

УДК 621.83.06

*Е. С. Лустенкова, Я. Н. Метелица, А. Н. Моисеенко*

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ С РАЗЛИЧНЫМИ ПРОФИЛЯМИ БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК

UDC 621.83.06

*E. S. Lustenkova, Y. N. Metelitsa, A. N. Moiseenko*

## COMPARATIVE ANALYSIS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSIONS WITH DIFFERENT PROFILES OF RACEWAYS

### Аннотация

Рассмотрены вопросы проектирования и компьютерного моделирования сферических роликовых передач в системе NX, а также структура, конструкция, основные геометрические и кинематические параметры сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом. Приведена компьютерная модель исследуемой передачи с цилиндрическими концами роликов и прямоугольным профилем беговых дорожек. Рассмотрены алгоритмы компьютерного моделирования замкнутых периодических беговых дорожек для малого числа периодов и большого с наличием самопересечений. Приведены результаты силового анализа для передач с роликами различных типов.

### Ключевые слова:

сферическая роликовая передача, сферический механизм, компьютерная модель, ролик, силовой анализ.

### Abstract

The article deals with the design and computer modeling of spherical roller transmissions in the NX system, as well as with the structure, design, basic geometric and kinematic parameters of spherical roller transmissions with a two-row satellite. A computer model of the studied transmission with cylindrically-shaped ends of rollers and a rectangular profile of raceways is presented. Algorithms are considered for computer simulation of closed periodic raceways for a small number of periods, as well as for a large number in presence of self-intersections. The results of force analysis for transmissions with rollers of various types are given.

### Keywords:

spherical roller transmission, spherical mechanism, computer model, roller, force analysis.

### *Введение и постановка задачи*

С помощью сферических роликовых передач (СРП) с двухрядным сателлитом можно получить значительную редукцию скорости вращения и увеличение вращающего момента при малых габаритах передаточного устройства, что востребовано в приводах точных перемещений, следящих систем, поворотных устройств и др. СРП обеспечивают реализацию широкого диапазона передаточных отношений (2...200) для силовых приводов. Разработан ряд экс-

периментальных образцов редукторных передач с максимальным диаметром корпуса, не превышающим 200 мм [1]. Они нашли применение в качестве усилителей момента механизированного инструмента [2], а также в механизмах с пересекающимися осями валов [3]. В отличие от передач известных типов, имеющих аналогичные области применения (планетарных зубчатых передач с двухвенцовым сателлитом, червячных и волновых, а также прецессионных зубчатых передач), СРП с двухрядным сателлитом более технологичны в изго-



товлении, уравновешены и обеспечивают большой коэффициент перекрытия. По отношению массы редуктора к передаваемому вращающему моменту их можно отнести к передачам высокого технического уровня. В рассматриваемых передачах отсутствуют детали из дорогостоящих материалов, в отличие от червячных передач. Большинство деталей изготавливаются на универсальном оборудовании. Корпуса передач имеют цилиндрическую форму, могут быть изготовлены на металлорежущих станках токарной группы без применения сварочных операций с последующей расточкой отверстий под подшипники.

В СРП ролики контактируют с поверхностями пространственных замкнутых периодических беговых дорожек, образованными рабочими поверхностями торцовых кулачков. Для повышения технологичности изготовления у разработанных СРП рабочие концы роликов были выполнены сферическими, для того чтобы кулачковые поверхности могли быть изготовлены сферическими фрезами на фрезерных станках с ЧПУ, широко применяемых на различных

производствах. Целью работы было определение характеристик передачи с роликами, имеющими цилиндрические рабочие поверхности, и их сравнительный анализ с ранее разработанными передачами по критериям контактной прочности и КПД на основе результатов компьютерного моделирования.

### **Конструкция и основные геометрические параметры СРП с двухрядным сателлитом**

Схема СРП показана на рис. 1. Передача содержит ведущий вал 1 с наклонным участком (кривошипом) 2. Этот наклон может обеспечиваться установкой эксцентриковой втулки на ведущий вал. С возможностью относительного вращения на кривошипе установлен составной сателлит 3. Сателлит содержит наружную 4 и внутреннюю 5 поверхности с отверстиями. Отверстия распределены равномерно. В эти отверстия установлены два ряда роликов 6 и 7. Ряд роликов 6 контактирует своими поверхностями сферической формы с замкнутой беговой дорожкой 8.

