

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

Влияние упругих деформаций на распределение нагрузки в зубчатых передачах барабанных мельниц

Цель исследования – оценка влияния упругих деформаций зубчатых колес на неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Предмет исследования – напряженное состояние венцовой зубчатой передачи барабанной мельницы. Исследование проведено методами теории механики деформируемого твердого тела и методом конечных элементов. Исследовано напряженное состояние венца зубчатой передачи барабанной мельницы при однопарном контакте зубьев. Исследована неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при отсутствии погрешностей зацепления. Рассчитаны значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки. Полученные результаты позволяют уточнить методику расчета тяжело нагруженных крупногабаритных зубчатых передач. Ил. 4. Табл. 3. Библиогр.: 4 назв.

Ключевые слова: барабанная мельница, зубчатая передача, напряженное состояние, расчет на прочность, неравномерность распределения нагрузки

The object is the estimation of the influence of gear elastic deformation to the nonuniformity of face load. The subject is the stress state of mill gearing. The methods are the theory of elasticity and the finite element method. The stress state of mill gear under the single pare teeth contact is investigated. The face load factor is calculated. The results are enable to improve the calculation technique of heavy loaded gearings.

Keywords: mill, gearing, stress, stress calculation, face load factor

Актуальность задачи

Снижение удельных затрат энергии на измельчение сырья в барабанных мельницах идет по пути увеличения их единичной мощности [1]. При создании крупногабаритных мельниц наибольшие трудности возникают при проектировании электромеханической системы привода. Наибольшее распространение получили приводы, содержащие зубчатые венцы и приводные шестерни. Поэтому, при создании приводов крупногабаритных мельниц основные усилия направлены на повышение несущей способности венцовой зубчатой передачи. На данный момент в эксплуатации находятся приводы с одной приводной шестерней мощностью 7900 кВт и уже спроектирован привод мощностью 8209 кВт [1].

Создание тяжело нагруженных крупногабаритных зубчатых передач требует точных методов расчета, исключая с одной стороны необоснованно высокие коэффициенты запаса, а с другой – учитывающих действительные нагрузки и обеспечивающих надежную работу передачи.

Анализ последних исследований и публикаций

На прочность зубьев существенное влияние оказывает распределение нагрузки по длине контактных линий. В современных стандартах

[2, 3] неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий учитывается коэффициентом $K_{H\beta}$. Согласно ГОСТ 21354-87 коэффициент распределения нагрузки по длине контактных линий рекомендуется определять по формуле [2]

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{0,4b_w C' f_K \cos(\alpha_t)}{F_{IH} K_A K_{Hv} Z_\epsilon^2}, \quad (1)$$

где b_w – рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм; C' – удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/мм·мкм; α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении; F_{IH} – окружная сила на делительном цилиндре при расчете на контактную выносливость, Н; K_A , K_{Hv} – коэффициенты, учитывающие внешнюю и внутреннюю динамическую нагрузку соответственно; Z_ϵ – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; f_K – фактическое отклонение контактных линий, мкм.

Аналогичная зависимость, предложенная Международной организацией по стандартизации [3], имеет вид

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{f_K c_\gamma}{2F_m} \frac{1}{b}, \quad (2)$$

где c_γ – средняя удельная жесткость зацепления, Н/мм·мкм; F_m – средняя расчетная окружная

ная сила на базовой окружности, Н; b – ширина зуба, мм. При этом

$$F_m = F_{тН} K_A K_{H\beta}, H. \quad (3)$$

Выражения (1) и (2) не учитывают упругие деформации зубчатых колес и предполагают, что при отсутствии фактического отклонения контактных линий, когда $f_K = 0$, коэффициент $K_{H\beta} = 1$, т. е. нагрузка распределяется равномерно по длине контактных линий. В то же время известно, что в относительно широких зубчатых колесах вследствие действия краевого эффекта наблюдается неравномерность распределения нагрузки в отсутствие фактического отклонения контактных линий [4].

Цель работы – оценка влияния упругих деформаций зубчатых колес на неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

Учитывая актуальность задачи, в качестве примера взята зубчатая передача барабанной мельницы, содержащая приводную шестерню и зубчатый венец, установленный на цапфе барабана. Рассмотрены два случая:

- зубчатая передача содержит два сплошных зубчатых колеса;
- колесо представляет собой зубчатый венец.

Обоснование геометрической модели

К расчету была принята зубчатая пара с геометрическими параметрами, приведенными 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	α , °	20	
Модуль зацепления	m , мм	24	
Межосевое расстояние	$a_{ш}$, 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

На рис. 1 представлен эскиз зубчатого венца с основными геометрическими параметрами.

