

## Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника

© А.М. Бражникова

СамГТУ, Самара, 443100, Россия

*Существенное влияние на работоспособность конических роликовых подшипников оказывают условия контакта торцов ролика и борта кольца. В связи с этим актуальной является задача определения влияния геометрической формы контактирующих поверхностей на величину предельной контактной силы, при которой граница пятна контакта достигает границы области проекции друг на друга контактирующих торцевых поверхностей, из-за чего образование масляной пленки между ними становится невозможным. Моделирование напряженно-деформируемого состояния выполнено методом конечных элементов в программном комплексе CAE ANSYS, который обеспечивает возможность адекватно оценивать сложную геометрию, детально описывая все особенности данного контакта. Полученные в результате конечно-элементных расчетов поля контактных давлений позволили установить зависимость значения предельной контактной силы от величины приведенной кривизны контактирующих торцов.*

**Ключевые слова:** конический роликовый подшипник, модель напряженно-деформированного состояния, торец ролика, торец внутреннего кольца, контактное взаимодействие, контактная сила, приведенный радиус, конечно-элементное моделирование

**Введение.** При анализе условий работы конических роликовых подшипников основное внимание исследователей обращено на контактное взаимодействие роликов и дорожек качения [1, 2]. Вместе с тем не меньшее влияние на работоспособность конических роликоподшипников оказывают условия контакта торцов роликов и борта кольца подшипника. Значительная контактная сила в этом месте возникает при действии на подшипник больших внешних осевой и радиальной сил, при этом ее величина зависит от конусности дорожек качения. В результате нередко отмечаются существенный нагрев торцевых поверхностей и подшипника в целом, потеря мощности в подшипнике и износ контактирующих поверхностей [3, 4].

Для моделирования упругого контактного взаимодействия торцов роликов и бортов колец роликовых подшипников наиболее часто используют модели точечного контакта по теории Герца [5, 6] и уравнения взаимодействия выпуклой поверхности и упругого полупространства [3] на основе решения Буссинеска [7]. Эти подходы построены на предположении, что размеры пятна контакта существенно меньше габаритных размеров контактирующих фрагментов деталей.

Вместе с тем при взаимодействии торцов ролика и борта подшипникового кольца размеры контактного пятна могут быть соизмеримы с высотой борта, в котором возникают изгибные деформации. Поэтому подходы, основанные на теориях Герца и контакта с упругим полупространством, справедливы только при относительно небольших усилиях.

Метод конечных элементов свободен от указанных недостатков. Он позволяет адекватно учитывать сложную геометрическую форму детали, распределение внешних нагрузок и физические свойства материала. Однако применение этого метода при анализе напряженного состояния в контакте торцов роликов и бортов конических роликоподшипников представлено лишь в ограниченном числе работ, например [1, 8, 9]. В них рассматривалось влияние параметров геометрии всех контактирующих поверхностей роликов, дорожек качения и торцов бортов колец на значение износа рабочих поверхностей [8] и общую жесткость двухрядного конического роликоподшипника [9]. При этом размер конечных элементов на торцах не был измельчен до такой степени, чтобы можно было детально описать все особенности контакта.

Цель данной работы — исследование напряженно-деформированного состояния контактирующих поверхностей торцов роликов и колец конического роликоподшипника при повышенных контактных нагрузках, возникающих при перегрузке подшипников.

**Материалы и методы исследования.** Для демонстрации выбранного подхода в работе рассматривается двухрядный конический роликовый подшипник кассетного типа, широко используемый в буксовых опорах грузовых железнодорожных вагонов. Каждый ряд подшипника состоит из 23 роликов. Основные размеры подшипника, использованные при моделировании, приведены ниже:

Внутренний диаметр подшипника, мм .....	150
Наружный диаметр подшипника, мм .....	250
Угол контакта, град .....	10,883
Угол конусности ролика, мин .....	53
Длина ролика, мм .....	50
Средний диаметр ролика, мм .....	21,4

Моделирование выполнялось методом конечных элементов в пакете CAE ANSYS. Разработанная конечно-элементная модель проиллюстрирована на рис. 1 и 2. В модель включены сектор половины ширины внутреннего кольца и часть одного ролика. Сектор половины внутреннего кольца, выделенный двумя продольными плоскостями симметрии, охватывает ее 1/46 часть. Из ролика взята 1/8 часть, ограниченная одной плоскостью симметрии (поверхности 1, 6 и 7 на рис. 1), перпендикулярной ей плоскостью, проходящей через ось ролика (поверхности 2, 8 и 9), и перпендикулярной оси ролика плоскостью, проходящей через середину его длины. Ось X (см. рис. 1) параллельна оси подшипника.

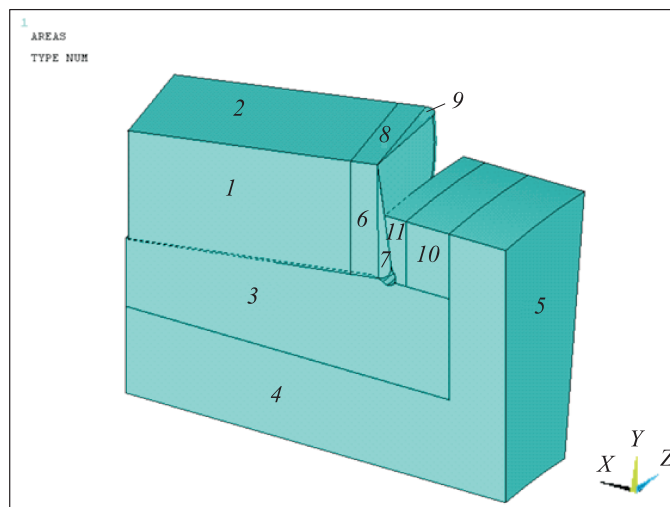


Рис. 1. Трехмерная геометрическая модель в CAE ANSYS

Для того чтобы задать механические свойства подшипниковой стали, использовали билинейную диаграмму деформирования [10]. Были приняты следующие значения:

Модуль упругости, ГПа .....	210
Касательный модуль, ГПа .....	2,3
Коэффициент Пуассона .....	0,3
Предел текучести, ГПа .....	2
Коэффициент трения .....	0,02

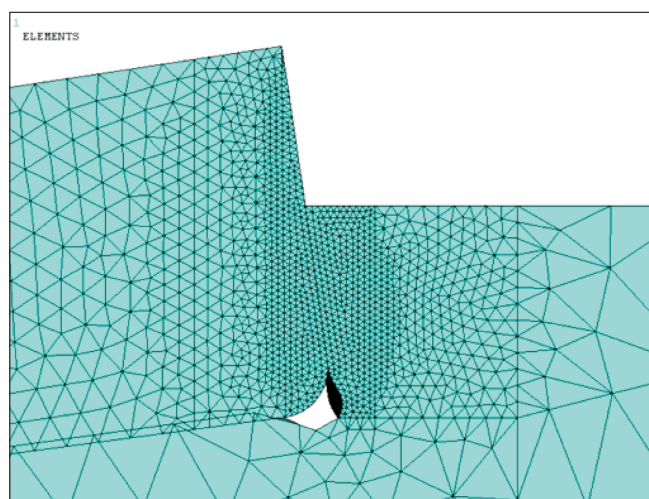


Рис. 2. Конечно-элементная сетка в плоскости симметрии

Конечно-элементная модель составлена из трехмерных восьми-узловых конечных элементов с тремя степенями свободы в каждом узле типа SOLID185 и контактных элементов (см. рис. 2). Для моделирования контактных свойств торца борта внутреннего кольца