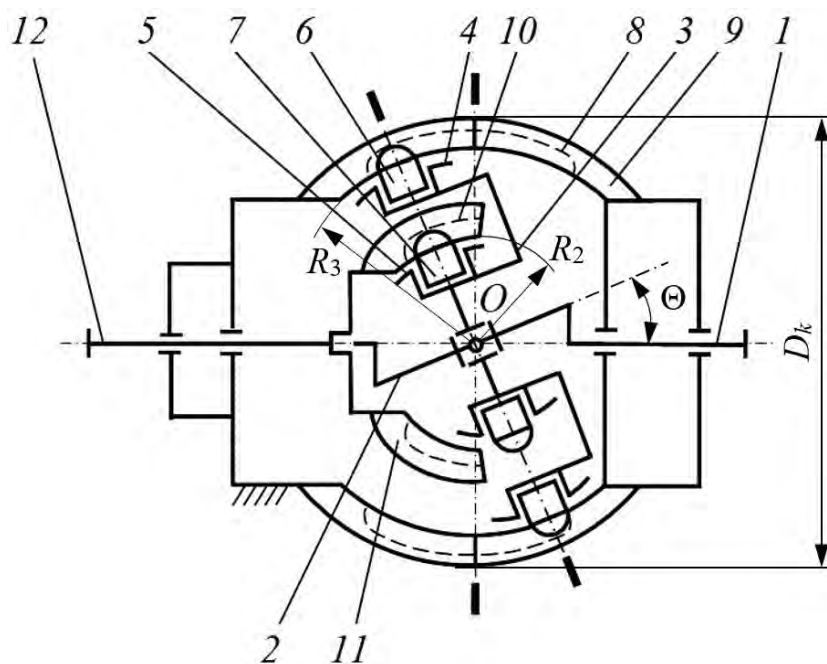


Рис. 1. Кинематическая схема сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом



Данная беговая дорожка образована двумя неподвижными сферическими кулачками, закрепленными в корпусе 9. Ряд роликов 7 контактирует своими сферическими поверхностями с беговой дорожкой 10 ведомого сферического кулачка 11, соединенного с ведомым валом.

У ведущего и ведомого валов общая ось вращения, которая является осью передачи. Оси всех роликов 6 и 7 лежат в одной плоскости. Проходящая через центр сферического движения  $O$  сателлита (его центр масс) плоскость является экваториальной плоскостью для всех сферических кулачков. Она перпендикулярна оси передачи.

К основным параметрам передачи относят радиусы сферических поверхностей (основных сфер)  $R_3$  и  $R_2$ , где располагаются центры сферических концов роликов первого и второго рядов соответственно, а также угол наклона кривошипа  $\Theta$ .

Рассматриваемая передача относится к передачам с промежуточными телами качения (ПТК), т. к. ролики,

установленные по переходным посадкам, могут вращаться в отверстиях сателлита относительно своих осей. При движении роликов по беговым дорожкам снижаются потери мощности, т. к. трение скольжения частично заменяется трением качения.

Передаточное отношение исследуемой СРП определяется числом периодов (волн)  $Z_3$  неподвижной беговой дорожки 8 и числом периодов  $Z_2$  беговой дорожки (кулачкового профиля) 10 сферического ведомого кулачка. Его можно вычислить по формуле

$$i = \frac{(Z_3 + 1) \cdot Z_2}{Z_2 - Z_3}. \quad (1)$$

На рис. 1 показана схема СРП с роликами, имеющими сферические консольные участки, контактирующие с беговыми дорожками. Рассмотрим компьютерную параметрическую модель передачи, разработанную в системе NX [4] (рис. 2).

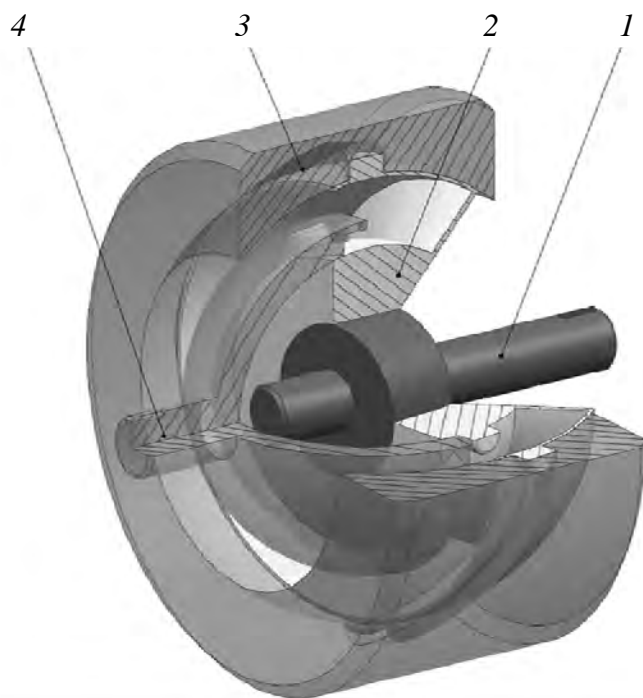


Рис. 2. Компьютерная модель сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом: 1 – ведущий вал; 2 – сателлит, совмещенный с телами качения; 3 – корпус; 4 – ведомый вал