Шестерня смоделирована как сплошное колесо. Профили зубьев венца и шестер-

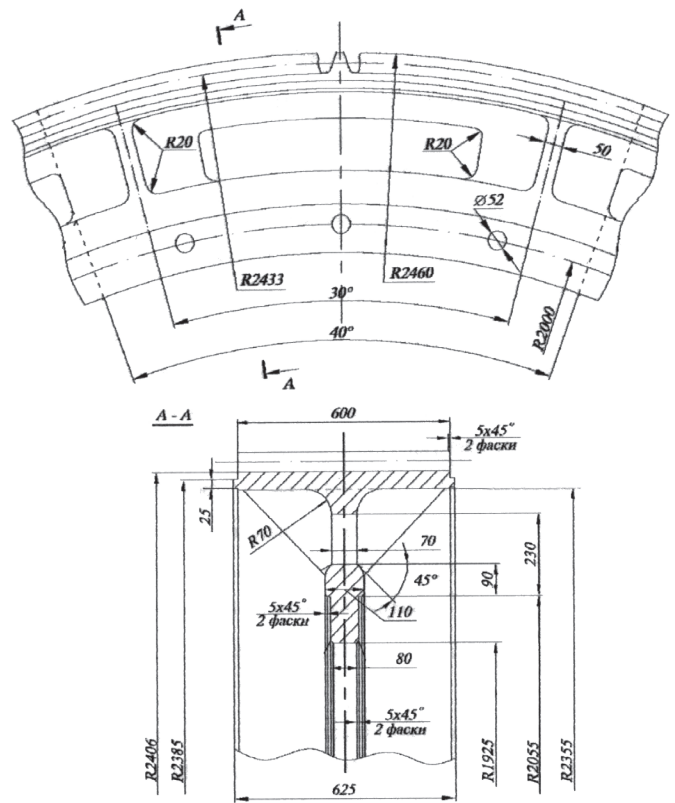


Рис. 1. Сегмент зубчатого венца углеразмольной мельницы Ш-50

ни построены на основании данных табл. 1 по ГОСТ 16532-70.

Для обеспечения оптимального соотношения скорости и точности процесса решения задачи проведена модификация модели венца. В расчете рассматривается сектор колеса с углом раствора 120° (рис. 2). При этом такие особенности конструкции колеса, как вырезы, скругления не могут быть упрощены, т. к. влияют на напряженное состояние колеса (рис. 2а, б). В процессе модификации удалены фаски. Также в качестве модельной рассмотрена сплошная конструкция венца.

Задача решается для полного контакта, при котором отсутствует фактическое отклонение контактных линий f_K . При этом в контакт входит одна пара зубьев, что предполагает наилучший с точки зрения прочности случай, характерный для колес 8-й и меньшей степени точности. В таком случае вся нагрузка воспринимается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба венца. Так как соседние зубья не влияют на напряженное состояние колеса в целом, то они и из модели исключены.

Обоснование расчетной схемы

Расчетная схема задачи представлена на рис. 3. Сектор венца 2 неподвижен, на левую и правую грань сектора, а также поверхность крепления к барабану наложено условие «зафиксированная геометрия». Шестерня 1 представле-

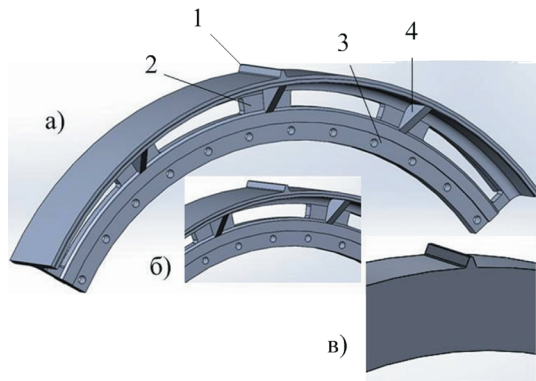


Рис. 2. Геометрическая модель зубчатого венца углеразмольной мельницы Ш-50:

- а – реальный венец с зацеплением над спицей;
- б – реальный венец с зацеплением между спицами;
- в – сплошной венец;
- 1 – зуб; 2 – спица; 3 – ступица; 4 – косынка

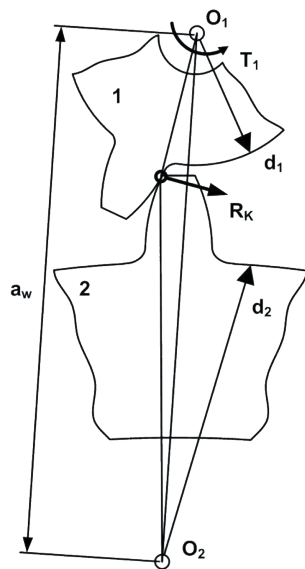


Рис. 3. Расчетная схема задачи исследования напряженного состояния зубчатой передачи

на упругим цилиндром. Крутящий момент вала передается на посадочную поверхность шестерни. Материал зубчатой передачи – сталь: коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ МПа; плотность $\rho = 7850$ кг/м³.

Нагрузка передается при контакте рабочей поверхности зуба шестерни и кромки зуба венца. Равновесие системы соответствует условиям равномерного движения зубчатой передачи.

Особенностью поставленной задачи является то, что наряду с большим размером модели существуют области с высокой концентрацией напряжений: область основания зуба, область контакта зубьев, область перехода обода венца к спице (см. рис. 2). Для оптимизации модели применяется автоматическая адаптация расчетной сетки с дискретизацией в области концентрации напряжений и укрупнением в области низких напряжений.

