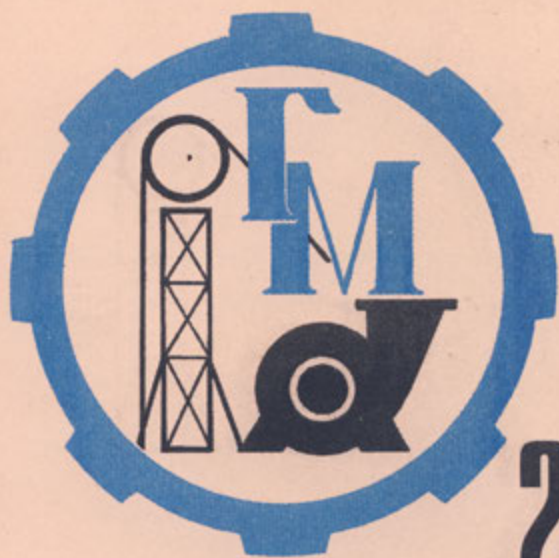


ISSN 0201-7814

ГІРНИЧА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА ТА АВТОМАТИКА



2(61)

Дніпропетровськ
1999

ГІРНИЧА

ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

ТА АВТОМАТИКА

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ
ЗБІРНИК

Присвячений пам'яті професора В.О. Мурзіна

Заснований у 1965 р.

СПЕЦІАЛЬНИЙ ВИПУСК

2(61)

Дніпропетровськ
1999

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ НАГРУЗКИ ПО ШИРИНЕ ЗУБА ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Одним из наиболее ответственных узлов мельницы является открытая зубчатая передача, которая содержит шестерни и зубчатый венец, установленный на его цапфе или барабане. Основные параметры открытых зубчатых передач следующие: диаметр зубчатого венца $d_2=4...12$ м, модуль зубьев $m=20...40$ мм; передаточное число $i=6...13$.

Открытые зубчатые передачи являются уникальными по своим размерам, существенно отличаются от зубчатых передач, характерных для общего машиностроения. Зубчатый венец мельниц изготавливается из нескольких частей, а затем монтируется в производственных условиях обогатительных фабрик. Это приводит к особенностям нагружения зубьев и существенно влияет на их прочность.

Анализ показывает, что существующие методы расчета открытых зубчатых передач рудоразмельных мельниц, являются приближенными и не позволяют решать вопросы повышения их надежности.

Экспериментально установлено [1], что в начальный момент эксплуатации открытого зубчатого зацепления в результате больших углов перекоса зубьев происходит неполный контакт зубьев. В процессе работы зубчатого зацепления угол перекоса зубьев уменьшается, и, соответственно, снижаются максимальные контактные и изгибные напряжения. В виду того, что шестерни переустанавливаются в процессе эксплуатации для работы зубьев другой рабочей поверхности, а также за срок службы венца с ним работают ряд шестерен, то зубья шестерни и венца испытывают многократные приработочные режимы.

Торцевое биение зубчатого венца, вызванное несовпадением его геометрической и действительной осей вращения, что приводит к возникновению угла перекоса зубьев и, соответственно, их неравномерному нагружению [1].

Для определения действительных напряжений в опасном сечении зубьев были проведены экспериментальные исследования [1]. В основании зуба шестерни мельницы МШРГУ-4500х6000 измерялись изгибные напряжения. С этой целью в профрезированных пазах в основании зуба устанавливались три тензодатчика (рис. 1).

Осциллограммы напряжений в основании зуба представлены на рис. 2.

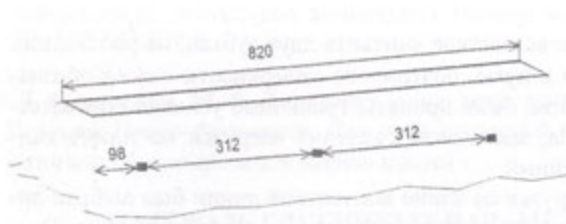


Рис. 1.

