

**АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО  
СОСТОЯНИЯ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНОГО КОЛЕСА  
СИЛОВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПОД  
ДЕЙСТВИЕМ ГЕНЕРАТОРА**

**Ю.С. Воробьев<sup>1</sup>, д.т.н., проф., А.Г. Приймаков<sup>2</sup>, к.т.н., проф.,  
Н.Ю. Овчарова<sup>3</sup>, асп., Т.Ю. Евченко<sup>3</sup>, студент**

<sup>1</sup>*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*

<sup>2</sup>*Харьковский национальный университет строительства и архитектуры*

<sup>3</sup>*НТУ “ХПИ”, кафедра газогидромеханики и теплообмена*

*В работе рассматривается напряженно-деформированное состояние двухслойных металлополимерных колес силовых волновых передач, под действием статического и динамического нагружения, вызванного воздействием генератора. Для решения данной задачи использовалась трехмерная конечно-элементная модель.*

**Введение.** Рассматривается задача напряженно-деформированного состояния двухслойных металлополимерных колес силовых волновых передач, способных обеспечивать минимальный уровень шума и вибраций, при условии их долговечности и способности испытывать большие нагрузки.

На сегодняшний день актуальной является проблема обеспечения минимального уровня шума и вибраций при условии высокой надежности, быстродействия и обеспечения высокой точности позиционирования. Это приводит к тенденции использования волновых зубчатых редукторов или волновых приводов для летательных аппаратов, робототехнических комплексов, в технике подводного флота, транспортно-накопительных системах [1 – 4].

Волновые передачи, в сравнении с обычными зубчатыми, имеют меньшую массу и меньшие габариты, обеспечивают более высокую кинематическую точность, работают с меньшим шумом. В данной статье рассматривается металлополимерная конструкция гибких зубчатых колес волновых передач с повышенной работоспособностью, у которой прочность и твердость металлического слоя с зубчатым венцом соединяется комплексом антифрикционных демпфирующих защитных и других положительных качеств полимера. Наличие металлического слоя (снаружи) уменьшает влияние усадки полимера колебаний температуры и влажности окружающей среды на размерную стабильность оболочки [2]. Для внешней металлической оболочки гибкого колеса (с зубчатым венцом) в случае силовых ВЗП наиболее обосновано [2, 4 – 6] применение легированных хромоникелиевых сталей с пределом выносливости  $\sigma_b > 90 \text{ МПа}$  ( $90 \text{ кг/мм}^2$ ). В данном случае модель материала сталь 40ХНМА (30ХГСА): плотность  $\rho_1 = 7800 \text{ кг/м}^3$ , приведенный модуль упругости  $E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , приведенный  $\nu_1 = 0,3$ .

В работах [2, 5 – 7] показано, что при выборе материала полимерного

слоя следует учитывать такие характеристики как: усталостная прочность, износостойкость, антифрикционные особенности, теплостойкость, размерная стабильность, а также ориентироваться на значение модуля упругости  $E_2=3000...2000$  МПа. Этим требованиям наиболее соответствуют полимеры типа полиуретанов. В данном случае модель материала полимер ПУ-1: плотность  $\rho_2=1300$  кг/м<sup>3</sup>, модуль упругости  $E_2=3100$  МПа, к-т Пуассона  $\nu_2=0,45$ .

**Постановка задачи.** Рассматривается двухслойное металлополимерное зубчатое гибкое колесо под воздействием внутренней статической нагрузки, и испытывающее динамическую нагрузку на внешней поверхности. Тангенциальная сила  $F_t$  волнового зубчатого зацепления здесь не учитывается (Рис. 1). Необходимо в соответствии с чертежом построить упрощенную конечно-элементную модель двухслойного металлополимерного зубчатого гибкого колеса, рассчитать статическую и динамическую нагрузки, провести численный анализ напряженно-деформированного состояния данной модели.

### Результаты расчета

Статическая нагрузка, действующая на внутреннюю поверхность, рассчитывается по формуле:

$$q = \frac{F_{cm}}{\Delta/\Delta S}$$

где  $F_{cm} = \frac{2 \cdot 7600}{3d_s} \operatorname{tg} 23^\circ$ ,  $\Delta S = \frac{\pi R}{6}$

Статическая нагрузка  $q = 13$  МПа;

Динамическая нагрузка действующая на наружную поверхность является периодической и рассчитывается по формуле:  $P(t) = q\Delta t$

где  $\Delta t = 0.1$

Динамическая нагрузка  $P(t) = 1,3$  МПа

Схематически распределение статического и динамического нагружения показано на рис.1