В данной модели ролики имеют цилиндрические рабочие поверхности. Для последующего кинематического анализа модель передачи существенно упрощена, ролики смоделированы за одно целое с сателлитом как два ряда выступов.

### Сравнительный силовой анализ СРП с различными типами роликов

На основе уравнений кинестатики установлено, что в СРП с роликами

$$N_{m3} = \frac{T_2 \cdot K_{nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p3} \cdot (R_3 + 0,707 \cdot r_s) \cdot 10^{-3} \cdot n_{s3} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \psi) \cdot \cos(\pi/4)}, \quad (2)$$

где  $T_2$  – вращающий момент на ведомом валу передачи, Н·м;  $K_{nsf}$  – коэффициент, учитывающий сферическую форму поверхности расположения центров выступающих участков роликов;  $K_n$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по телам качения и зависящий от степени точности изготовления передачи;  $K_{p3}$  – коэффициент, учитывающий тип замыкания высших пар (геометрического либо силового), т. е. количество роликов, одновременно

со сферическими концами действуют нормальные силы между телами качения и беговыми дорожками, значения которых определяют контактную прочность передачи [5].

При взаимодействии сферических концов роликов (рис. 3, а) с беговой дорожкой, образованной кулачками, закрепленными в корпусе, на каждый ролик действует усилие, описываемое уравнением

передающих нагрузку;  $R_3$  – радиус сферической поверхности, где располагаются центры сферических концов тел качения, мм;  $r_s$  – радиусы сферических концов роликов, мм;  $n_{s3}$  – число роликов, контактирующих с неподвижной беговой дорожкой;  $\alpha_{m3}$  – среднее значение угла подъема беговой дорожки при ее развертке на плоскость, рад;  $\psi$  – угол трения, равный  $\arctg(f)$ , где  $f$  – приведенный коэффициент трения.

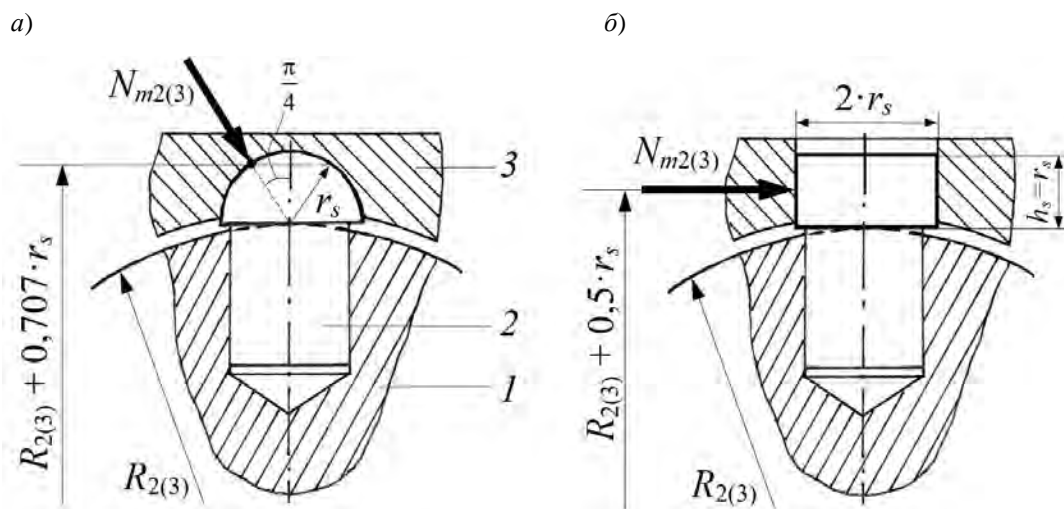


Рис. 3. Схема силового взаимодействия ролика и беговой дорожки: а – ролик со сферическим концом; б – ролик с цилиндрическим концом; 1 – сателлит; 2 – ролик; 3 – кулачки, образующие беговую дорожку



В контакте роликов и беговой дорожки, изготовленной на кулачке, со-

единенном с ведомым валом передачи, возникает усилие

$$N_{m2} = \frac{T_2 \cdot K_{nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,707 \cdot r_s) \cdot 10^{-3} \cdot n_{s2} \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi) \cdot \cos(\pi/4)}, \quad (3)$$

где  $K_{p2}$ ,  $R_2$ ,  $n_{s2}$  и  $\alpha_{m2}$  – те же параметры, что и в описании к формуле (2), но применяемые к ведомому кулачку.

