

---

УДК 621.83.06

*Е. С. Лустенкова*

## КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

---

UDC 621.83.06

*E. S. Lustenkova*

## FINITE ELEMENT ANALYSIS FOR ESTIMATING STRENGTH OF MAIN COMPONENTS OF THE SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

---

### **Аннотация**

Приведены результаты моделирования сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом в модуле Pre\Post системы NX. Рассмотрена упрощенная трехэлементная модель передачи, включающая ведомый кулачок, ролик и сателлит. В модели предполагается передача нагрузки одним роликом из внутреннего ряда тел качения. Определены контактные давления на поверхностях ролика и ведомого кулачка, напряжения среза и смятия, действующие на ролик. Приведены характеристики разработанной конечно-элементной модели и ее ограничения. Результаты компьютерного анализа сопоставлены с теоретическими расчетами. Установлено, что основным критерием прочностной надежности исследуемой передачи является контактная прочность ведомого кулачка.

### **Ключевые слова:**

сферическая роликовая передача, компьютерная модель, ролик, прочность, контактные напряжения, конечно-элементный анализ.

### **Abstract**

The results of modeling a spherical roller transmission with a two-row pinion in the Pre\Post module of the NX system are presented. A simplified three-element transmission model is considered, including a driven cam, a roller, and a pinion. The model assumes the transfer of the load by one roller from the inner row of rolling elements. The contact pressures on the surfaces of the roller and the driven cam, as well as the shear and crumple stresses acting on the roller are determined. The characteristics of the developed finite element model and its limitations are given. The results of the computer analysis are compared with the theoretical calculations. It is established that the main criterion for the strength reliability of the transmission under study is the contact strength of the driven cam.

### **Keywords:**

spherical roller transmission, computer model, roller, strength, contact stresses, finite element analysis.

---

### ***Введение и постановка задачи***

Сферические роликовые передачи (СРП) относятся к классу сферических механизмов [1] и, благодаря особенностям кинематики, позволяют решать инженерные задачи, которые не могут быть решены с помощью передач других типов [2]. СРП с двухрядным сателлитом выступают аналогами планетарных зубчатых передач с двухвенцовым сателлитом и предназначены для

создания редукторных механизмов с большими значениями передаточных отношений при небольших габаритах и малой материалоемкости. Принцип работы разрабатываемых передач, их преимущества и оценка кинематических возможностей подробно рассмотрены в [3, 4].

Для внедрения СРП необходима разработка достоверных апробированных методик расчета. Расчет на прочность передач, схожих по принципу

действия, приведен в [5, 6]. Расчеты подтверждаются результатами экспериментальных исследований [7]. В [8, 9] приведены основы расчета на прочность СРП с двухрядным сателлитом с радиальным расположением рядов роликов. Однако для разработанных теоретических моделей очень важно их подтверждение (валидация) соответствию реальным объектам и процессам нагружения. Альтернативным, а во многих случаях более перспективным способом определения напряженно-деформированного состояния машиностроительных конструкций является метод конечных элементов. В [1, 9] он применялся для оценки адекватности полученных теоретических зависимостей для определения действующих напряжений. Использовалась всемирно известная система ANSYS. Однако в связи с тем, что в рассмотренных случаях использовалась достаточно грубая сетка для разбиения деталей на элементы и компьютерные модели разрабатывались в системе NX [10], было принято решение о дополнительном исследовании, уточнении модели зацепления и применении встроенного в NX модуля PrePost для решения данных задач.

Целью работы является оценка напряженно-деформированного состояния основных деталей СРП с двухрядным сателлитом с использованием возможностей системы NX.

### **Результаты исследования теоретической модели СРП и упрощенная компьютерная модель СРП**

Расчет прочности с помощью метода конечных элементов (МКЭ) проводился в системе NX в модуле PrePost. Целью моделирования являлась оценка действующих контактных напряжений при взаимодействии роликов и беговых дорожек, напряжений смятия и среза, действующих на ролик.

