деформации гибкого колеса ВЗП под действием нагрузок со стороны неподвижного генератора волн в САЕ-среде рассмотрено не было. Поэтому данная задача является актуальной.

**Цель данной работы** представляет собой анализ особенностей напряженно-деформированного состояния (НДС) гибкого колеса под действием радиальных нагрузок со стороны генератора волн методом конечных элементов.

### **2. Постановка задачи**

Для достижения цели исследования были сформулированы задачи исследования:

- расчет геометрических параметров объекта исследования и разработка его модели, включая связи и нагрузки;
- расчет НДС гибкого колеса методом конечных элементов в САЕ-среде;
- анализ особенностей напряженно-деформированного состояния гибкого колеса ВЗП, определение его формы после деформации.

### **3. Результаты и обсуждения**

Геометрическая модель гибкого колеса рассчитана согласно методике, приведенной в [1].

Расчетный диаметр отверстия гибкого колеса  $D_{II}$  определяют по формуле

$$D_{II} = 28,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\Psi_B [p]}}, \quad (1)$$

где  $T_2$  – номинальный вращающий момент на тихоходном валу (задают, как исходный параметр);

$\Psi_B$  – коэффициент ширины зубчатого венца гибкого колеса (принимают 0,20...0,22);

$[p]$  – допустимое удельное давление на рабочих поверхностях зубьев.

$$[p] = [p]_B \left( \frac{5000}{L_h} \right)^{0,2} K_i K_\Gamma, \quad (2)$$

где  $L_h$  – долговечность волновой передачи;

$[p]_B$  – допустимое базовое удельное давление для стальных улучшенных колес, работающих со смазкой при долговечности  $L_h \geq 5000$  часов;

$K_i$  – коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения  $i$  при  $80 \leq i \leq 250$ , определяется зависимостью

$$K_i = \left[ \frac{(i-10)}{80} \right]^{0,45}; \quad (3)$$

$K_\Gamma$  – коэффициент, учитывающий влияние типа генератора волн ( $K_\Gamma = 1$  при кулачковом генераторе и  $K_\Gamma = 0,85$  – при дисковом).

Диаметр  $D_{II}$  округляют до ближайшего по ГОСТ 6636-69 значения из ряда Ra40.

Число зубьев гибкого колеса определяют по зависимости

$$Z_\Gamma = 2 \cdot i, \quad (4)$$

где  $i$  – передаточное отношение передачи, которое задается, как исходный параметр.

Толщину стенки гибкого колеса определяют по соотношению

$$h_1 = 0,0116 \cdot D_{II} \cdot \left( \frac{i}{80} \right)^{0,3}, \quad (5)$$

Высота зуба гибкого колеса не должна превышать толщину стенки гибкого колеса, а длина гибкого колеса не должна быть меньше, чем половина диаметра внутреннего отверстия гибкого колеса.

Следует отметить, что данная методика является упрощенной и служит исключительно для построения опытной геометрической модели.

В качестве исходных параметров были взяты следующие: номинальный вращающий момент на тихоходном валу  $T_2 = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , передаточное отношение редуктора  $i = 85$ , тип генератора – кулачковый.

Получены такие значения геометрических параметров: внутренний диаметр  $D_{II} = 120 \text{ мм}$ ; число зубьев  $Z_\Gamma = 170$ ; толщина стенки гибкого колеса  $h_1 = 1,5 \text{ мм}$ ; высота зуба – 1,3 мм, ширина зуба в месте соединения со стенкой колеса – 1,5 мм; ширина зуба снаружи – 0,85 мм.

Геометрическая модель гибкого колеса, полученная после расчета указанных выше параметров ВЗП, показана на рис. 1.

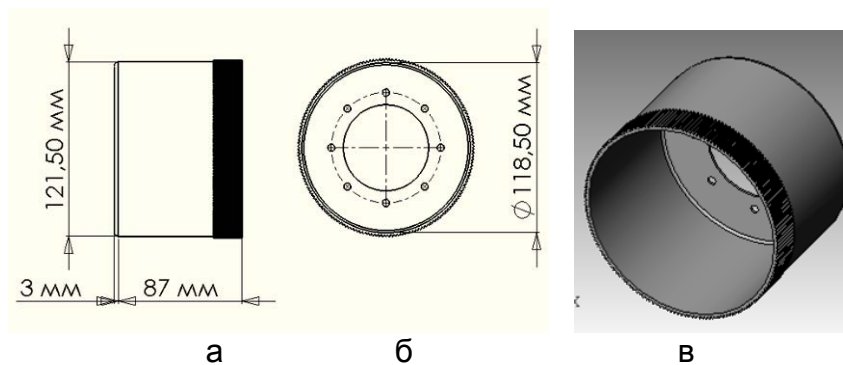


Рис. 1. Геометрическая модель гибкого колеса ВЗП:  
а – вид сбоку; б – вид спереди; в – изометрия

Материал для гибкого колеса – легированная сталь со следующими параметрами: модуль упругости –  $2,1 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона – 0,28, модуль сдвига –  $7,9 \cdot 10^{10}$  Па, массовая плотность –  $7,7 \cdot 10^2$  кг/м<sup>3</sup>, предел прочности при растяжении и сжатии –  $7,2 \cdot 10^7$  Па, предел текучести –  $6,2 \cdot 10^7$  Па.

