

Федин Д. А. /к. т. н./, Виноградов Б. В. /д. т. н./  
ГВУЗ «Украинский государственный  
химико-технологический университет»

## Напряженное состояние открытых зубчатых передач барабанных мельниц

Методом конечных элементов исследовано напряженное состояние венца зубчатой передачи барабанной мельницы. Показано, что при отсутствии погрешностей зацепления в крупногабаритных передачах имеет место неравномерность распределения нагрузки. Исследовано влияние формы профиля зубчатого венца на распределение нагрузки по длине контактных линий. Ил. 5. Табл. 3. Библиогр.: 4 назв.

**Ключевые слова:** зубчатая передача, напряженное состояние, распределение нагрузки, метод конечных элементов

*Stress state of gear drive crown of tumbling mill is investigated by finite elements method. It is shown that if the gearing errors in large gears are absent, there takes place irregularity in load distribution. The influence of profile shape of gear drive crown on the distribution of load along the length of contact lines is investigated.*

**Keywords:** gear drive, stress state, distribution of load, method of finite elements

### Актуальность задачи

Современная тенденция увеличения единичной мощности барабанных мельниц привела к созданию тяжело нагруженных зубчатых передач. На данный момент в эксплуатации находятся приводы с одной приводной шестерней мощностью 7900 кВт и уже спроектирован привод мощностью 8209 кВт [1]. Увеличение нагрузки на зубчатую передачу сделало задачу обеспечения ее работоспособности еще более актуальной.

### Анализ последних исследований и публикаций

Основными критериями работоспособности зубчатых передач принимаются изгибная и контактная прочность [2]. При этом не в полной мере учитывается влияние конструкции зубчатых колес. Исследования напряженного состояния с использованием современных методов расчета, например, метода конечных элементов, свидетельствуют о значительном влиянии конструкции тела венца на распределение нагрузки в передаче [3]. Упругие деформации приводят к значительному отличию характера распределения напряжений в передаче от теоретического [4].

### Цель работы

Определение основных закономерностей напряженного состояния венца открытой зубчатой передачи барабанной мельницы путем создания и исследования конечно-элементной модели передачи.

### Обоснование геометрической модели

В работе исследована зубчатая передача барабанной мельницы, содержащая приводную

шестерню и зубчатый венец, установленный на цапфе барабана. Основные геометрические параметры передачи приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные геометрические параметры зубчатой пары

Параметр	Обозначение	Шестерня	Колесо
Число зубьев	$z$	34	204
Ширина зуба	$b$ , мм	600	600
Начальный диаметр	$d$ , мм	816	4896
Угол зацепления	$\alpha$ , °	20	
Модуль зацепления	$m$ , мм	24	
Межосевое расстояние	$a_w$ , мм	2856	

Исходные данные по нагружению приведены в табл. 2.

Таблица 2

Исходные данные по нагружению зубчатых передач

Параметр	Обозначение	Величина
Частота вращения шестерни	$n_1$ , об/мин	100
Крутящий момент на шестерне	$T_1$ , кН·м	190,986
Передаточное число	$u$	6

В расчете рассматривается сектор венца с углом раствора  $120^\circ$  без фасок, крепежных отверстий и соседних зубьев, вследствие незначительного влияния указанных элементов на напряженное состояние.

Варианты конструкции зубчатого венца, рассмотренные в работе, представлены на рис. 1.

### Обоснование расчетной схемы

Задача решается для полного контакта одной пары зубьев, при отсутствии фактического

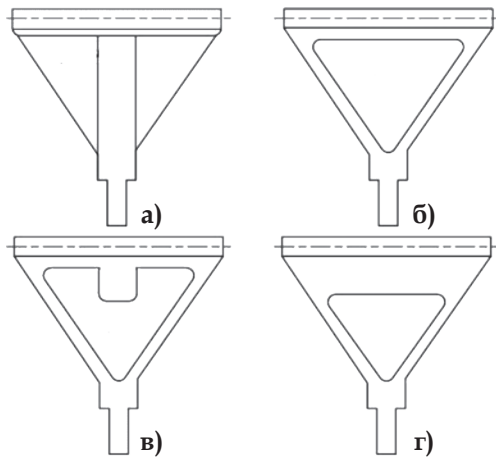


Рис. 1. Геометрическая модель зубчатого венца барабанной мельницы:

- а – Т-образный профиль с косынками;
- б – V-образный профиль;
- в – V-образный профиль с продольным ребром;
- г – V-образный профиль с утолщенным ободом

отклонения контактных линий. Нагрузка воспринимается одной парой зубьев и приложена к полюсу зацепления зуба венца. Расчетная схема задачи представлена на рис. 2. Сектор венца 2 неподвижен. Крутящий момент вала передается на посадочную поверхность шестерни 1, представленную упругим цилиндром. Материал зубчатой передачи – сталь: коэффициент

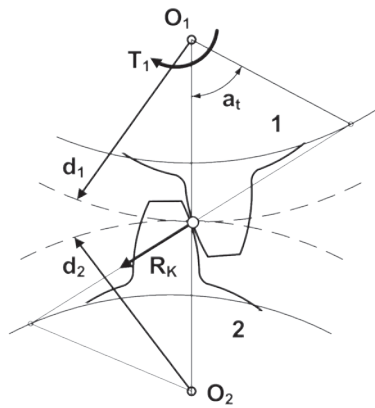


Рис. 2. Расчетная модель зубчатого зацепления барабанной мельницы

Пуассона  $\nu = 0,3$ ; модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  МПа; плотность  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>.

**Результаты расчета и их обсуждение**

Расчет напряженного состояния зубчатой передачи производился методом конечных элементов. Результаты расчетов показали, что венец находится в сложном напряженном состоянии. Можно выделить три особенности распределения напряжений в зубе венца: контактные напряжения по линии контакта зубьев, изгибные напряжения в основании зуба и концентрация напряжений в области перехода спицы венца в ступицу (рис. 3).

При зацеплении зубьев на линии контакта возникают контактные напряжения  $\sigma_H$ . Контактные напряжения принимают наибольшее значение, однако носят локальный характер и коррелируют с коэффициентом неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий. В табл. 3 приведены результаты расчета контактных напряжений, изгибных напряжений и коэффициента неравномерности распределения нагрузки для всех исследованных профилей венца.

Прочность зубьев определяют максимальные изгибные напряжения в основании зуба. На рис. 4-5 представлено распределение изгибного напряжения  $\sigma_F$  в основании зуба по его длине  $b$ .

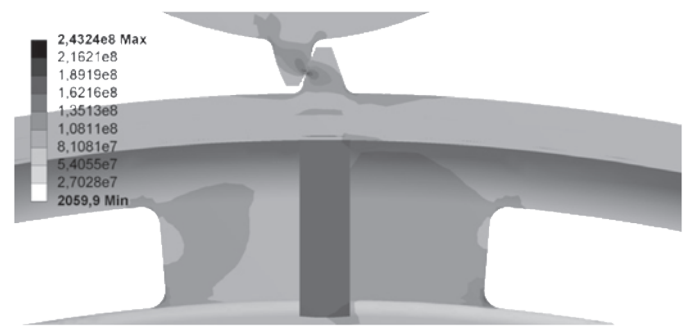


Рис. 3. Эквивалентные напряжения по Мизесу в зубчатом зацеплении с венцом Т-образного профиля

Таблица 3

**Результаты расчета напряжений в зубчатом зацеплении**

Параметр	Модель венца					
	Сплошной диск	Т-образный профиль	V-образный профиль	V-образный профиль с продольным ребром	V-образный профиль с утолщенным ободом	
Контактное напряжение, $\sigma_H$ , МПа	по Герцу, $0,57 \sigma_{Hmax}$	222,2	274,72	305,02	258,56	238,36
	МКЭ	240,0	243,24	254,25	279,54	232,60
Среднее напряжение в основании зуба, $\sigma_F$ , МПа	99,9	94,1	82,96	84,6	85,2	
Напряжение в основании спицы, $\sigma_{hub}$ , МПа	-	136,7	170,0	155,8	130,0	
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta}$	1,10	1,36	1,51	1,28	1,18	