Рассмотрим численный пример. СРП имеет следующие параметры: передаточное отношение  $i = 105$ ;  $R_2 = 38$  мм;  $R_3 = 57$  мм;  $r_s = 5$  мм;  $\alpha_{m2} = 0,788$  рад;  $\alpha_{m3} = 0,717$  рад;  $n_{s2} = 16$ ;  $n_{s3} = 14$ . Приведенный коэффициент трения во всех контактирующих парах принят одинаковым:  $f = 0,02$ . Коэффициенты в формулах (1) и (2) рассчитаны по соответствующим зависимостям [1] и приняты

следующими:  $K_{nsf} = 1,003$ ;  $K_n = 0,9$ ;  $K_{p2} = 0,185$ ;  $K_{p3} = 0,663$ . На ведомый вал передачи действует постоянный вращающий момент  $T_2 = 50$  Н·м.

По результатам вычислений установлено, что при указанных параметрах значения нормальных сил  $N_{m2} = 886$  Н;  $N_{m3} = 219$  Н.

Для роликов с цилиндрическими концами формулы (2) и (3), в соответствии с силовой схемой (рис. 3, б), преобразуются:

$$N_{m3} = \frac{T_2 \cdot K_{nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p3} \cdot (R_3 + 0,5 \cdot r_s) \cdot 10^{-3} \cdot n_{s3} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \psi)}; \quad (4)$$

$$N_{m2} = \frac{T_2 \cdot K_{nsf} \cdot \cos(\psi)}{K_n \cdot K_{p2} \cdot (R_2 + 0,5 \cdot r_s) \cdot 10^{-3} \cdot n_{s2} \cdot \sin(\alpha_{m2} + \psi)}. \quad (5)$$

В данном случае необходимо делать перерасчет коэффициентов  $K_{p2}$  и  $K_{p3}$ , т. к. для роликов со сферическими концами они рассчитывались по формуле

$$K_{pj} = 1 - \frac{r_s \cdot \cos(\pi/4) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{mj}) \cdot \sin(\alpha_{mj})}{A_j}, \quad (6)$$

где  $A_j$  – амплитуда периодических беговых дорожек ( $j = 2$  – для беговой дорожки ведомого кулачка;  $j = 3$  – для беговой дорожки, образованной остановленными кулачками). Для рассматриваемого примера принято  $A_2 = 4$  мм;  $A_3 = 6$  мм.

При вышеуказанных геометрических, кинематических и силовых параметрах СРП значения коэффициентов  $K_{p2} = 0,055$ ;  $K_{p3} = 0,523$ . Значения сил  $N_{m2} = 2177$  Н;  $N_{m3} = 199$  Н. Таким образом, замена поверхности роликов со сферических на цилиндрические теоре-

тически приведет к возрастанию нормальных сил, действующих на беговую дорожку ведомого кулачка, на 151 % и незначительному (на 9 %) снижению нагрузки на неподвижные кулачки и контактирующие с ними ролики соответственно. Так как контактная прочность определяется по наиболее слабому элементу, данная замена поверхностей не является целесообразной.

Анализируя причины, приводящие к резкому росту нормальных реакций, можно прийти к выводу о существенном влиянии коэффициентов  $K_{pj}$ , выполняющих функции коэффициентов перекрытия. При увеличении числа периодов кривых, радиуса  $r_s$  и малом радиусе  $R_j$  (что наблюдается для ведомого кулачка) коэффициент перекрытия резко снижается из-за срезания вершин беговых дорожек по причине самопересечения профилей.



Рассмотрим передачу с относительно небольшим передаточным отношением ( $i = 16$ ) и следующими параметрами:  $R_2 = 19$  мм;  $R_3 = 35$  мм;  $r_s = 3$  мм;  $\alpha_{m2} = 0,919$  рад;  $\alpha_{m3} = 0,686$  рад;  $n_{s2} = 9$ ;  $n_{s3} = 6$ ;  $f = 0,02$ . Коэффициенты  $K_{nsf} = 1,017$ ;  $K_n = 0,9$ . Момент  $T_2 = 14$  Н·м.