Результаты расчета и их обсуждение

Расчет напряженного состояния зубчатой передачи произведен с помощью САЕ-системы Solidworks Simulations, тип исследования – статическое.

В результате расчета с использованием МКЭ получена 3-мерная эпюра распределения главных нормальных напряжений и деформаций. Как и следовало ожидать из теоретических предпосылок, в области контакта зубьев, на границе рабочей и переходной поверхностей зуба венца, а также в области перехода обода венца к стойке наблюдается концентрация напряжений. Контроль сходимости решения осуществлялся по величине равнодействующей от контактной нагрузки R_k , полученной расчетным путем. Итерации прекращались, когда величина R_k на текущем шаге отличалась от величины R_k на предыдущем шаге не более чем на 0,5 %. Наибольший интерес представляет собой эпюра напряжения в опасном сечении зуба – сечении, проходящем между рабочей и его переходной поверхностью. Напряжения в указанной области принимаются за расчетные при расчете зуба на прочность при изгибе согласно действующим стандартам [2, 3].

На рис. 4 представлено распределение по ширине зуба (x' – относительная ширина зуба) главного нормального напряжения σ_1 в его опасном сечении, полученное в результате решения задачи МКЭ. Эпюра 3 относится к реальному венцу. Эпюра имеет вид «галтели» с максимумами по краям, что согласуется с экспериментальными данными [4]. Эпюры 1 и 2 относятся к реальному венцу в зависимости от положения сопряженной пары зубьев относительно спицы венца. Эпюра имеет куполообразный вид с выраженным максимумом по середине ширины зуба.

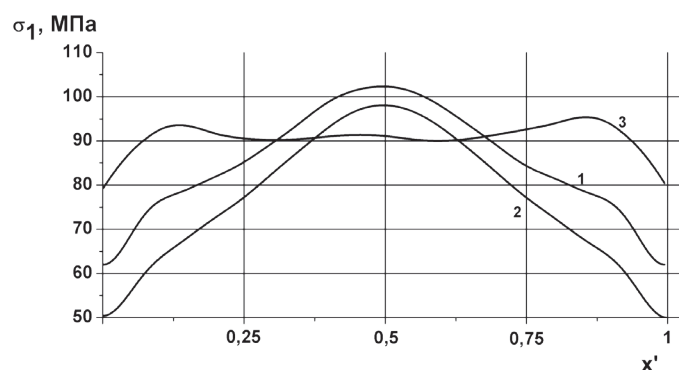


Рис. 4. Эпюра распределения изгибных напряжений в опасном сечении зуба по данным МКЭ:

- 1 – реальный венец с зацеплением над спицей;
- 2 – реальный венец с зацеплением между спицами;
- 3 – сплошной венец

В табл. 3 представлены результаты расчета напряжения изгиба зуба венца при данных условиях нагружения согласно стандарту [2] и методом МКЭ. Также представлены результаты расчета неравномерности распределения нагрузки по контактными линиям.

раженный характер. Кривая распределения нагрузки по длине контактных линий имеет куполообразный вид с максимумом по середине ширины венца. Для рассматриваемого зубчатого венца при отсутствии погрешностей зацепления коэффициент неравномерности распреде-

Таблица 3

Расчетные значения напряжений изгиба в опасном сечении зуба шестерни

Параметр		Согласно ГОСТ 21354-87	По МКЭ					
			Над спицей		Между спицами		Сплошное	
			Среднее	Максимальное	Среднее	Максимальное	Среднее	Максимальное
Изгибное напряжение, σ_F МПа		97,31	85,57	102,34	77,14	98,09	90,92	95,38
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки,	$K_{F\beta}$	1	1,20		1,27		1,05	
	$K_{H\beta}$	1	1,30		1,42		1,07	

Выводы

1. Сравнение полученных результатов по распределению нагрузки по длине контактных линий сплошного зубчатого колеса с экспериментальными данными подтверждает адекватность принятой модели для исследования напряженно-деформированного состояния зубчатой передачи.

2. В сплошных зубчатых колесах при отсутствии погрешностей ($f_0 = 0$) вследствие краевого эффекта имеет место неравномерность распределения нагрузки, увеличивающееся с увеличением ширины зубчатого венца. При увеличении параметра $\frac{b}{m_i}$ от 0,25 до 25 коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{H\beta}$ увеличивается от 1,0 до 1,07.

3. В крупногабаритных зубчатых передачах, содержащих сплошную приводную шестерню и зубчатый венец Т-образной конструкции в результате его упругих деформаций неравномерность распределения нагрузки имеет явно вы-

раженный характер. Кривая распределения нагрузки по длине контактных линий составляет $K_{H\beta} = 1,42$.

Библиографический список

1. Стюарт М., Джонс, Витас Свалбонкс. Горная промышленность. – 2007. – № 1 (70). – С. 58-64.
2. ГОСТ 21354-87 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентного зацепления. Расчет на прочность. – Введ. 1989 – 01 – 01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 1988. – 130 с.
3. ISO 6336-1, Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors, 1996.
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 21.03.2014