Для анализа рассматривалась мо-

дель передачи для усилителя момента с передаточным отношением 16, спроектированная по первой силовой схеме [4]. Число роликов в рядах сателлита, контактирующих с неподвижным и ведомым кулачками,  $n_{s3} = 6$  и  $n_{s2} = 9$  соответственно. Число периодов беговых дорожек неподвижного и ведомого кулачков  $Z_3 = 5$  и  $Z_2 = 8$  соответственно. Наиболее нагруженным является контакт внутреннего ряда роликов (их число равно  $n_{s2}$ ) с ведомым кулачком, поэтому рассматривался только этот контакт. Параметры передачи: радиус расположения центров сферических участков роликов  $R_2 = 19$  мм; угол наклона кривошипа ведущего вала  $\Theta = 0,257$  рад; радиус сферической поверхности ролика  $r_s = 5$  мм; радиус образующей окружности цилиндрической поверхности его стержня  $r_{so} = 4$  мм. Ведомый вал передачи нагружался моментом  $T_2 = 14$  Н·м. В теоретической модели предполагался худший случай – нагрузку воспринимает один ролик, находящийся в крайнем положении. Тогда коэффициент, определяющий долю роликов, одновременно передающих нагрузку, от их общего числа,  $K_{p2} = 1/n_{s2}$ . В качестве материала кулачков, роликов и сателлита из библиотеки материалов NX принималась сталь AISI 4340 (международное обозначение по наиболее распространенному стандарту), аналогом которой является сталь 40ХН2МА. Для расчетов использовались характеристики  $E = 1,93 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,284$ .

Результаты теоретических расчетов для передачи с вышеуказанными параметрами, полученные на основе разработанных ранее математических моделей [8], следующие: максимальные контактные напряжения  $\sigma_{Hmax} = 1196$  МПа; напряжения смятия  $\sigma_{см} = 21,7$  МПа; напряжения среза  $\tau_{ср} = 17,7$  МПа.

Компьютерная модель взаимодействия звеньев была упрощена и состояла из трех элементов – фрагментов кулачка, сателлита и ролика (рис. 1). Беговая дорожка на торце ведомого кулачка

образовывалась с помощью булевой операции вычитания объединенного массива сфер с радиусами  $r_s$ . Так как массив предполагал наличие определенного (дискретного) числа сфер, беговая дорожка имела в модели гребенчатую поверхность, имитирующую при кинематических исследованиях реальную

поверхность с определенной шероховатостью. Данная беговая дорожка изготавливается на реальной детали на вертикально-фрезерных станках с ЧПУ с помощью сферических фрез, радиус которых равен радиусу сферической поверхности ролика [11, 12].

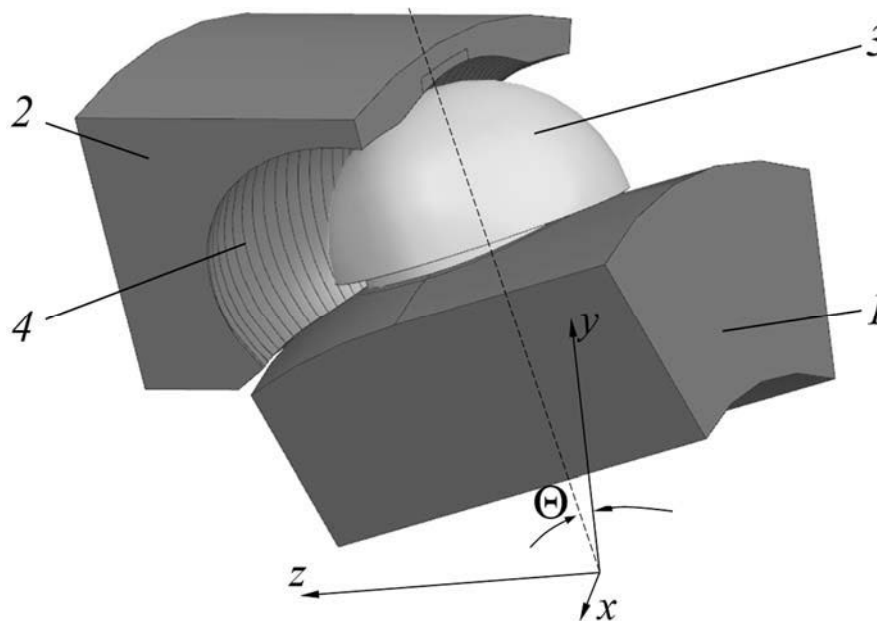


Рис. 1. Модель СПП, разработанная в модуле Modelling системы NX: 1 – спутник; 2 – ведомый кулачок; 3 – ролик; 4 – беговая дорожка

Модель СПП далее исследовалась в модуле Pre\Post системы NX, предназначенной для конечно-элементного анализа. Применялось нелинейное статическое решение SOL601,106 (лицензия MSC.NASTRAN Advanced Nonlinear).