В этом случае значения сил  $N_{m2} = 886$  Н;  $N_{m3} = 219$  Н ( $K_{p2} = 0,123$ ;  $K_{p3} = 0,796$ ) – для передачи со сферическими поверхностями роликов и  $N_{m2} = 589$  Н;  $N_{m3} = 141$  Н ( $K_{p2} = 0,18$ ;  $K_{p3} = 0,827$ ) – с цилиндрическими. Расчеты вновь подтвердили значимость коэффициентов перекрытия, т. к. для передачи с цилиндрическими роликами при прочих равных условиях увеличение радиуса  $r_s$  с 3 до 4 мм приводило к снижению коэффициента  $K_{p2}$  и двукратному увеличению нормальной реакции.

#### **Алгоритмы компьютерного моделирования СРП с беговыми дорожками различных типов**

Рассмотрим пример построения многопериодной сферической беговой дорожки на внутренней поверхности корпуса и на торце выходного вала в системе NX [2]. При моделировании использовалась русскоязычная версия программы. Ранее в [1] были представлены алгоритмы моделирования сферической беговой дорожки с круглым профилем (в сечении, нормальном к центральному профилю). В данном случае рассматриваются алгоритмы создания пространственных замкнутых беговых дорожек с прямоугольным профилем, контактирующих с цилиндрическими концами роликов.

Для создания беговых дорожек на детали необходимо построить вспомогательное тело-инструмент, с помощью которого в дальнейшем будет произведено вычитание из основной детали. Данное тело наиболее предпочтительно строить с помощью команды *Заметание*. Для этого необходимо создать простран-

ственную периодическую кривую, расположенную на сферической поверхности, – центровой профиль кулачковой поверхности. Методика его создания в NX также подробно изложена в [1].

Далее проектируется сечение, которое будет заметаться по траектории периодической кривой беговой дорожки [7]. При этом необходимо построить точку пересечения с одной из двух плоскостей  $ZX$ ,  $ZY$  (в примере  $ZY$ ) и пространственной кривой. Для этого нужно создать новый эскиз, активировав на панели инструментов во вкладке *Исходная* команду *Эскиз*. Далее необходимо выбрать плоскость  $ZY$ , кликнув по ней левой кнопкой мыши. Завершить команду кнопкой *OK*. Затем следует выбрать инструмент построения *Точка*, в списке способов построения выбрать пункт *Пересечения*, левой кнопкой мыши выбрать плоскость  $ZY$ , далее – периодическую пространственную кривую. Результатом построения сечения должен быть квадрат (рис. 4, а), в который вписана окружность диаметром эквивалентного сферического элемента (в примере  $d_s = 10$  мм). Это необходимо для последующего сравнительного анализа двух моделей передач – со сферическими и цилиндрическими концами роликов, их эквивалентности и быстрой перенастройки. Две стороны указанного квадрата должны быть параллельны отрезку, проведенному из центра системы координат в точку, построение которой было описано в пункте 2. Результат моделирования после завершения операции заметания показан на рис. 4, б.

Для моделирования беговой дорожки в корпусной детали необходимо активировать команду *Вычитание* на панели инструментов, в открывшемся диалоговом окне в пункте *Тело построения* выбрать деталь, а в пункте *Инструмент* – вспомогательное тело, построенное ранее. Завершить команду, нажав кнопку *OK* (рис. 5).