Для моделирования роликов генератора волн были использованы два кулачка (рис. 2, а). Кулачки подвергаются нагрузке в виде равномерно распределенного давления и моделируют взаимодействие роликов генератора и гибкого колеса. Эти нагрузки прилагаются к плоским граням кулачков (рис. 2, а).

Величина давления на плоскую грань каждого кулачка равна  $10^6$  Па.

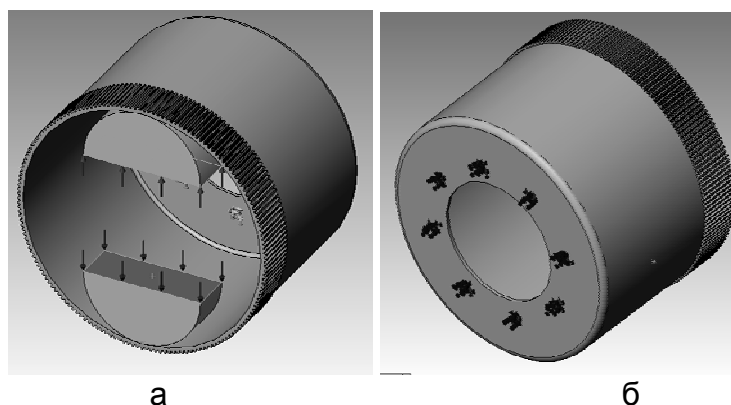


Рис. 2. Кулачки, моделирующие ролики генератора волн, и гибкое колесо:  
а – приложенные нагрузки; б – ограничения, наложенные на колесо

Для имитации соединения гибкого колеса с выходным валом передачи были наложены ограничения (связи), как это показано на рис. 2, б. На внутренние поверхности каждого из восьми отверстий, служащих для соединения гибкого колеса ВЗП с выходным валом, были наложены ограничения типа «Зафиксирован». Это означает, что данная поверхность лишена шести степеней свободы.

При генерировании сетки конечных элементов применен адаптивный алгоритм. Модель гибкого колеса представлена как твердое тело. Применение оболочки в данном случае, по мнению автора, нецелесообразно, так как возникают

трудности с моделированием цепочки: зубчатый венец – стенка колеса - кулачок. Стороны ячеек являются кривыми второго порядка.

При моделировании НДС гибкого колеса получены распределения напряжений и перемещений, как это изображено на рис. 3-4.

В зонах, которые показаны светлыми областями (рис. 3), значения напряжений Мизеса находится в диапазоне  $5,4 \cdot 10^8 \dots 7,1 \cdot 10^8$  Па. Видно, что данные значения практически приближаются к пределу прочности материала, однако не превышают его, т. е. разрушение стенки гибкого колеса и зубчатого венца не происходит. На рис. 3 показано, что в зоне контакта кулачка и гибкого колеса образуется две зоны максимальных напряжений и, соответственно, деформаций.

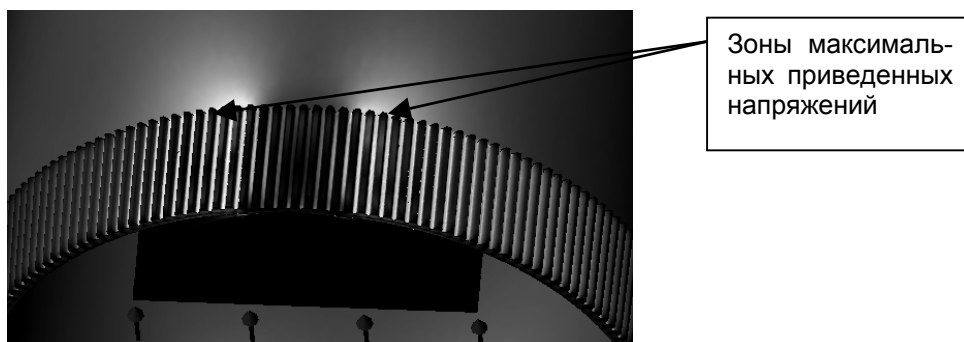


Рис. 3. Тоновая картина распределения приведенных напряжений в зоне контакта кулачка и стенки гибкого колеса

Максимальное значение перемещения получено в зоне контакта кулачков с внутренней поверхностью гибкого колеса, и оно составляет  $2,88 \cdot 10^{-3}$  м.