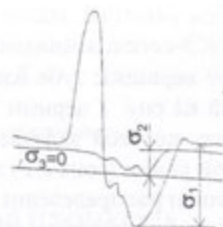


Рис. 2.

Наряду с экспериментальными, проводились теоретические исследования напряженного состояния зубьев. Для определения напряжений возникающих в зубе использовался метод конечных элементов, что позволило учесть многие конструктивные и технологические особенности открытой зубчатой передачи. В ходе выполнения данных исследований был применен пакет программного обеспечения MSC/NASTRAN.

В качестве объекта исследования был принят прямой зуб шестерни открытой зубчатой передачи барабанной рудоразмельной мельницы со следующими параметрами: ширина зуба $b_w=800$ мм, модуль $m=25$ мм. С этой целью в среде AutoCAD, была разработана с соблюдением всех правил построения эвольвентного зацепления плоская модель зуба.

После конвертирования в среду MSC/NASTRAN плоская модель зуба была преобразована в пространственную, на базе конечных элементов двух видов: трехмерных шести- и восьмигранных объемных элементов. Модель насчитывала 1980 узлов и 1680 элементов. На рис. 3 показана сетка конечно-элементной модели зуба шестерни с указанием важнейших «базовых» точек.

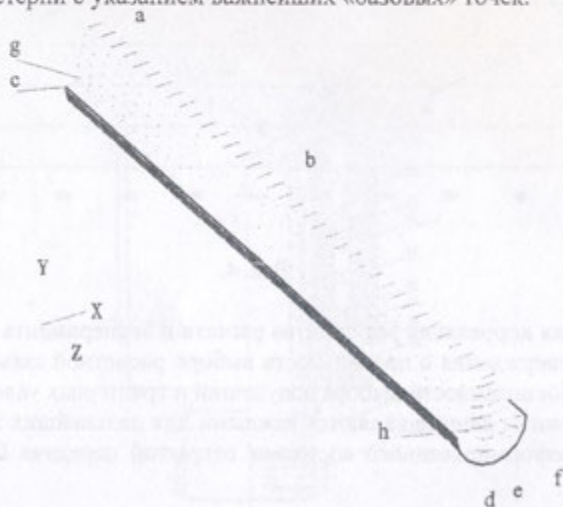


Рис. 3.

При решении задачи было принято следующие допущения: перемещение узлов КЭ-сетки, возникающие вследствие контакта двух зубьев, на расстоянии $\geq 6t$ от вершины зуба близко к нулю, поэтому на поверхности $c-d-e-f$ обозначенной на рис. 3 черным цветом, были приняты граничные условия соответствующие жесткой заделке зуба; закон распределения нагрузки по длине контактной линии (зона $a-b$) линейный.

Закон распределения нагрузки по длине контактной линии был выбран линейным в соответствии с данными экспериментальных исследований (рис. 2).

В эксперименте определялись поверхностные деформации в наиболее нагруженной зоне $h-g$ сечения зуба (см. рис. 1). С их помощью можно было найти соответствующие напряжения на поверхности зубьев. Если рассматривать поперечные сечения зубьев, то экспериментально определялись напряжение σ_x , в направлении дуги s кривой контура сечения. У основания зуба направление дуги s практически совпадает с направлением оси Y , поэтому при помощи КЭ-расчета находились напряжения σ_y в поперечном сечении зуба. Их максимумы служили для построения расчетной кривой, которая сравнивалась с экспериментальными результатами и которая показана на рис. 4 (1, 2 – экспериментальные и расчетные напряжения соответственно; распределение нагрузки по длине контактной линии).

