

УДК 621.83.06

А. П. Прудников, О. В. Пузанова, С. Л. Шостак

РАЦИОНАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ СОСТАВНОГО РОЛИКА ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

A. P. Prudnikov, O. V. Puzanova, S. L. Shostak

RATIONAL DESIGN OF COMPOSITE ROLLERS FOR TRANSMISSIONS WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

Аннотация

Приведены результаты кинематического и силового анализов, на базе которых определены рациональные геометрические параметры элементов составного ролика. Посредством компьютерного моделирования подтверждено повышение КПД передачи за счет использования предложенной конструкции составного ролика.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, кинематический анализ, силовой анализ, КПД.

Abstract

The paper presents results of kinematic and load analyses, based on which the rational geometric parameters for components of the composite roller are determined. The computer simulation confirmed the increase in transmission efficiency due to the use of the proposed design of the composite roller.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, kinematic analysis, load analysis, efficiency.

Передачи с промежуточными телами качения, обладая малыми габаритными размерами, нашли свое применение при создании механизмов, передающих крутящий момент в условиях ограниченных диаметральных размеров.

Основным звеном передачи, осуществляющим передачу усилия от ведущего вала к ведомому, являются промежуточные тела качения, в качестве которых с целью увеличения КПД и нагрузочной способности используются составные ролики. Составной ролик включает в себя три элемента, каждый из которых контактирует с соответствующим звеном передачи (ведущим, ведомым, заторможенным). При этом один из элементов ролика принимается

за базу, на которой установлены два других элемента. В результате такого разделения составного ролика при взаимодействии его элементов со звеньями передачи осуществляется процесс качения с минимальными потерями на трение, однако два элемента составного ролика также взаимодействуют с базовым элементом, на котором они установлены, и все три элемента вращаются с разной угловой скоростью, т. е. в зоне их контакта происходит процесс скольжения, сопровождающийся потерями на трение.

Из представленной на рис. 1 схемы взаимодействия элементов составного ролика видно, что элементы составного ролика, взаимодействующие с ведущим и заторможенным звеньями,



вращаются в одну сторону, а элемент, взаимодействующий с ведомым звеном, – в противоположную. Исходя из этого, можно спроектировать составной ролик, включающий в себя два элемента, один из которых будет контактировать с ведущим и заторможенным звеньями, а второй – с ведомым. Для того чтобы осуществлялся процесс качения, элемент, контактирующий с двумя звеньями передачи, должен быть выполнен

ступенчатым с разными диаметрами цилиндрических поверхностей, обеспечивающими при одной угловой скорости вращения элемента одинаковые линейные скорости в зоне его контакта с ведущим и заторможенным звеньями.

Для обеспечения двухэлементной конструкции составного ролика необходимо использовать следующее конструктивное исполнение передачи с промежуточными телами качения (рис. 2).

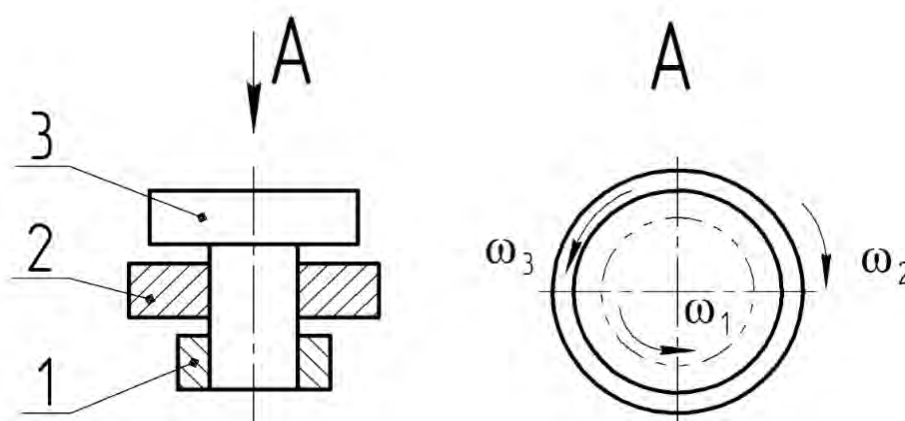


Рис. 1. Схема взаимодействия элементов составного ролика: 1 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведущим звеном; 2 – элемент составного ролика, взаимодействующий с ведомым звеном; 3 – элемент составного ролика, взаимодействующий с заторможенным звеном