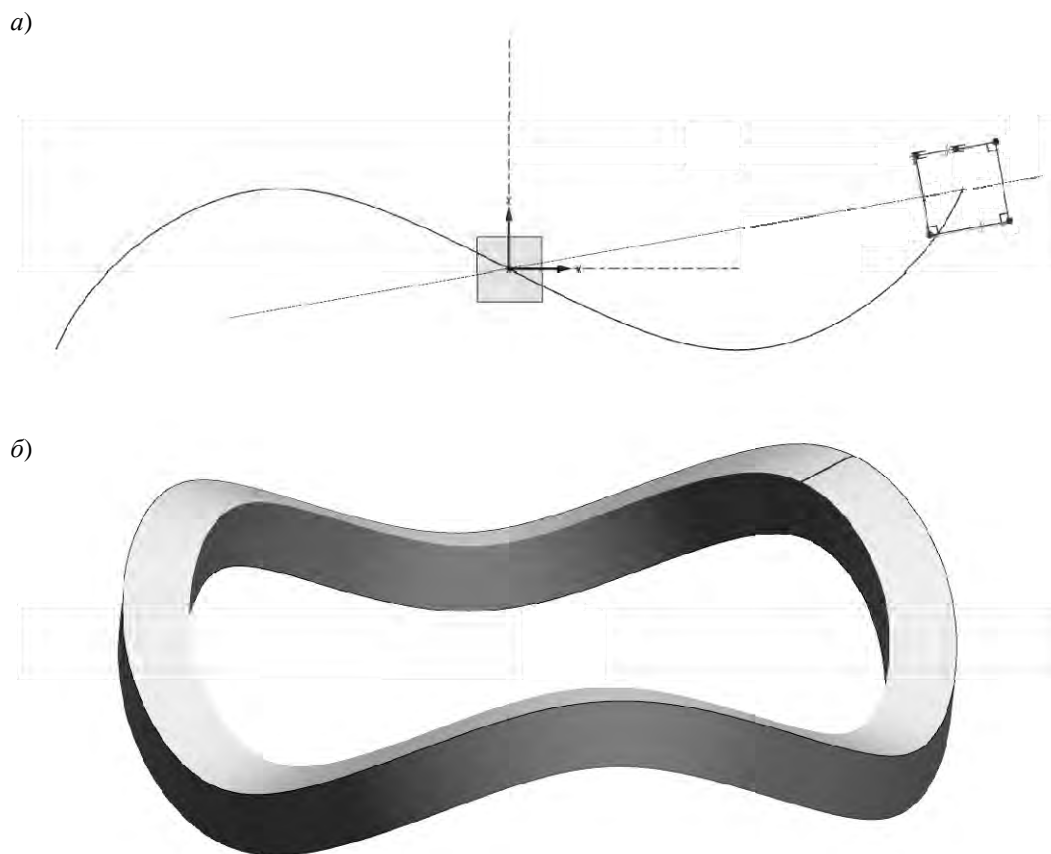


Рис. 4. Результаты построения: *a* – эскиза сечения; *б* – тела-инструмента

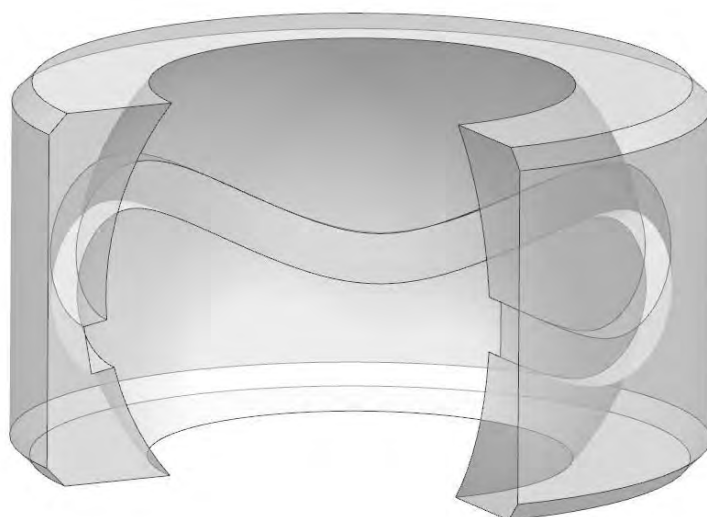


Рис. 5. Результаты построения тела с многопериодной пространственной беговой дорожкой с малым числом периодов

Как было отмечено, предпочтительным методом построения беговых дорожек является использование ко-

манды *Заметание*, но важным будет указать на то, что данный метод корректно работает только при построении



дорожек с малыми числами периодов, при увеличении количества периодов (а также при увеличении диаметра  $d_s$  и уменьшении радиуса сферической поверхности  $R_j$ ) происходит самопересечение тела-инструмента. В этом случае появляется необходимость построения более сложного тела-инструмента, состоящего из большого количества отдельных элементов. Причем поверхность получается негладкой и состоит из секций, что может увеличивать степень погрешности кинематического анализа.

Основная сложность построения подобной поверхности заключается в том, что ось тела-инструмента вынуждена совершать угловое перемещение относительно центра абсолютной системы координат вдоль оси  $OZ$ , т. к. тело-инструмент имеет форму цилиндра.

Алгоритм моделирования беговой дорожки в этом случае представляет собой следующую последовательность операций. Для построения беговой дорожки в первую очередь нужно создать тело-инструмент с помощью команды *Цилиндр*. При этом необходимо задать следующие параметры: тип (ось, диаметр и высота), ось (задан вектор), размеры (диаметр и высота).