#### **Параметры конечно-элементных сеток, контактов, ограничения модели**

На элементы модели (рис. 2) были наложены следующие ограничения. Модель ведомого кулачка 1 с помощью жестких недеформируемых стержней 5 (тип RBE2 Collector) была соединена с центром  $O_1$  таким образом, что у кулачка оставалась одна степень подвижности –

вращение относительно оси  $z$ . Относительно этой оси к ведомому кулачку прикладывался момент  $T_2$ . Модель спутника 2 с помощью жестких недеформируемых стержней 4 неподвижно соединялась с центром  $O_1$ , обеспечивая спутнику нулевую степень подвижности. Таким образом, рассматривалась обращенная схема с неподвижным спутником и вращающимся ведомым валом (кулачком). Данная схема применима также для анализа мультипликаторных механизмов, где поток мощности направлен от ведомого кулачка к спутнику. Для ролика 3 устанавливался контакт жестких стержней 6 со внутренней поверхностью отверстия и неподвижной точкой  $O_3$ , лежащей в плоскости, соединяющей

сферическую и цилиндрическую поверхности ролика. На эту связь налагались ограничения осевых перемещений и вращения относительно оси ролика  $u_3$  (фиксировались две степени свободы из шести), а радиальные перемещения узлов элементов и их повороты относительно осей  $x_3$  и  $z_3$  допускались.

Разбиение моделей деталей передачи на элементы с наложением сетки показано на рис. 3–5. На рис. 3 изображено разбиение на элементы ведомого кулачка. Гребенчатые выступы беговой дорожки были сглажены. Тип элемента – четырехузловой тетраэдр STETRA(4), размер элемента 0,7 мм. В зоне предпо-

лагаемого контакта с роликом выделен участок, где разбиение производилось на другие элементы: тип элемента – восьмиузловой гексаэдр SHEXA(8), размер элемента 0,084 мм.

На рис. 4 показана модель сателлита с разбиением на элементы. Как видно, сателлит состоит из двух участков: основного тела детали и цилиндрического фрагмента с внутренней поверхностью, непосредственно контактирующей с роликом. Тип и размеры элементов сателлита совпадают с аналогичными элементами ведомого кулачка.

