

*А.В. КУЗНЕЦОВА*, аспирантка каф. ОПМ ДонНТУ, г Донецк

### ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫХ ЗУБЬЕВ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Исследовано влияние износа зубьев конических колес с двояковыпукло-вогнутыми зубьями на радиусы кривизны боковой поверхности зубьев и контактные напряжения в передаче. Приведены модели зубьев изношенной зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10.

Досліджено вплив зношування зубців конічних коліс із двоопукло-ввігнутими зубцями на радіуси кривизни бічної поверхні зубців і контактні напруги в передачі. Наведено моделі зубців зношеної зубчастої передачі вугільного комбайна РКУ10.

The influence of biconvex-concave teeth wear of bevel gears on the curvature radiuses of the teeth lateral surface and contact stresses in gear was investigated. A model of the worn gear teeth of coal shearer RKU10 is shown.

**Постановка проблемы.** Конические зубчатые передачи с двояковыпукло-вогнутыми зубьями (ДВВ-зубьями) [1] в последнее время стали активно применять для повышения надежности редукторов горных машин. Преимуществами конических колес с ДВВ-зубьями являются высокая нагрузочная способность, большая плавность зацепления и значительное снижение шума. В настоящее время исследования износа зубьев конических передач с ДВВ-зубьями не производятся в отличие от цилиндрических эвольвентных передач [2]. В связи с тем, что износ зубьев оказывает значительное влияние на динамику зубчатых передач, прогнозирование изменения качественных характеристик конических зубчатых передач с ДВВ-зубьями в зависимости от времени их эксплуатации является актуальным.

**Цель работы** – оценить влияние износа зубьев конических передач с ДВВ-зубьями на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

**Основное содержание работы.** Для решения поставленной задачи были определены координаты изношенной поверхности зуба методом лазерного сканирования, предложенным учеными института робототехники и управления технологическими процессами технического университета Брауншвейга Симоном Вилькенбахом, Свенном Молкенстраком, Фридрихом М. Войле [3].

В данной работе исследование износа зубьев проводилось на базе анализа зацепления зубчатой передачи угольного комбайна РКУ10 производства ЗАО "Горловский машиностроитель" (г. Горловка, Донецкая обл., Украина). Параметры исследуемой передачи представлены в таблице.

Трехмерные модели зубчатых колес изношенной зубчатой пары (рисунок 1) реализованы с помощью системы автоматизированного трехмерного проектирования.

Таблица – Основные параметры исследуемой зубчатой передачи

Параметр	шестерня	колесо
Средний нормальный модуль	13мм	
Внешний окружной модуль	15,4647мм	
Число зубьев	13	24
Коэффициенты смещения исходного контура	0,55	0,95
Межосевой угол	90°	
Средняя арифметическая шероховатость	6,3мкм	
Ширина зубчатого венца	70мм	
Угловая скорость ведущего вала	27,69рад/сек	
Вращающий момент на ведущем валу	10420Н·м	
Удельная нагрузка по длине зуба	1866,9Н/мм	
Материал и термическая обработка	сталь 20Х2Н4А цементация, закалка 57÷63HRC <sub>3</sub>	
Предел текучести материала зубчатых колес	1080 МПа	

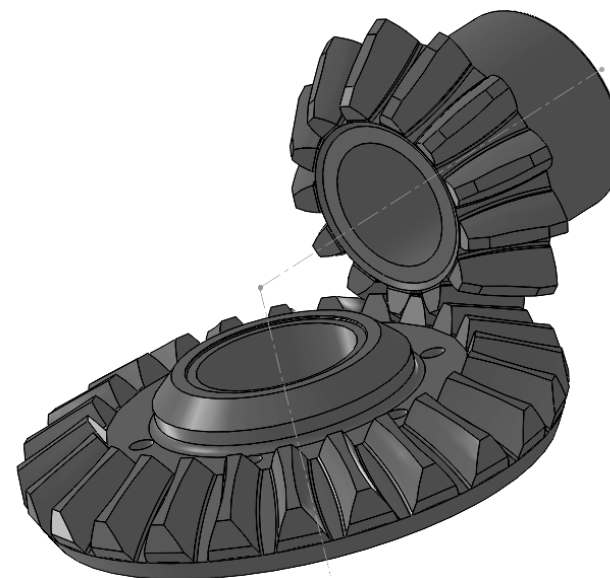


Рисунок 1 – Исследуемая коническая передача с ДВВ-зубьями

С помощью созданных трехмерных моделей были вычислены радиусы кривизны боковой поверхности зубьев. Характер изменения радиусов кривизны в процессе зацепления по длине зуба нового и изношенного профилей представлен на рисунке 2.