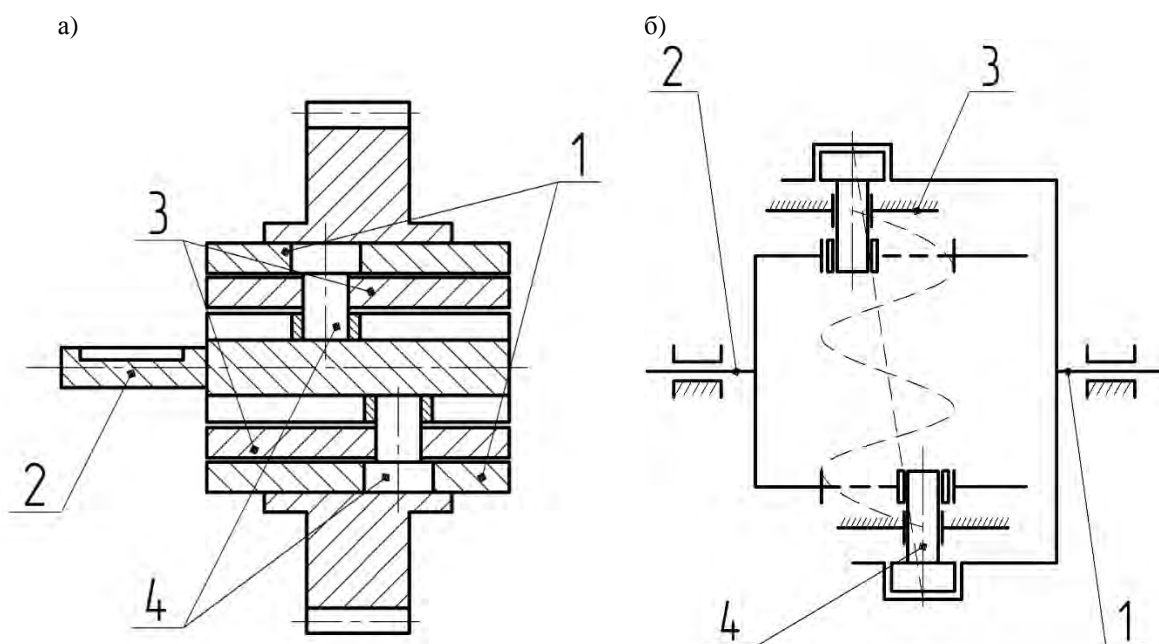


Рис. 2. Передача с промежуточными телами качения с двухэлементными составными роликами: а – конструктивное исполнение; б – кинематическая схема



Ведущее звено 1, образующее подвижную однопериодную беговую дорожку, является наружным (соединено с зубчатым колесом). Торцовые кулачки 3, образующие неподвижную многопериодную беговую дорожку, фиксируются в корпусе редуктора. Ведомое звено 2 представляет собой вал с выполненными вдоль оси вращения вала пазами, в которых располагаются составные ролики 4.

Вращение ведущего звена 1 и, соответственно, однопериодной беговой дорожки вынуждает составные ролики 4 перемещаться вдоль пазов, выполненных на ведомом валу 2. Одновременно с этим составные ролики 4 взаимодействуют с неподвижной многопериодной беговой дорожкой, приводя во вращение ведомый вал 2.