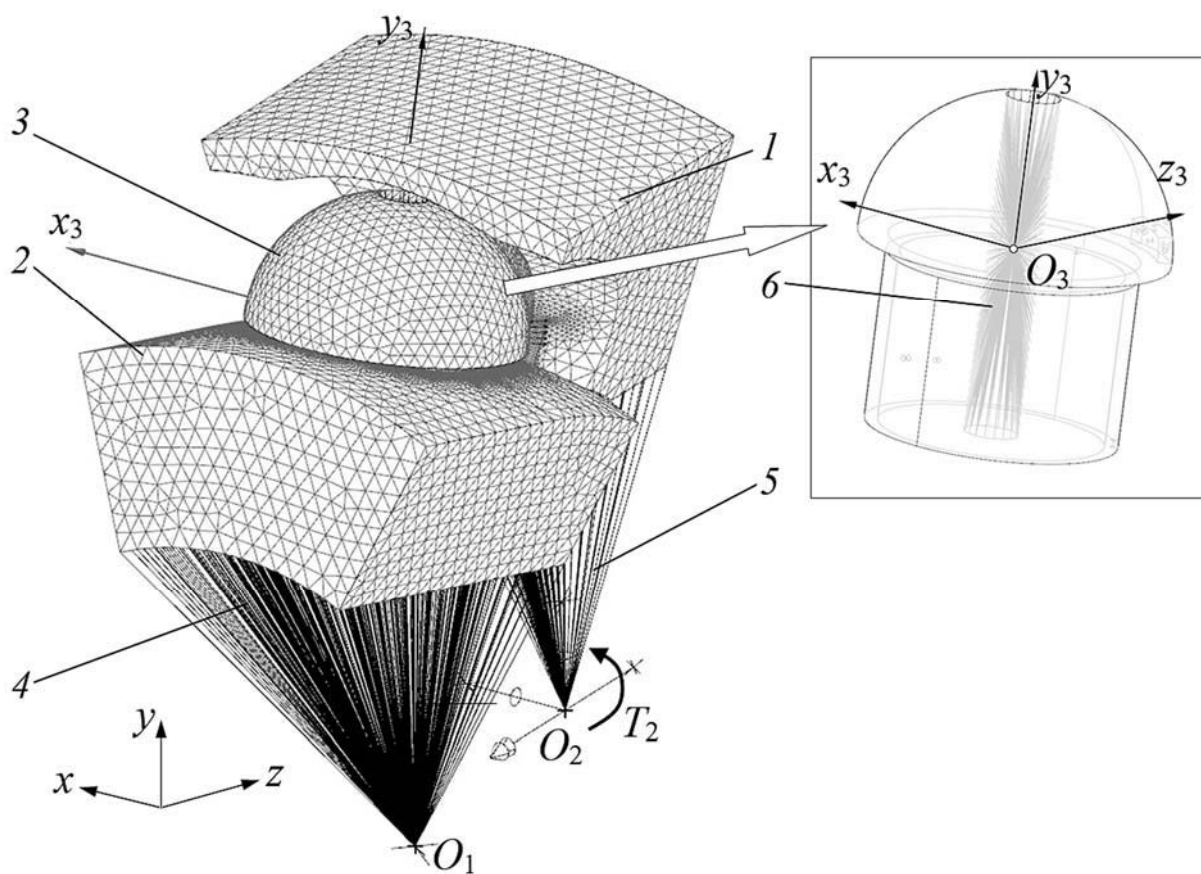


Рис. 2. Модель взаимодействия ролика с элементами СРП: 1 – ведомый кулачок; 2 – сателлит; 3 – ролик; 4–6 – жесткие стержни