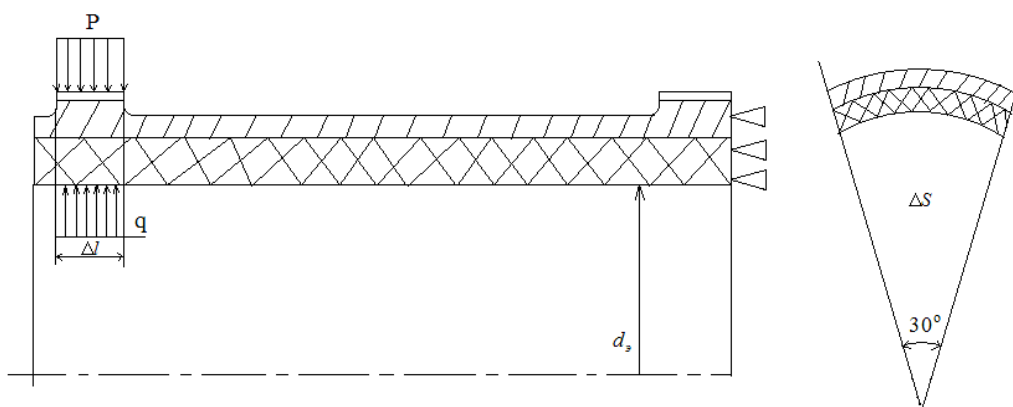


Рис.1. Схема нагружения.

В результате расчета напряженно-деформированного состояния были получены максимальные суммарные перемещения (максимум был зафиксирован на полимерном слое и составил 0,3 мм). Это удовлетворяет условию: максимальные радиальные перемещения не должны превышать 0,5 мм для статической нагрузки и 0,8 мм для динамической:  $\Delta w_{дин} = 1,15 \Delta w_{ст}$ ,

(рис.2 а). Полученные напряжения по Мизесу достигают максимума на свободном конце оболочки и составляют 293 МПа, а min – 32,6 МПа, что позволяет определить амплитуду и среднее значение напряжений, (рис.2 б).

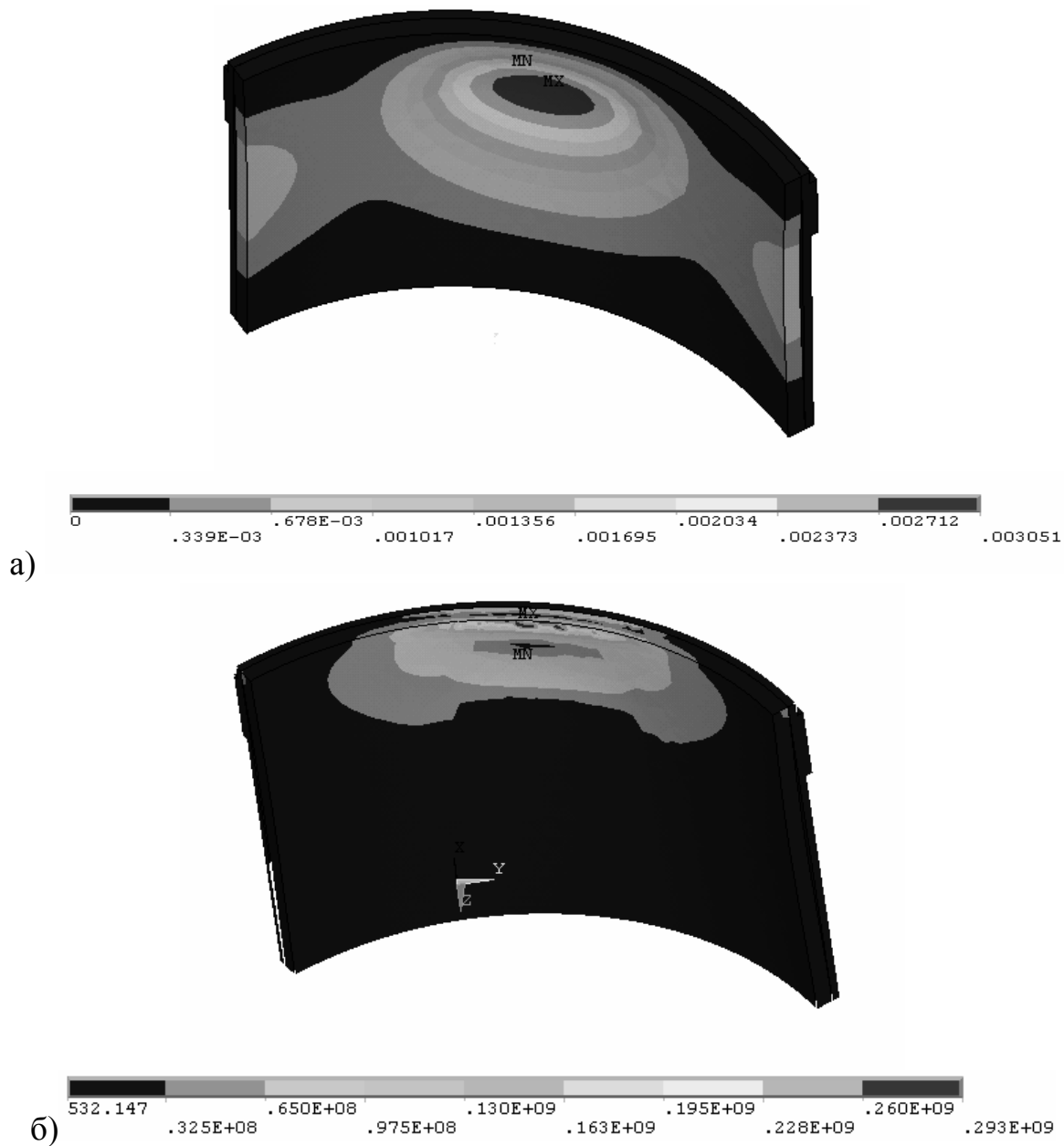


Рис.2. Суммарные перемещения и напряжения по Мизесу

В области максимальных значений напряжения и перемещения, была выбрана произвольная точка и построены графики зависимости от времени, представленные на рис 3.