Вектор цилиндра должен быть задан с помощью метода *Две точки*. Начальная точка должна быть задана контекстно и находиться в центре абсолютной системы координат (системы координат, относительно которой происходило построение синусоидальной сферической кривой). Конечная точка должна быть задана с помощью метода *Точка на кривой* и лежать на синусоидальной сферической кривой. Диаметр цилиндра задается в соответствии с диаметром рабочей поверхности ролика. Высота цилиндра должна равняться сумме значений радиуса кривой и высоты рабочей части ролика. Необходимо

выбрать пункт *Настройки – Ассоциативная ось*, т. к. при создании массива элементов оси последующих цилиндров будут совершать угловые перемещения, при этом начальная точка должна всегда находиться в центре системы координат.

Следующим этапом моделирования является создание массива элементов, реализуемое последовательным набором команд *Меню – Вставить – Ассоциативная копия – Массив элементов*. В поле выбора элемента необходимо выбрать заранее построенный цилиндр. Ссылочной точкой задать центр окружности цилиндра, которая направлена в сторону от системы координат. В списке *Компоновка* выбрать пункт *Вдоль*. Метод пути необходимо задать как *Смещение*. Следует выбрать периодическую кривую как траекторию, при задании начальной кривой применить для расстояния параметр «Число и шаг», для положения – «% Длины дуги». При этом параметр «Шаг % по» имеет значение  $100/N$ , где  $N$  – количество элементов. При возрастании количества элементов  $N$  в массиве увеличивается точность и гладкость конечной поверхности, но при задании количества свыше 300 значительно сокращается производительность расчётов и возможны ошибки в вычислениях, т. к. рядом расположенные точки имеют практически одинаковые координаты при округлении до тысячных значений после запятой. Это в свою очередь может привести к неопределенности при построении поверхностей. Необходимо отметить обязательным выбором пункта *Цилиндр – Ось цилиндра* в разделе *Метод массива – Переменный*. В окне *Повторно используемые ссылки* указать *Цилиндр* и *Ось*.

После построения тела-инструмента (рис. 6, а) производилось вычитание объема данного тела (инструмента) из тела-заготовки. Для этого ис-





пользовалась булева операция *Вычитание*. Результат моделирования показан на рис. 6, б.

Ранее были получены зависимости для определения КПД ППТК [6, 8]. В данной работе исследование КПД проводилось с помощью инструментов кинематической симуляции системы NX от формы промежуточных тел качения и амплитуды беговой дорожки. Так как модель СРП была упрощена

для уменьшения времени расчетов, абсолютное значение КПД механизма оказалось значительно меньше значений, полученных при испытаниях натуральных образцов. В модели СРП ролики были спроектированы с сателлитом как одно целое, без возможности вращения. Постоянными параметрами передач в эксперименте являлись:  $R_1 = 38$  мм;  $R_2 = 57$  мм;  $d_s = 10$  мм;  $Z_1 = 3$ ;  $Z_2 = 5$ .

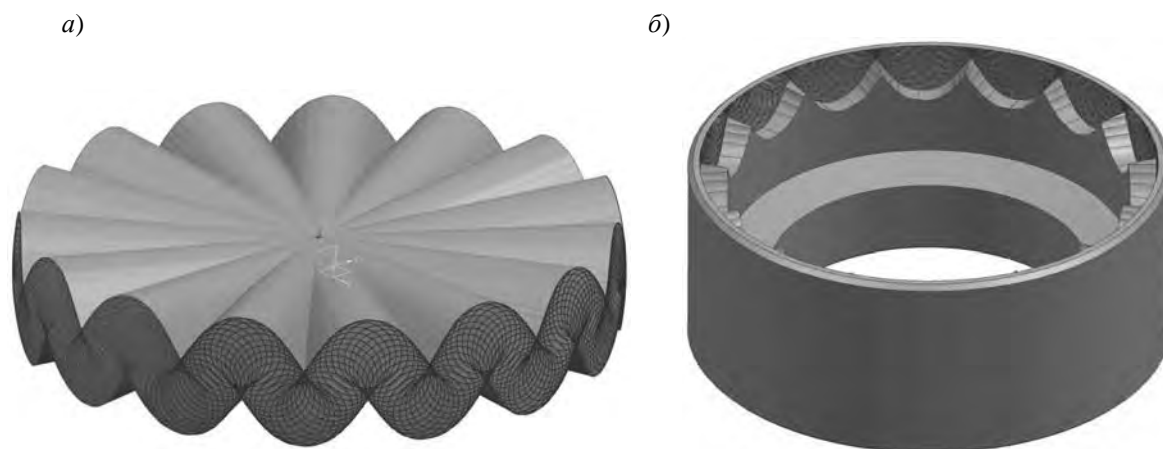


Рис. 6. Результат построения тела-инструмента (а) и поверхности беговой дорожки (б)