Определим угловые скорости вращения элементов составного ролика. При равномерном вращении элемента составного ролика и перемещении соответствующей беговой дорожки, образованной торцовыми кулачками, выполняется следующее условие равенства мощностей [1]: $M_{4i} \cdot \omega_{4i} = F_{Ci} \cdot v_{Ci}$, где i – индекс, обозначающий беговую дорожку (ведущее звено – 1; неподвижное звено – 3); M_{4i} – момент трения на элементе составного ролика, находящегося в контакте с i -й беговой дорожкой, Н·м; ω_{4i} – угловая скорость вращения элемента составного ролика, находящегося в контакте с i -й беговой дорожкой, рад/с; F_{Ci} – сила трения, возникающая на линии контакта элемента составного ролика и i -й беговой дорожки, Н; v_{Ci} – скорость перемещения i -й беговой дорожки относительно рассматриваемого элемента составного ролика, м/с.

Момент трения на элементе составного ролика можно найти по формуле

$$M_{4i} = F_{Ci} \cdot r_i, \quad (1)$$

где r_i – радиус наружной цилиндрической поверхности элемента составного ролика, м.

Скорость перемещения беговой дорожки относительно рассматриваемого элемента составного ролика можно найти по формуле

$$v_{Ci} = \frac{\omega_i^* \cdot R_i}{\cos \alpha_{cp_i}}, \quad (2)$$

где ω_i^* – угловая скорость вращения i -й беговой дорожки относительно неподвижного составного ролика (так называемый обращенный механизм), рад/с; R_i – радиус цилиндрической поверхности, проходящей через середину длины контакта соответствующего кулачка с составным роликом, м; α_{cp_i} – среднее значение угла подъема кривых синусоиды, являющейся образующей для i -й беговой дорожки, рад. Среднее значение угла подъема кривых синусоиды определяется по формуле, приведенной в [2, с. 35].

Угловая скорость вращения i -й беговой дорожки относительно неподвижного составного ролика: для многопериодной беговой дорожки равна угловой скорости вращения ведомого вала ($\omega_3^* = \omega_2$); для однопериодной беговой дорожки определяется по формуле $\omega_1^* = \omega_1 - \omega_2 = \omega_2 \cdot Z_3$, где ω_1 – угловая скорость вращения ведущего звена, с⁻¹; Z_3 – число периодов синусоиды, являющейся образующей для многопериодной беговой дорожки.

На базе условия равенства мощностей в зоне контакта составного ролика с соответствующим звеном передачи угловую скорость вращения элемента составного ролика можно найти по формуле

$$\omega_{4i} = \frac{\omega_i^* \cdot R_i}{r_i \cdot \cos \alpha_{cp_i}}. \quad (3)$$



Поскольку диаметр цилиндрической поверхности элемента составного ролика, контактирующего с многопериодной беговой дорожкой, лимитирован контактными напряжениями (сила, действующая на ролик со стороны многопериодной беговой дорожки, значительно больше силы, действующей со стороны однопериодной беговой дорожки), то необходимо определять r_1 исходя из r_3 , т. е. из условия $\omega_{41} = \omega_{43}$. В качестве допущения примем, что $R_1 = R_3$. Соответственно, получаем следующую зависимость:

$$\frac{\omega_2 \cdot Z_3}{r_1 \cdot \cos \alpha_{cp1}} = \frac{\omega_2}{r_3 \cdot \cos \alpha_{cp3}},$$

$$r_1 = \frac{r_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} \cdot Z_3}{\cos \alpha_{cp1}}. \quad (4)$$

Диаметр цилиндрической поверхности, по которой происходит контакт элементов составного ролика, необходимо определять исходя из допустимых напряжений смятия и среза и условия минимизации скоростей скольжения

в зоне контакта этих двух элементов (рис. 3). Поскольку линейная скорость в зоне контакта цилиндрических поверхностей будет увеличиваться с ростом диаметра, то нужно стремиться уменьшить указанный диаметр. При этом так как длина линии контакта элемента составного ролика с беговой дорожкой, а соответственно, и ее высота лимитируются требованием малых диаметральных габаритных размеров передачи, то минимально возможное значение диаметра поверхности контакта двух элементов составного ролика можно найти исходя из напряжений смятия по формуле

$$d_{12} = \frac{N_2}{[\sigma_{см}] \cdot l_p}, \quad (5)$$

где N_2 – сила, действующая на составной ролик со стороны ведомого вала, Н; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; l_p – длина элемента составного ролика, контактирующего с ведомым валом, м.