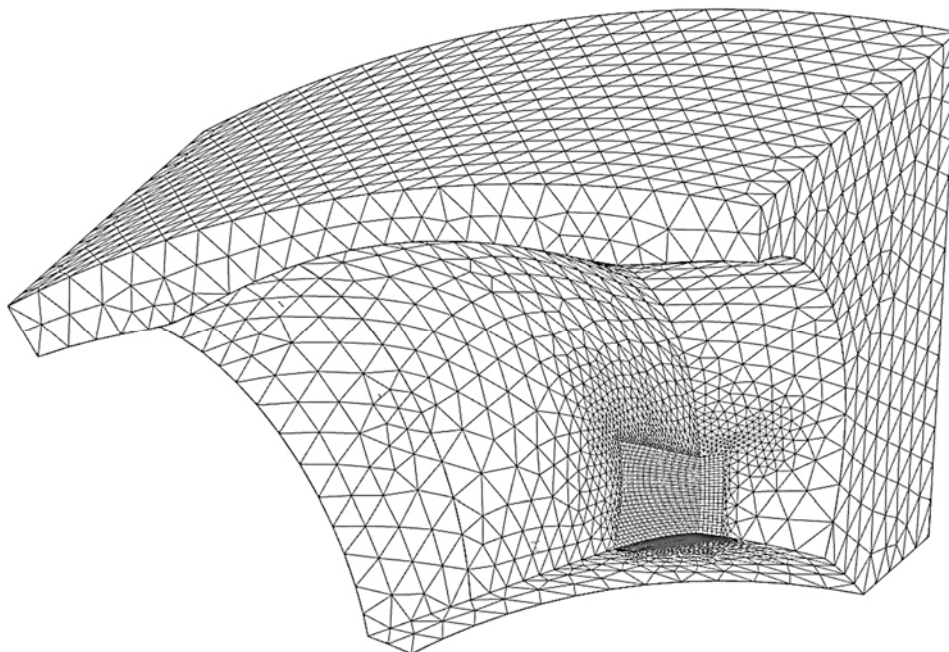


Рис. 3. Конечно-элементная модель наружного кулачка

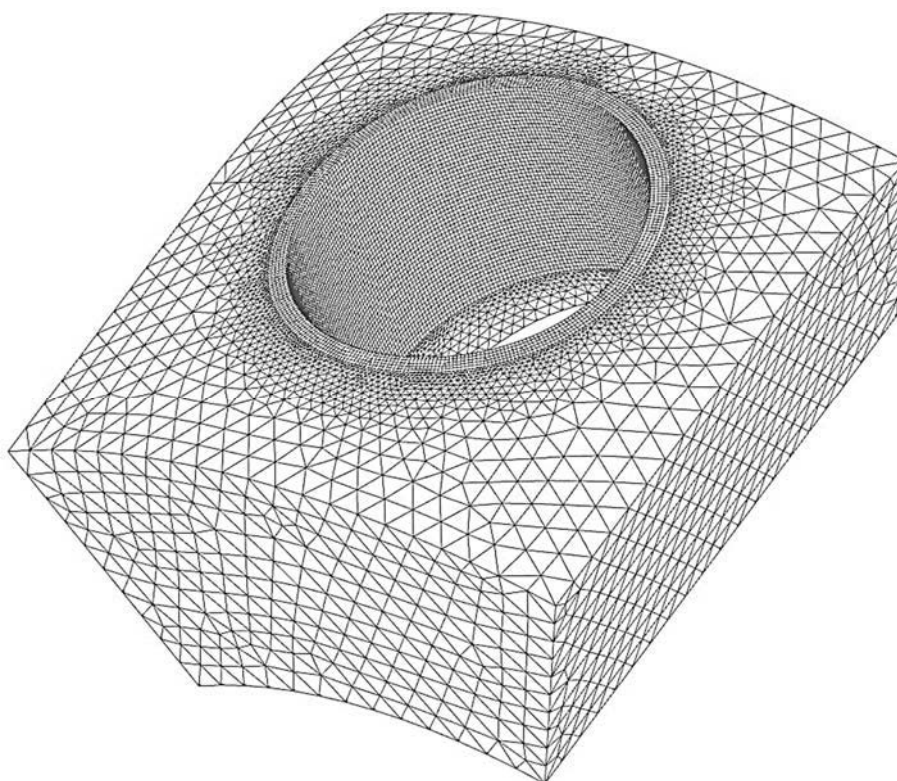


Рис.4. Конечно-элементная модель сателлита

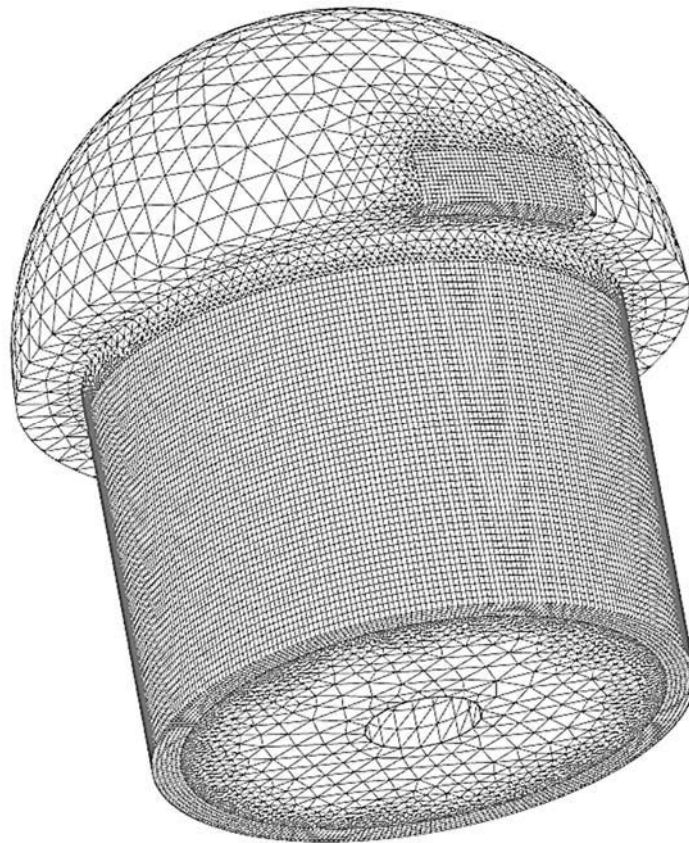


Рис. 5. Конечно-элементная модель ролика

Модель ролика содержит три участка (см. рис. 5). Два из них – целевая геометрия (Target Geometry), непосредственно контактирующая с другими телами, с размерами элементов 0,2 мм. Остальная поверхность ролика разбита на более крупные элементы тетраэдрального типа. Тип элемента – четырехузловой тетраэдр ТЕТРА(4), но размер элемента был выбран меньше, чем у сателлита и ведомого кулачка, и составляет 0,5 мм.

Задано два контакта поверхностей (Face Contact): контакт выделенных участков сферической поверхности ролика и поверхности беговой дорожки ведомого кулачка; контакт наружной поверхности стержня ролика и внутренней поверхности отверстия сателлита. В обоих случаях контактными (исходными) поверхностями (Contact Surface)

являются поверхности кулачка и сателлита, а целевыми поверхностями (Target Surface) – поверхности, принадлежащие ролику.