Моделирование кинематики проводилось по известным алгоритмам [1]. В создании проекта кинематической симуляции участвовало четыре тела: ведущий и ведомый валы, корпус и сателлит с цилиндрическими выступами, расположенными в два ряда. На валы были установлены вращательные шарниры: на ведущий – с драйвером, определяющим начальную скорость и равномерное вращение. Таким образом, моделировалась идеальная характеристика двигателя [9]. Корпус был зафиксирован, а сателлиту дана возможность вращения относительно ведущего вала. Использовались также два 3D-контакта: в парах сателлит – корпус и ведомый вал – сателлит. Были применены следующие параметры трения: жесткость ( $k = 1000000$  Н/мм); степень жесткос-

ти – 1,5; демпфирование материала ( $c_{\max} = 300$  Н с/мм); статический коэффициент ( $k_{cm} = 0,08$ ); скорость статического трения ( $V_{cm,mp} = 0,1$  мм/с); динамический коэффициент ( $k_d = 0,05$ ); скорость сдвига ( $V_{сдв} = 10$  мм/с).

На панели инструментов выбиралась команда *Вектор момента*. Этот вектор должен совпадать с осью вращения выходного вала, а направление приложения момента должно быть противоположным вращению вала.

Проводилось компьютерное моделирование зависимости КПД передачи от амплитуды беговой дорожки, изготовленной в корпусе. При ее изменении изменялась, соответственно, и амплитуда беговой дорожки ведомого вала, т. к. менялся угол наклона  $\Theta = A_j/R_j$ . Было проведено 20 вычис-



лительных экспериментов с диапазоном изменения амплитуды беговой дорожки от 2,5 до 25 мм с шагом 2,5.

Установлено, что КПД передачи с роликами цилиндрической формы выше, чем передачи со сферическими концами роликов, при этом разница КПД составляет 1,30...3,13 %, а средним является значение в 1,88 %. Данные значения следует признать несущественными, сопоставимыми с погрешностями вычислений. Стоит отметить, что максимальный КПД передачи с вышеуказанными параметрами был достигнут при амплитуде беговой дорожки 22,5 мм, что подтверждает наличие оптимальных значений геометрических параметров СРП по критерию минимальных потерь мощности в зацеплении [10].

### Выводы

На основе силового анализа установлено, что применение роликов с ци-

линдрическими концами при больших значениях передаточных чисел нецелесообразно, т. к. приведет к резкому, практически в 1,5 раза, увеличению нормальных усилий в зацеплении, определяющих контактную прочность передачи. Выявлено также, что наибольшее влияние на нагрузочную способность СРП оказывают коэффициенты перекрытия – отношения чисел роликов, одновременно контактирующих с беговыми дорожками, по отношению к общему числу в ряду. При этом методами компьютерного моделирования определено, что замена поверхностей роликов не приведет к существенному увеличению КПД исследуемых передач. Разработанные алгоритмы компьютерного моделирования беговых дорожек в системе NX позволяют проектировать сферические роликовые механизмы с цилиндрическими рабочими концами роликов с различным числом периодов беговых дорожек и исследовать кинематические характеристики данных СРП.

### СПИСОК 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.** Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ / М. Е. Лустенков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24–25.
3. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
4. NX [Электронный ресурс] : официальный сайт компании Siemens PLM Software. – Режим доступа: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. – Дата доступа: 05.03.2019.
5. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / М. Е. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, No. 2. – P. 111–121.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
7. Сравнительный анализ различных типов центровых кривых кулачковых профилей сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 74–82.
8. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20. – № 1. – С. 23–27.
9. **Лустенков, М. Е.** Выбор асинхронного электродвигателя для привода ленточного конвейера с цилиндрическим редуктором / М. Е. Лустенков, Б. Б. Скарыно, Е. С. Лустенкова // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2019. – № 2 (707). – С. 3–10.



10. **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.

*Статья сдана в редакцию 20 марта 2019 года*

**Екатерина Сергеевна Лустенкова**, ассистент, Белорусско-Российский университет.  
E-mail: fittsova@gmail.com.

**Ян Николаевич Метелица**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Андрей Николаевич Моисеенко**, зам. начальника по тыловому обеспечению, Могилевский институт МВД Республики Беларусь.

**Ekaterina Sergeevna Lustenkova**, assistant, Belarusian-Russian University. E-mail: fittsova@gmail.com.

**Yan Nikolaevich Metelitsa**, student, Belarusian-Russian University.

**Andrey Nikolaevich Moiseenko**, deputy chief for logistics support, Mogilev Institute of the Ministry of Internal Affairs of the Republic of Belarus.