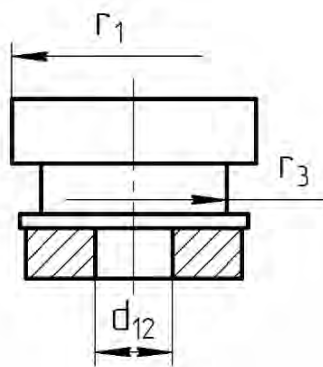


Рис. 3. Двухэлементный составной ролик

Расчет по напряжениям среза для элементов составного ролика можно не проводить, поскольку ось ролика будет срезаться при значительно меньшем диаметре, чем найденном по формуле (5).

Существенное влияние на КПД и работоспособность передачи с промежуточными телами качения оказывает возникающий перекосяк роликов вдоль пазов, выполненных на ведомом валу. Данный перекосяк вызван невозможно-



стью обеспечить размещение составных роликов в беговых дорожках без зазоров вследствие износа в процессе работы и при их сборке, поскольку кулачки, образующие указанные дорожки, являются составными.

Для снижения влияния перекоса предлагается на конце элемента составного ролика, контактирующего с беговыми дорожками, выполнить цилиндрическую ступень, которая, базирясь между ведомым валом и кулачками, образующими многопериодную беговую дорожку, препятствует перекосу составного ролика (рис. 4). При этом для снижения сил, действующих на данную ступень и препятствующих перекосу ролика (и, соответственно, возникаю-

щих потерь на трение), необходимо подбирать высоту элементов составного ролика, контактирующих с беговыми дорожками, так, чтобы возникающие опрокидывающие моменты со стороны соответствующих беговых дорожек компенсировали друг друга, т. е. выполнялось условие

$$N_1 \cdot \cos \alpha_{cp1} \cdot h_1 = N_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} \cdot h_3, \quad (6)$$

где N_1, N_3 – силы, действующие на составной ролик со стороны соответствующей беговой дорожки, H ; h_1, h_3 – расстояния от точки приложения силы до цилиндрической ступени на ролике, препятствующей его перекосу (см. рис. 4), м.