Графики изменения радиусов кривизны в среднем сечении зубьев шестерни и колеса в функции времени зацепления зубчатой пары для нового и изношенного профилей представлены на рисунке 3.

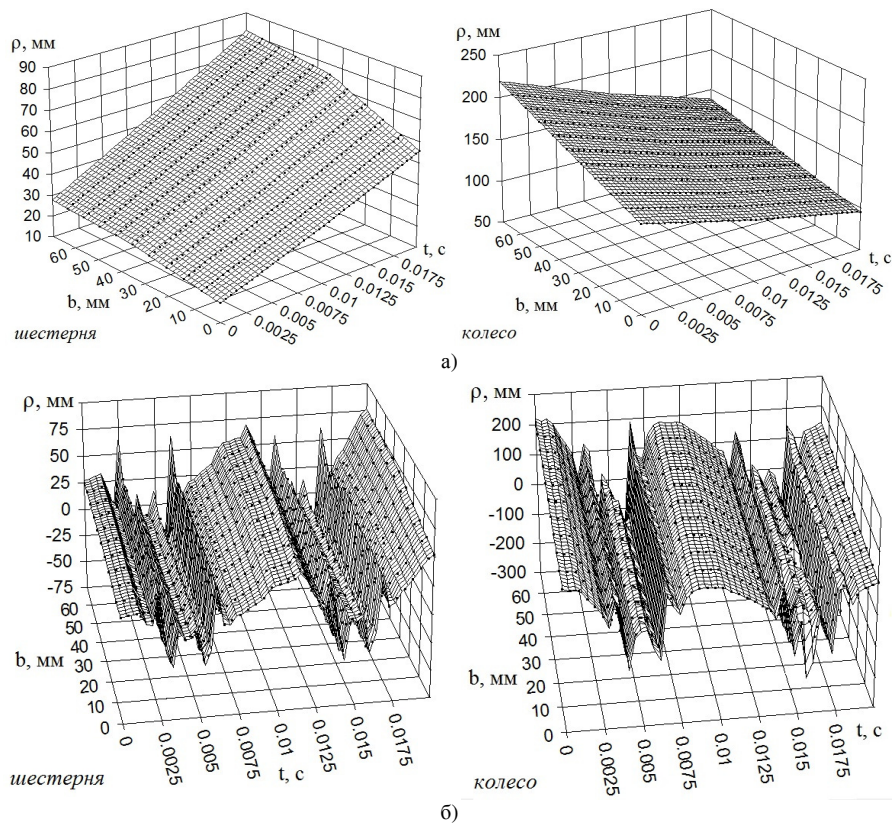


Рисунок 2 – Изменение радиусов кривизны  $\rho$  по длине зуба  $b$  в функции времени зацепления  $t$  зубчатой пары:  
 а) неизношенный профиль, б) изношенный профиль

Из рисунков 2-3 следует, что износ зубьев оказывает значительное влияние на радиусы кривизны профиля. Изменение знака радиуса кривизны свидетельствует о том, что поверхность зуба становится вогнутой. В зонах перехода от выпуклой части к вогнутой и наоборот радиус кривизны принимает значения, равные бесконечности, то есть, образуются плоские участки на боковой поверхности зуба. Вследствие изменения радиусов кривизны профилей меняется приведенный радиус кривизны, который в свою очередь, оказывает непосредственное влияние на величину контактных напряжений.

Определение контактных напряжений в зацеплении производилось по формуле Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_r}{\rho_r}},$$

где  $E_r$  – приведенный модуль упругости (для стальных зубчатых колес  $E_r = 203000 \text{ МПа}$ );  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса соответственно, мм;  $\rho_r = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$  – приведенный радиус кривизны профилей зубьев в точке их контакта, мм.