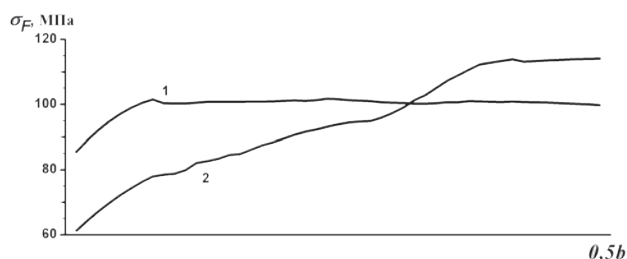


Рис. 4. Изгибные напряжения в корне зуба:

- 1 – сплошной диск;
- 2 – Т-образный профиль с косынками

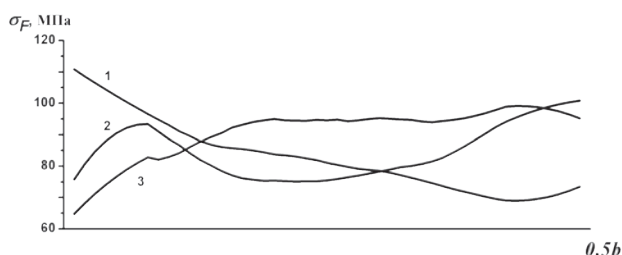


Рис. 5. Изгибные напряжения в корне зуба для моделей:

- 1 – V-образный профиль;
- 2 – V-образный профиль с продольным ребром;
- 3 – V-образный профиль с утолщенным ободом

Особый интерес представляют результаты расчета напряжений в области перехода колеса в ступицу  $\sigma_{hub}$ . Расчеты показали, что вследствие продольной деформации венца в области перехода возникает значительная концентрация напряжений. Величина  $\sigma_{hub}$  больше максимального напряжения в корне зуба для всех рассмотренных вариантов конструкции (табл. 3). Следовательно, работоспособность передачи ограничена прочностью венца.

Для венца, выполненного в виде сплошного диска, результаты расчета изгибных напряжений согласуются с приближенными расчетами по принятым стандартам. Эпюра имеет вид «галтели» с максимумами по краям, что согласуется также с экспериментальными данными [4]. Данная конструкция обладает наибольшей несущей способностью. Ее существенным недостатком является повышенная металлоемкость. В современных тяжело нагруженных зубчатых передачах используют облегченную конструкцию венца, например, Т-образного и V-образного профиля (рис. 1а, б). Данные конструкции обеспечивают работоспособность зубчатой передачи при минимальной металлоемкости, однако имеют меньшую несущую спо-

собность вследствие существенной неравномерности распределения нагрузки по длине зуба даже в отсутствие фактического отклонения контактных линий (рис. 4, линии 1, 2). Модификация V-образного профиля продольным ребром жесткости позволяет распределить нагрузку по длине зуба более равномерно. Утолщение обода венца приводит к выравниванию распределения нагрузки, однако ведет к увеличению металлоемкости конструкции (рис. 5, линии 3-5).

**Выводы**

1. На прочность зубчатого зацепления существенное влияние оказывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Даже при отсутствии погрешностей зацепления за счет упругих деформаций коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий принимает значения  $K_{H\beta} = 1,2-1,5$ .

2. Установлено, что наибольшие напряжения при зацеплении зубчатых колес могут находиться в теле венца, чего не учитывают современные стандарты расчета зубчатых передач на прочность. В связи с этим перспективным является расчет зубчатых передач на прочность методом конечных элементов, позволяющим непосредственно определять напряженное состояние зубчатых колес.

**Библиографический список**

1. Стюарт М., Джонс, Витас Свалбонкс. Горная промышленность / 2007. – № 1 (70). – С. 58-64.
2. ISO 6336-1, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 1996.
3. Виноградов Б. В., Сладковский А. В. Напряженное состояние зубьев открытых передач барабанных мельниц // *Металлург. и горноруд. пром-сть.* – 2001. – № 3. – С. 63-65.
4. Marunić, Gordana. Comparison of Solid Spur Gear Face Load Factors. *Fracture of Nano and Engineering Materials and Structures Proceedings of the 16th European Conference of Fracture / Gdoutos, Emmanuel E. (ed).* – Dordrecht: Springer, 2006. 1229-1230.

Поступила 26.05.2014