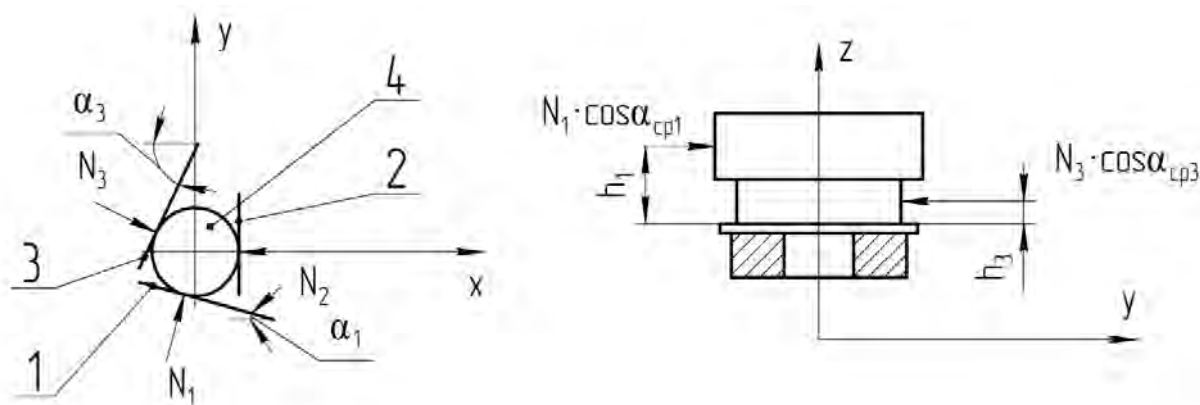


Рис. 4. Схема сил, действующих на двухэлементный составной ролик

Величина h_3 лимитируется длиной элемента составного ролика, контактирующего с многопериодной беговой дорожкой, которая определяется допускаемыми контактными напряжениями. Соответственно, обеспечивать выполнение условия (6) необходимо за счет величины h_1 :

$$h_1 = \frac{N_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} \cdot h_3}{N_1 \cdot \cos \alpha_{cp1}}. \quad (7)$$

Анализ силовой модели [3] показывает, что $N_1 \cdot \cos \alpha_{cp1} \approx N_3 \cdot \cos \alpha_{cp3}$,

следовательно, можно утверждать, что для снижения влияния перекоса h_1 должно равняться h_3 . Поскольку сила, действующая на ролик со стороны однопериодной беговой дорожки, значительно меньше силы, действующей со стороны многопериодной беговой дорожки, то, исходя из требования обеспечить прочность по контактным напряжениям, необходимо стремиться минимизировать высоту элемента составного ролика, контактирующего с однопериодными кулачками.

Указанные мероприятия позволяют снизить напряжения, возникаю-



шие в элементах составного ролика, в частности, действующие на цилиндрическую ступень, которая препятствует перекосу составного ролика и не участвует в передаче нагрузки от ведущего вала к ведомому, что дает возможность уменьшить ее высоту и, соответственно, радиальные габаритные размеры передачи.

Для проверки полученных теоретических результатов были разработа-

ны две 3D-модели передачи с промежуточными телами качения: с трехэлементным составным роликом (рис. 5, а) и с двухэлементным составным роликом (рис. 5, б). В качестве исходных данных для их проектирования приняты следующие: диаметр корпуса передачи 75 мм; крутящий момент на ведомом валу 100 Н·м; передаточное отношение 5.