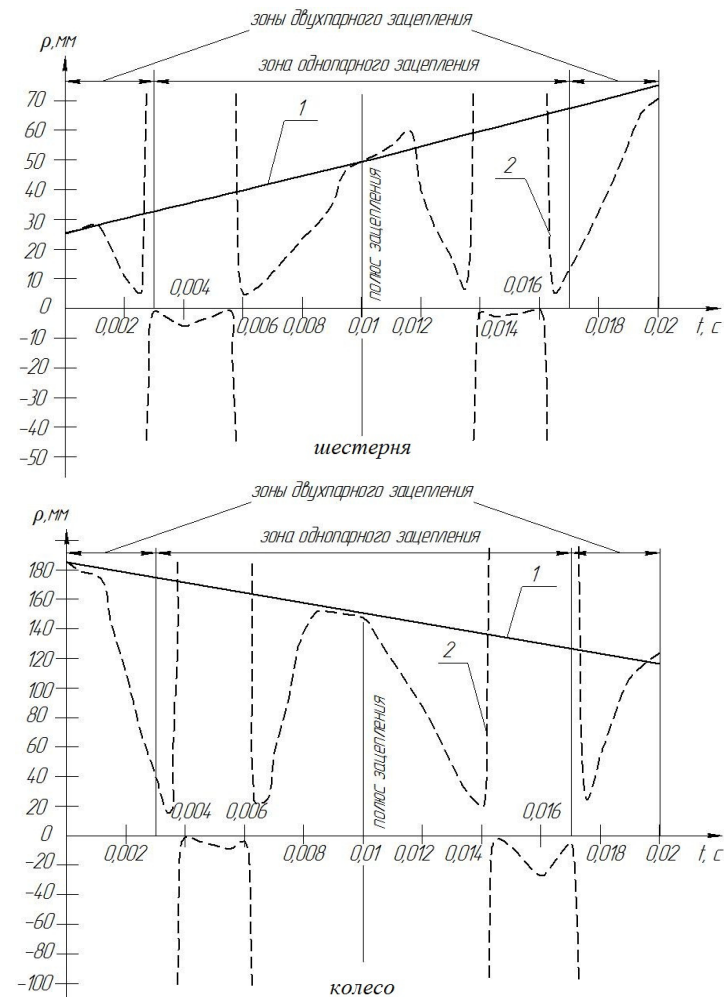


Рисунок 3 – Изменение радиусов кривизны  $\rho$  в функции времени зацепления  $t$  зубчатой пары:  
 1 – неизношенный профиль; 2 – изношенный профиль

Результаты определения контактных напряжений в процессе зацепления зубчатой передачи представлены на рисунке 4.

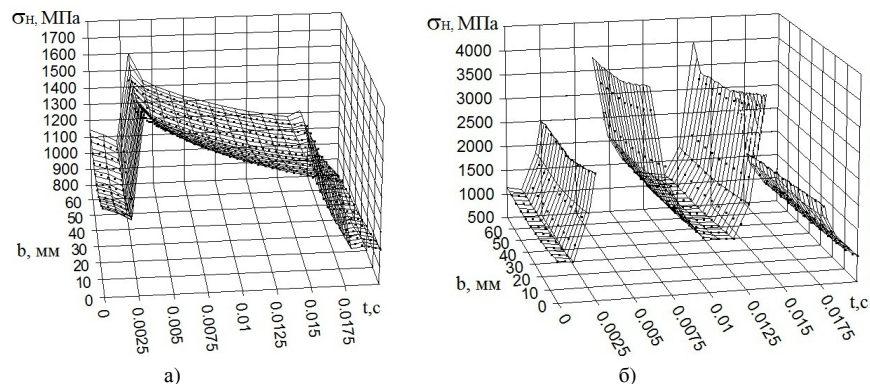


Рисунок 4 – Изменение контактных напряжений  $\sigma_H$  по длине зуба  $b$  в функции времени зацепления  $t$  зубчатой пары:  
а) неизношенный профиль; б) изношенный профиль

Результаты определения контактных напряжений для среднего по длине зуба сечения представлены на рисунке 5.