#### **Результаты конечно-элементного анализа**

Контактные задачи являются одними из наиболее сложных в конечно-элементном анализе, т. к. результат зависит от множества независимых параметров, включая способы и параметры построения сеток. Для получения адекватного результата иногда приходится совершать множество расчетных итераций. Результаты исследований контактных напряжений (давлений) для исследуемой передачи показаны на рис. 6. Максимальные контактные давления превышают значения  $16 \cdot 10^3$  МПа,

что в 13,76 раза больше расчетных значений. Это, предположительно, связано с наличием практически кромочного

контакта, вызывающего пластические деформации.

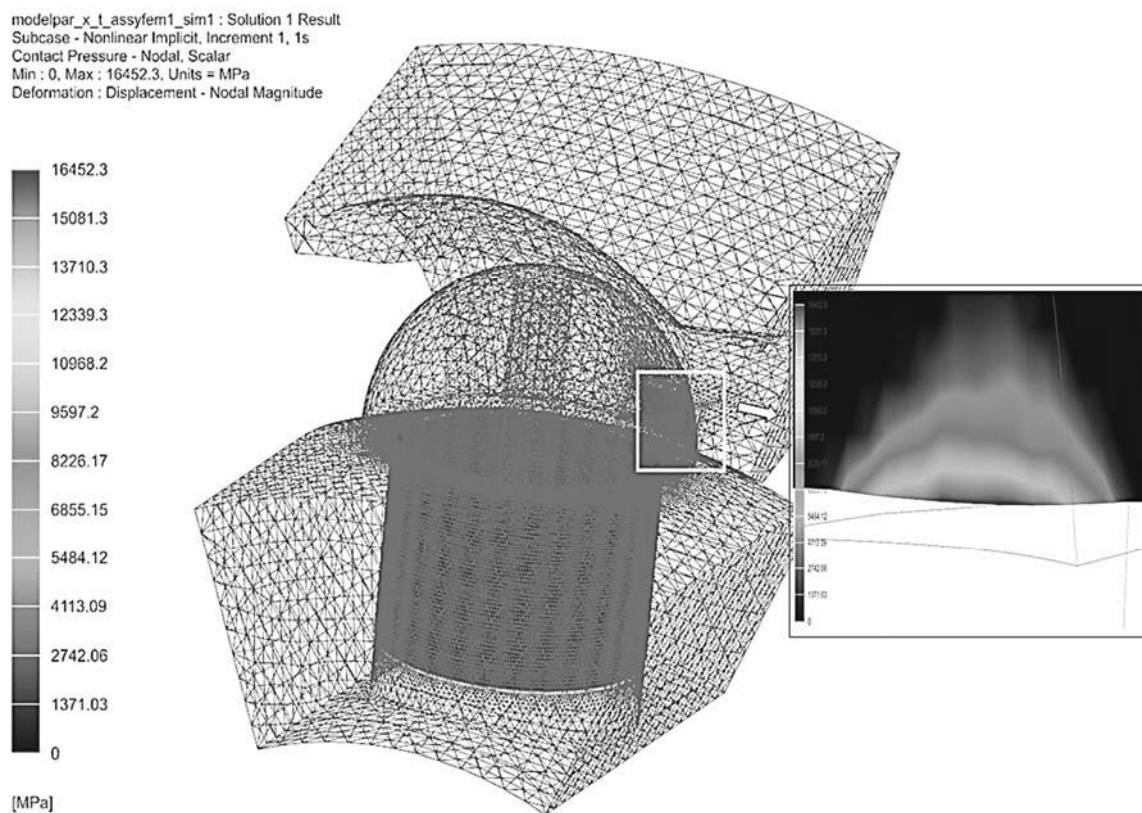


Рис. 6. Распределение контактных давлений на поверхности ролика

Напряжения смятия, распределенные на поверхности ролика, показаны на рис. 7. Их максимальные значения составляют 1187 МПа. Они действуют на стороне ролика, противоположной расположению зоны его контакта с ведомым кулачком. Также наблюдается превышение полученных значений над расчетными в 54,7 раза. Однако данные напряжения – пиковые, возникают на поверхности, граничащей с опасным сечением, местом сопряжения цилиндрической и сферической поверхностей. На большей части основной цилиндрической поверхности стержня ролика видно, что напряжения не превышают расчетные.