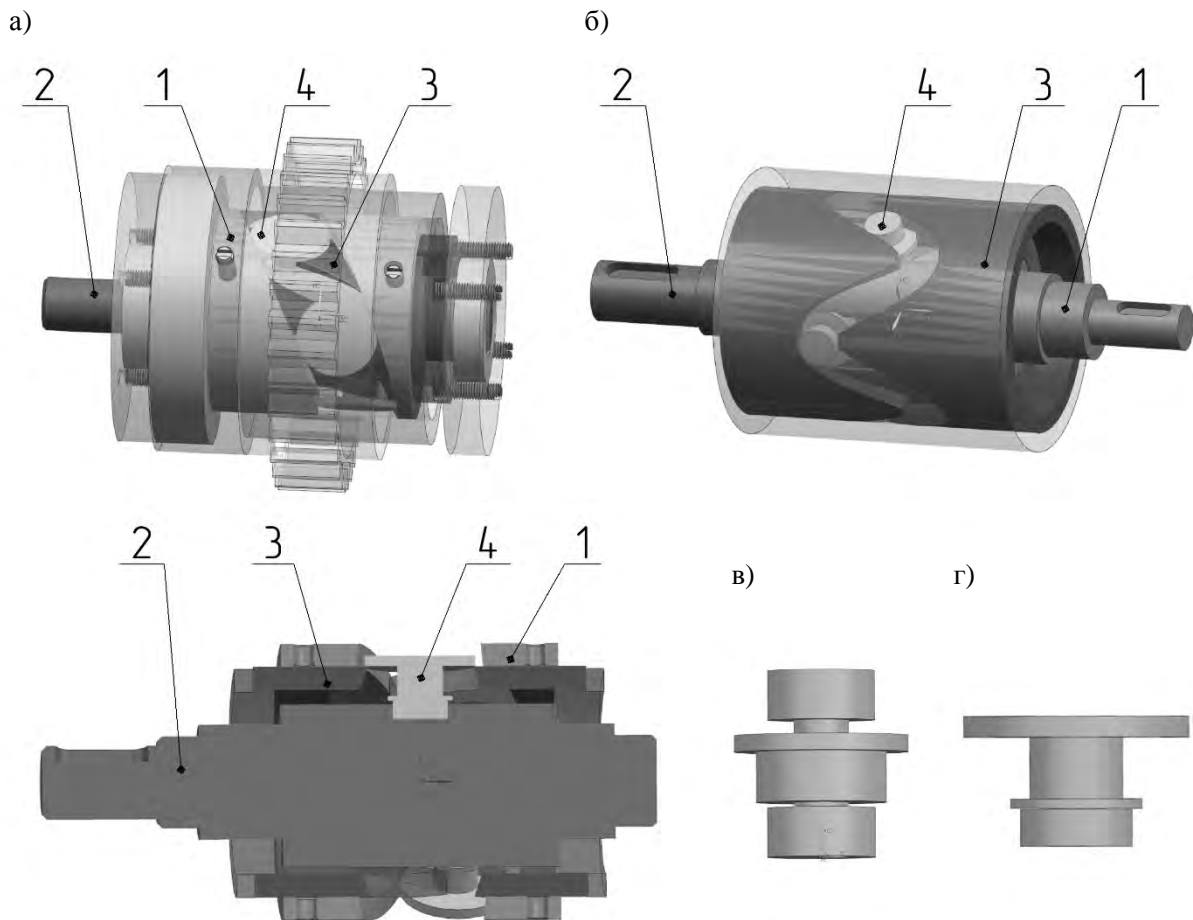


Рис. 5. 3D-модели передачи с двумя вариантами конструкции составного ролика: а – с двухэлементным составным роликом; б – с трехэлементным составным роликом; в – трехэлементный составной ролик; г – двухэлементный составной ролик

В CAD NX проведено сравнение КПД передачи с двух- и трехэлементными составными роликами. В модуле «Симуляция кинематики» для ведущего звена была установлена частота вращения 1000 мин^{-1} , а для ведомого – крутящий момент 100 Н·м. Для всех

звеньев установлены граничные условия, в том числе модель контактного взаимодействия, где, в частности, задавались параметры трения: статический коэффициент 0,08 и динамический коэффициент 0,05.

Исходя из полученных значений

крутящих моментов на ведомом и ведущем звеньях и заданного передаточ-

ного отношения, были построены графики КПД, представленные на рис. 6.

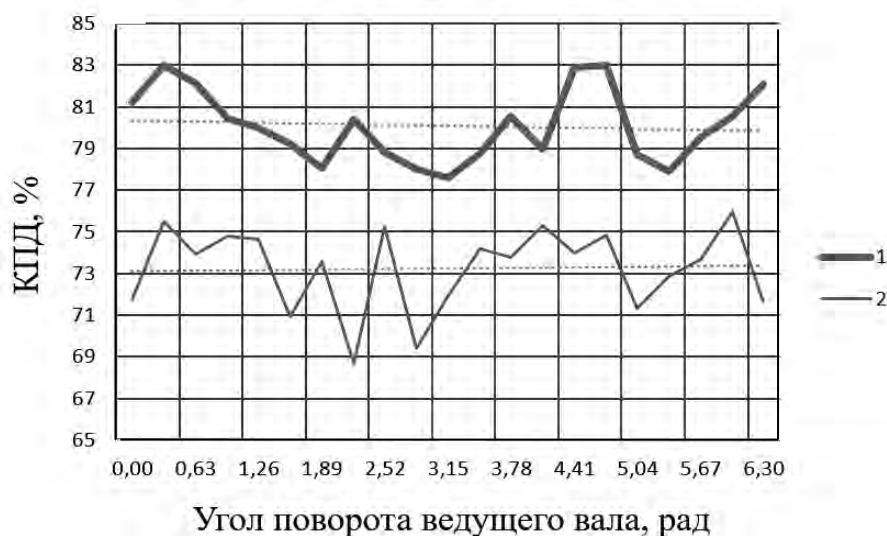


Рис. 6. Графики зависимости КПД передачи от конструкции составного ролика: 1 – с двухэлементным составным роликом; 2 – с трехэлементным составным роликом