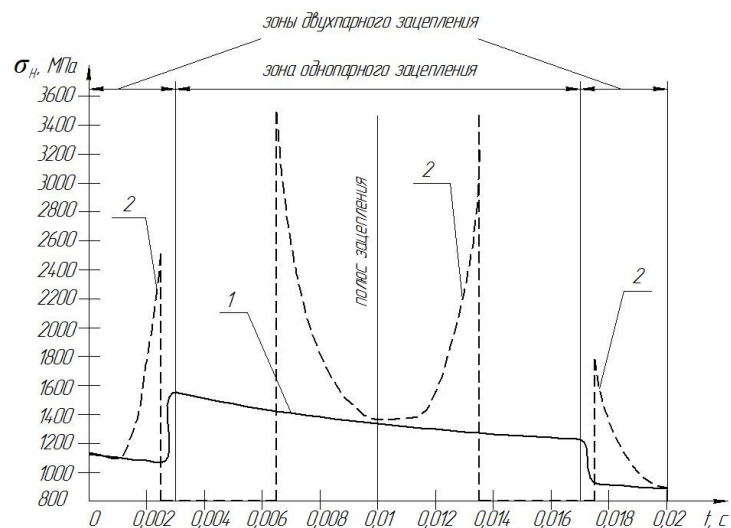


Рисунок 5 – Изменение контактных напряжений в функции времени зацепления  $t$  зубчатой пары:  
1 – неизношенный профиль, 2 – изношенный профиль

В результате непостоянства и значительного увеличения контактных напряжений по высоте и длине зубьев следует ожидать по мере эксплуатации передачи увеличение степени искажения профилей, так как износ в большей мере зависит от значений контактных напряжений.

**Выводы.** Результаты проведенных исследований показали, что вследствие износа зубьев профиль зуба искажается по отношению к исходному неравномерно по высоте зуба. Даже малый износ вызывает значительное изменение радиусов кривизны, а при большом износе радиус кривизны может менять свой знак. Изменение кривизны контактирующих поверхностей зубьев существенно влияет на мгновенное значение контактных напряжений в процессе зацепления.

**Список литературы:** 1. СТП 12.44.28.028-76. Передачи зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями. – М.: 1976. – 28с. 2. *Онищенко Валентин*. Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев // Gliwice: MECHANIKA, 1999 – Z.131. 3. *S. Winkelbach*. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / *Simon Winkelbach, Sven Molkenstruck, Friedrich M. Wahl* // Deutsche Arbeitsgemeinschaft für Mustererkennung. – 2006. – LNCS 4174. – P.718-728.

Поступила в редколлегию 20.05.11

УДК 621.833.6

**В.А. МАТУСЕВИЧ**, главн. конструктор-директор ГП "ХАКБ", г. Харьков  
**Ю.В. ШАРАБАН**, зам. главн. конструктора ГП "ХАКБ"  
**А.В. ШЕХОВ**, старший научный сотрудник НАКУ "ХАИ", г. Харьков  
**В.Т. АБРАМОВ**, к.т.н., доцент НАКУ "ХАИ"

### ОПТИМИЗАЦИЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА $\overline{AI}$ ПО КРИТЕРИЮ ОБЪЕМА КОНСТРУКЦИИ

Рассмотрен вопрос разработки методики оптимизации общего объема многоступенчатого планетарного механизма  $\overline{AI}$  с учетом условий прочности при изгибе и контакте. Оптимальное распределение передаточного отношения механизма по ступеням учитывает возможные значения чисел зубьев одной ступени. Приведен пример проектирования многоступенчатого планетарного механизма.

Розглянуто питання розробки методики оптимізації загального об'єму багатоступінчатого планетарного механізму  $\overline{AI}$  з урахуванням умов міцності при згині та контакту. Оптимальний розподіл передаточного відношення механізму по ступеням враховує можливі значення чисел зубців однієї ступені. Наведено приклад проектування багатоступінчатого планетарного механізму

The method of finding of the optimum result volume of planetary transmission  $\overline{AI}$  from the conditions of the bending strength and contact strength is considered. The optimum distribution transfer attitude from the area of existence of number of teeth is given. Example optimization of planetary transmission is given.

**Постановка проблемы.** Основным требованием, которому должна удовлетворять конструкция электромеханического привода системы управления летательного аппарата является минимальность значения ее массы. Существенное