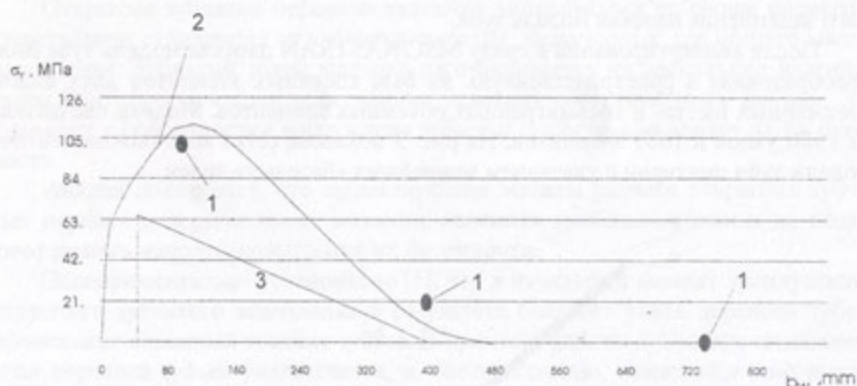


Рис. 4.

Хорошая корреляция результатов расчета и эксперимента является основанием для утверждения о правильности выбора расчетной схемы, точности КЭ-модели и обоснованности выбора допущений и граничных условий.

Полученные данные являются важными для дальнейших исследований напряженно-деформированного состояния открытой передачи барабанной мельницы.

Список литературы

1. Виноградов Б.В. Концентрация нагрузки в зубчатом зацеплении открытых пар рудоразмольных мельниц. Изв. вузов. Горный журнал. -1978.-№12.

Н.В. Смирнова. Оценка влияния упругости распределенного тягового органа на процесс управления ленточным конвейером	195
В.С. Трошило, В.Г. Пилецкий. Исследование нагрева ленты конвейера при пробуксовке приводного барабана	200
В.А. Будишевский, В.Б. Малеев, В.В. Медовкин. Оценка и выбор трубчатых транспортно-технологических систем для сыпучих грузов	205
А.А. Бобришов. Исследование процесса заклинивания резинометаллического ролика в останове уклонного ленточного конвейера	208
Л.И. Ефименко. Оценка влияния отдельных нагрузок на металлоемкость става ленточного конвейера	211
А.А. Сердюк. Пути совершенствования динамических характеристик шахтных локомотивов	214
М.П. Тиханский. Повышение эффективности работы шахтного ленточного конвейера	217
В.Г. Пилецкий. Исследование теплового сигнала на движущейся ленте конвейера после его остановки	220
А.В. Денищенко. Обоснование математической модели динамики канатной напочвенной дороги	224
И.Д. Курганов. Новые решения в управлении ленточным конвейером с прямым контролем угла рабочего проскальзывания на приводном барабане	230
Г.І. Танцура, О.І. Білоусова. Залежність розривного зусилля від закріплення зразка гумовотканинної стрічки в розривній машині	232

ГОРНОТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

В.П. Франчук. Исследование и разработка принципов синхронизации нескольких вибровозбудителей	235
В.М. Назаренко, А.И. Савицкий, В.С. Гвоздик, М.В. Назаренко. Системы управления технологическими механизмами для получения железорудного концентрата, отвечающего требованиям современного уровня	239
С.С. Гребенкин, А.Д. Доронин, Ю.В. Швыдкий. Исследование и выбор рациональных параметров исполнительных органов очистных комбайнов	242
Н.Г. Бойко, Н.А. Марков. Продолжительность динамической перегрузки двигателя привода исполнительного органа очистного комбайна	244
Б.В. Виноградов, Д.Л. Прокопов, А.В. Сладковский. О распределении нагрузки по ширине зуба открытой передачи барабанной мельницы	250
Б.Д. Борисевич, М.В. Лисканич. Контроль глубинных параметров процесса взаимодействия долота с забоем скважины по вибрациях бурильной колонны	253
Н.Г. Бойко, О.В. Федоров. Параметры разрушения угля режущим инструментом с рабочей боковой гранью	256
А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Я.Е. Питулей. Термоэлектрическое охлаждение трещинных узлов тормозных устройств	258