Анализ полученных результатов дает возможность утверждать, что предложенная двухэлементная конструкция составного ролика позволяет повысить КПД передачи с промежуточными телами качения на 7 %.

Посредством метода конечных элементов в CAD Ansys был проанализирован опрокидывающий момент, возникающий на цилиндрической ступени, препятствующий перекоосу ролика для случаев трех- и двухэлементного составных роликов.

В качестве исходных данных при выполнении расчетов были использованы результаты силового анализа, полученные на базе математической модели, представленной в [3]. Характеристики и геометрические параметры передачи были приняты те же, что и при анализе КПД в CAD NX.

Силы, действующие со стороны однопериодной и многопериодной беговых дорожек, стремящиеся повернуть составной ролик вдоль паза, выполненного на ведомом валу, составили

$N_1 \cdot \cos \alpha_{cp1} = 740 \text{ Н}$ и $N_3 \cdot \cos \alpha_{cp3} = 750 \text{ Н}$ соответственно.

Для упрощения расчета указанных сил для обеих моделей передачи (с трех- и двухэлементными составными роликами) расстояния, на которых происходит взаимодействие звеньев передачи с элементами составных роликов, были приняты равными.

Полученные результаты для трех- и двухэлементного составных роликов представлены на рис. 7 и 8 соответственно.

Из результатов видно, что в случае двухэлементной конструкции составного ролика опрокидывающий момент, действующий на цилиндрическую ступень, меньше в 2,8 раза. Соответственно, снижаются силы трения, возникающие на торцевой поверхности цилиндрической ступени, установленной между ведомым валом и кулачками, образующими неподвижную многопериодную беговую дорожку.



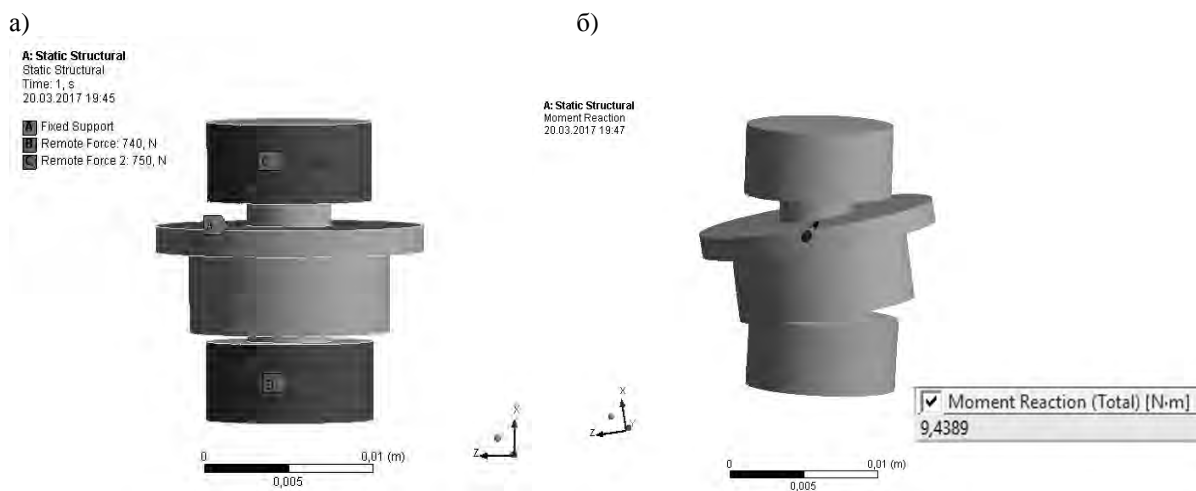


Рис. 7. Анализ модели трехэлементного составного ролика: а – действующие силы и граничные условия; б – полученные результаты