**Заключение.** Таким образом, полученная конечно-элементная модель двухслойного металлополимерного зубчатого гибкого колеса, позволяет оценить характер распространения напряжений и перемещений, вызванных радиальным деформированием со стороны генератора и получить численные результаты НДС, в т.ч. максимальные перемещения и напряжения от воздействия внутренней статической и внешней динамической нагрузки. По результатам расчета можно сделать вывод, что при нагружении данной конструкции, max перемещения находятся в середине расположенного зуба,

а напряжение достигает максимума вблизи свободного открытого конца оболочки. Численные значения не выходят за пределы допустимых.

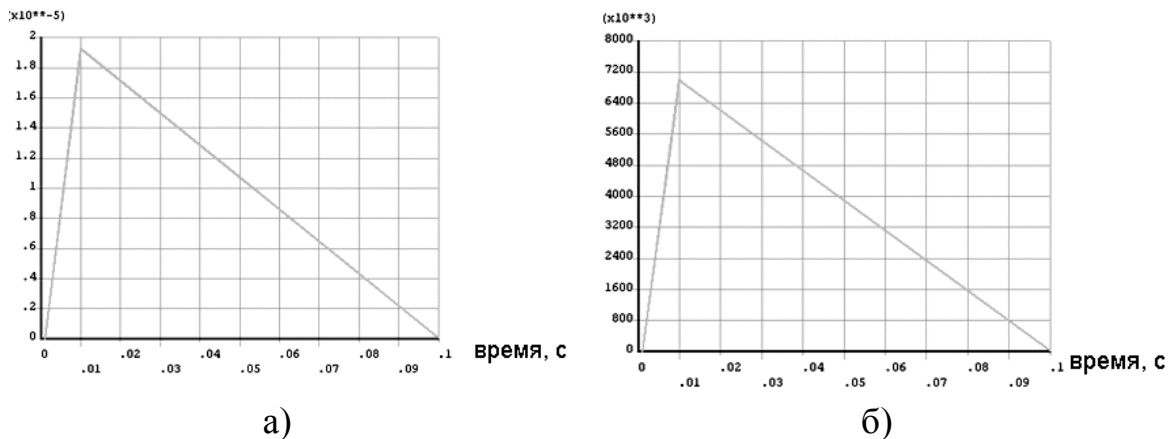


Рис.3. Графики зависимости перемещений а) и напряжений б) от времени

### Список использованных источников

1. Волков Д.П. Волновые зубчатые передачи / Волков Д.П., Крайнев А.Ф.. – К.: Техника, 1976. – 216 С.
2. Приймаков А.Г. Теория и конструирование силовых волновых зубчатых передач: монография / Приймаков А.Г., Воробьев Ю.С., Приймаков Г.А.. – Харьков: «Обериг», 2010. – 351 С.
3. Приймаков А.Г. Гибкие автоматизированные производства и робототехнические комплексы. // Учебное пособие. – Харьков: 1995. – 75 С.
4. Иванов М.Н., Волновые зубчатые передачи. – М: Высшая школа, 1981. – 198 С.
5. Рудницкий В.И. Определение приведенного модуля упругости двухслойного металлополимерного гибкого колеса волновой зубчатой передачи / Рудницкий В.И., Приймаков А.Г. // Динамика и прочность машин 1984, № 32. – 49 – 52 С.
6. Белый В.А. Металлополимерные зубчатые передачи / Белый В.А., Старжинский В.Э., Щербаков С.В.. – Минск: изд. Наука и техника, 1981. – 351 С.
7. Болотин Б.В. Механика многослойных конструкций / Болотин Б.В., Новичков Ю. В.. – М.: Машиностроение, 1980. – 37 – 49 С.

### Анотація

## АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОПЛАСТИКОВОГО КОЛЕСА СИЛОВИЙ ХВИЛЬОВИЙ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ ПІД ДІЄЮ ГЕНЕРАТОРА

**Ю.С.Воробьев, А.Г.Приймаков, Н.Ю.Овчарова, Т.Ю.Евченко**

*В роботі розглядається напружено-деформований стан двошарових металополімерних коліс силових хвильових передач, під дією статичного і динамічного навантаження, викликаного впливом генератора. Для вирішення даної задачі використовувалася тривимірна скінченно-елементна модель.*