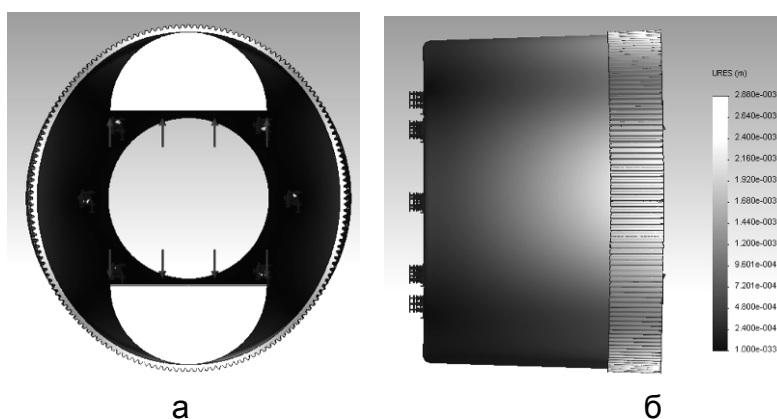


Рис. 4. Форма гибкого колеса после деформации: а – вид спереди; б – вид сбоку

При исследовании НДС гибкого колеса получены графики зависимости максимального перемещения точек гибкого колеса и максимального напряжения от приложенной нагрузки (рис. 5).

Как видно из приведенных графиков, данные зависимости носят линейный характер.

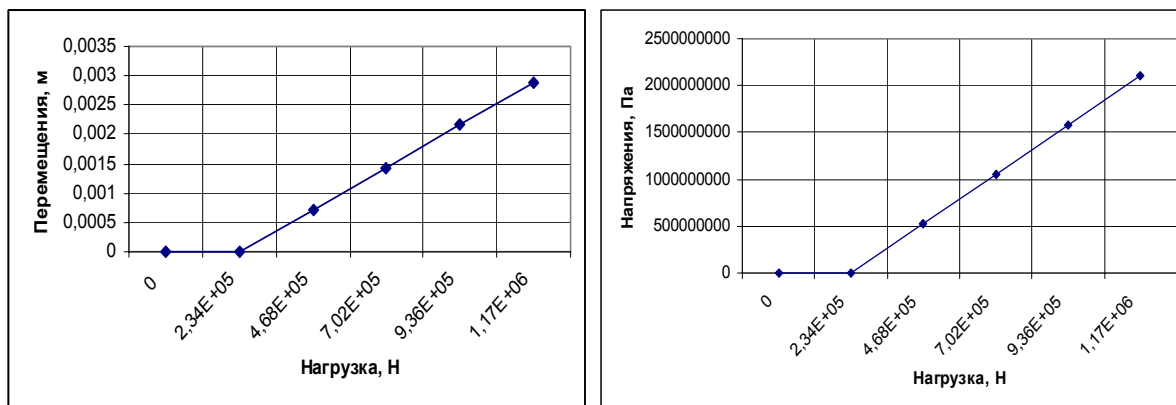


Рис. 5. Графики зависимостей:  
 а – максимальных перемещений точек колеса от нагрузки; б – максимальных напряжений от нагрузки

#### 4. Выводы

1. Разработана механо-математическая модель гибкого колеса ВЗП.
2. Проведено моделирование деформации гибкого колеса под действием нагрузок со стороны роликов генератора волн.
3. Получены картины распределения напряжений и перемещений для гибкого колеса. Возникающие напряжения допустимы и не приводят к разрушению колеса. Кроме того, в зоне контакта кулачка и стенки гибкого колеса возникает две зоны максимальных напряжений.
4. Определена форма гибкого колеса после деформации, что необходимо для моделирования процессов, происходящих в ВЗП.
5. Определены зависимости максимальных перемещений точек гибкого колеса и максимальных приведенных напряжений от приложенной нагрузки. Зависимости носят линейный характер.

#### Список литературы

1. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: моногр. / А.И. Полетучий – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – 2005.- 675 с.
2. Волновые зубчатые передачи / под ред. Д.П. Волкова, А.Ф. Крайнева – К.: Техника, 1976.- 220 с.
3. Flavius A. Ardelean. 3D modeling of the harmonic drive using “CATIA” // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol. VI (XVI). – P. 882-885.
4. Flavius A. Ardelean, Petru Ungur. Comparison between the classical harmonic drive and the hermetized harmonic drive // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol. VI (XVI). – P. 886-889.

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. В. Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

Поступила в редакцию 06.03.09.