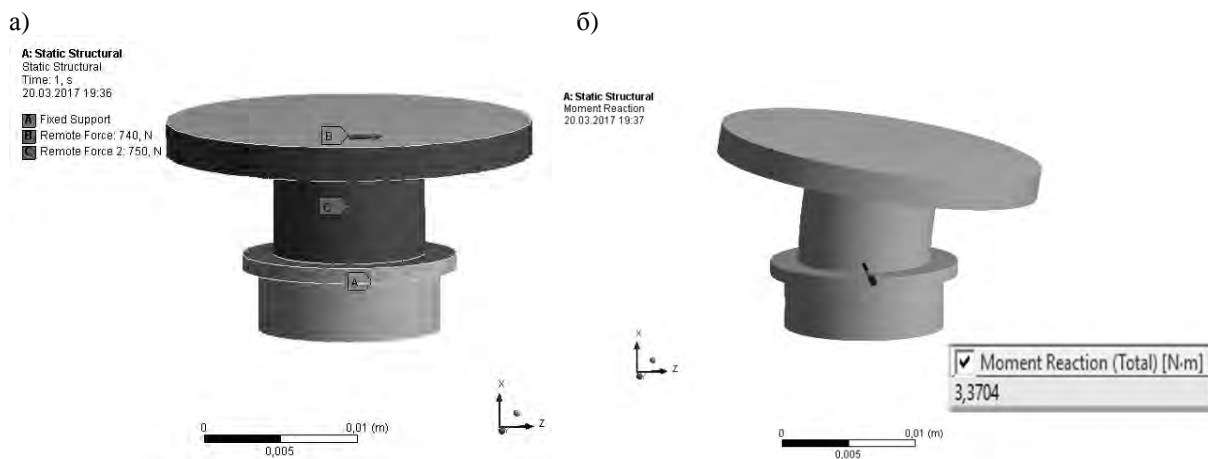


Рис. 8. Анализ модели двухэлементного составного ролика: а – действующие силы и граничные условия; б – полученные результаты

Таким образом, использование предложенной рациональной двухэлементной конструкции составного ролика позволяет повысить надежность передачи (благодаря уменьшению количества применяемых элементов и действующих на них усилий, снижению вероятности перекоса роликов и заклинивания передачи) и ее КПД (до 7 %). Также снижается трудоемкость изготовления составных роликов. Однако использование двухэлементной конструкции составного ролика вынуждает

применять нестандартную компоновку передачи с промежуточными телами качения (ведущее звено является наружным, ведомый вал – внутренним, а кулачки, образующие многопериодную беговую дорожку, – промежуточными), что не позволяет использовать передачу в соосных кинематических схемах (когда вал электродвигателя расположен соосно с ведомым валом редуктора). Соответственно, это сужает возможную область применения передач с промежуточными телами качения.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Прудников, А. П.** Кинематический анализ планетарных передач с составными роликовыми сателлитами / А. П. Прудников, М. Е. Лустенков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 90–97.
2. **Лустенков, М. Е.** Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа : [монография] / М. Е. Лустенков, Д. М. Макаревич. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 123 с.
3. **Прудников, А. П.** Прочностной анализ передачи с промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2016. – № 4. – С. 56–66.

Статья сдана в редакцию 6 сентября 2017 года

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Ольга Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: myshutka@tut.by.

Степан Леонидович Шостак, студент, Белорусско-Российский университет. E-mail: bir.stepashka@list.ru.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikov_a@tut.by.

Olga Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: myshutka@tut.by.

Stepan Leonidovich Shostak, student, Belarusian-Russian University. E-mail: bir.stepashka@list.ru.