На противоположной (относительно показанной на рис. 7) стороне

цилиндрической поверхности стержня ролика, у его торца, также наблюдаются увеличенные контактные давления (282 МПа – максимальные значения), что свидетельствует о перекосе оси ролика под действием нормальных усилий на сферический участок.

Распределение напряжений среза (Nonlinear Stress – Max Shear) по поверхности ролика показано на рис. 8. Результаты анализа свидетельствуют о максимальных напряжениях среза, равных 441 МПа, возникающих на стороне внутренней поверхности отверстия сателлита, противоположной той, где происходит контакт сферической поверхности ролика с беговой дорожкой. Расположение полосы с максимальными значениями напряжений ниже

уровня наружной поверхности спутника подтверждает правильность выбранной методики, т. к. со стороны контакта

ролика с беговой дорожкой грань отверстия спутника как раз располагается ниже.

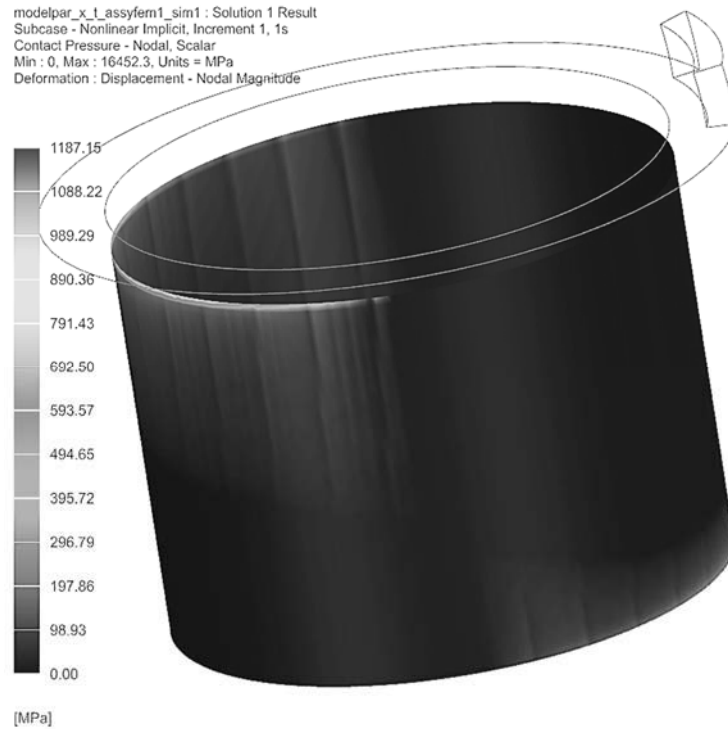


Рис. 7. Распределение напряжений смятия

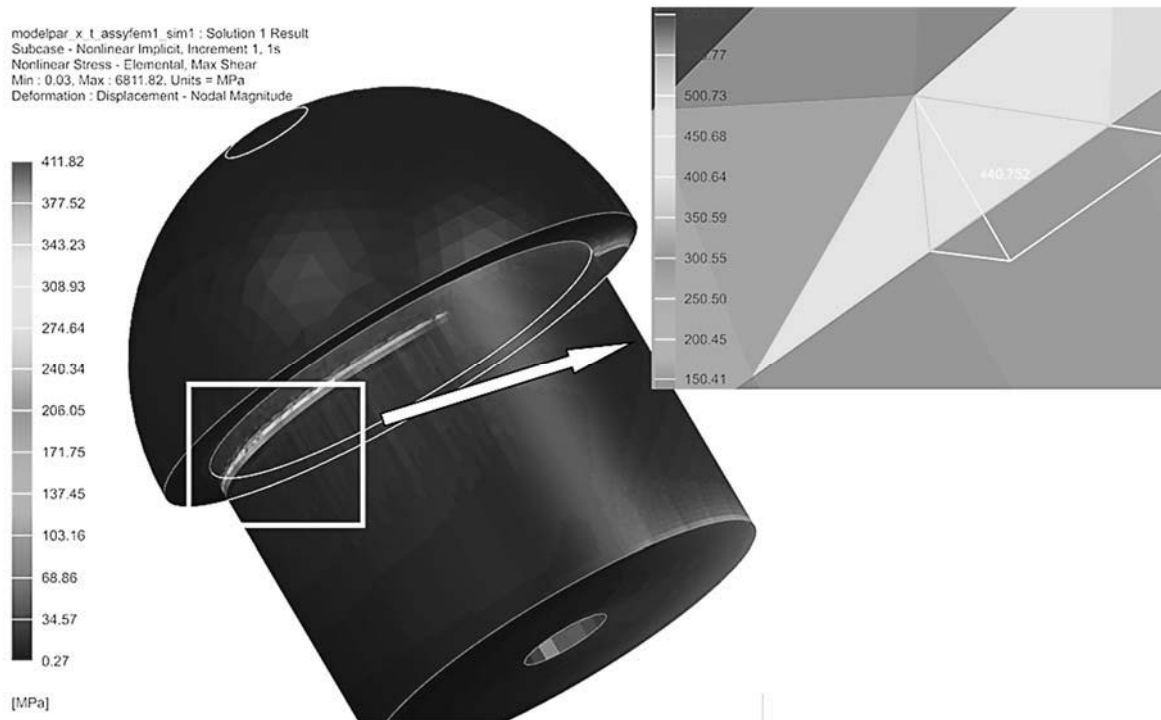


Рис. 8. Распределение напряжений среза



Сопоставив максимальные напряжения среза с максимальными контактными давлениями, полученными на основе конечно-элементного анализа, можно отметить, что первые практически в 78 раз ниже. Теоретически определенные (расчетные) напряжения среза в 25 раз меньше, чем вычисленные с помощью метода конечных элементов. Установлено также, что распределение расчетных напряжений предполагалось равномерным по поверхности опасного сечения, а согласно компьютерным вычислениям наблюдаются два локализованных пятна их активного действия.

### Выводы

Результатами компьютерного моделирования подтверждено, что основным критерием прочностной надежности СРП с двухрядным сателлитом является контактная выносливость мате-

риала ведомого кулачка, т. к. он на практике изготавливается с меньшей твердостью, чем ролики. При этом можно сделать несколько конструктивных предложений по снижению пиков контактных напряжений и недопущению кромочного контакта. Целесообразно увеличить высоту сферического участка ролика таким образом, чтобы экваториальная его часть не являлась ограничивающей, а опасное сечение с радиусом, меньше чем  $r_s$ , располагалось ниже. Рекомендовано повышать жесткость контакта стержней роликов с сателлитом во избежание перекоса их осей под нагрузкой. Конечно-элементный анализ также подтвердил последующую очередность значимости критериев прочности передачи:

- 1) прочность по напряжениям смятия стержня ролика (сателлита);
- 2) прочность по напряжениям среза стержня ролика.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Расчет и проектирование сферических роликовых передач: монография / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с.: ил.
2. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
3. **Лустенков, М. Е.** Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. машиностроения. – 2019. – № 3. – С. 25–28.
4. **Лустенков, М. Е.** Сферическая роликовая передача с двухрядным сателлитом: силовые расчеты и определение КПД / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Брянского гос. техн. ун-та. – 2019. – № 5. – С. 32–43.
5. **Lustenkov, M. E.** Planetary Ball Transmissions: Strength Calculations / M. E. Lustenkov // Russian Engineering Research. – 2010. – Vol. 30, № 9. – P. 862–866.
6. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / M. E. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
7. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижевского гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.
8. **Lustenkov, M. E.** Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion Load Capacity of Spherical Roller Transmission with Double-Row Pinion / M. E. Lustenkov, E. S. Lustenkova // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2020. – 795 (2020) 012020. – 6 p.
9. Сферические роликовые передачи: расчет на прочность / И. С. Сазонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2 (55). – С. 98–107.
10. NX [Электронный ресурс] / Официальный сайт компании Siemens PLM Software. – Режим доступа: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. – Дата доступа: 28.01.2021.

11. **Лустенков, М. Е.** Расчет геометрии адаптированного профиля эллипсной шариковой передачи / М. Е. Лустенков // Технология машиностроения. – 2005. – № 5. – С. 36–38.

12. Технологические аспекты создания рабочих поверхностей передач новых типов: монография / П. Н. Громько [и др.]. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2012. – 209 с.: ил.

*Статья сдана в редакцию 1 февраля 2021 года*

**Екатерина Сергеевна Лустенкова**, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: [fittsova@gmail.com](mailto:fittsova@gmail.com).

**Ekaterina Sergeyevna Lustenkova**, senior lecturer, Belarusian-Russian University.  
E-mail: [fittsova@gmail.com](mailto:fittsova@gmail.com).