

---

УДК 621.83.06

*И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Ю. В. Машин*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СОСТАВНЫХ РОЛИКОВ В ПЕРЕДАЧАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

---

UDC 621.83.06

*I. S. Sazonov, A. P. Prudnikov, M. Y. Lustenkov, Y. V. Mashin*

## EXPERIMENTAL GROUNDS FOR COMPOUND ROLLERS DESIGN IN TRANSMISSIONS WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES

---

### **Аннотация**

Рассмотрены вопросы, связанные с проектированием механических передач с промежуточными телами качения. Для снижения потерь мощности промежуточные элементы спроектированы составными. Рассмотрена конструкция испытательного стенда, приведены методики испытаний и описаны средства измерения. Приведены результаты экспериментальных исследований влияния конструкции составного ролика на КПД, уровень шума и температуру корпуса редуктора. Установлена оптимальная конструктивная схема промежуточных элементов по указанным эксплуатационным показателям передачи.

### **Ключевые слова:**

механическая передача, редуктор, промежуточные тела качения, составной ролик, КПД, тепловой режим, уровень шума.

### **Abstract**

The article deals with the issues related to the design of mechanical transmissions with intermediate rolling bodies. To reduce the power loss, the intermediate elements were designed as compound ones. The test bench design is considered, the test methods are shown and the measuring instruments are described. The results of the experimental studies of the effect of composite roller design on efficiency, noise and temperature of reducer housing are given. The optimal design scheme of intermediate elements according to the specified transmission performance is determined.

### **Key words:**

mechanical transmission, speed reducer, intermediate rolling bodies, compound roller, efficiency factor, thermal regime, noise level.

---

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

Составные ролики в передачах с промежуточными телами качения (ППТК) являются наиболее слабыми элементами, поэтому обеспечение их прочности при проектировании редукторов – актуальная задача. В процессе работы передачи ролики совершают сложное движение и одновременно взаимодействуют с тремя звеньями ППТК: ведущим, ведомым и остановленным [1]. Как правило, ведущим элементом

передачи является внутренний кулачок, ведомым – сепаратор, а остановленным – наружный кулачок, закрепленный в корпусе. Относительно каждого из них ролики перемещаются с различной скоростью. Ролики выполнены сборными, состоящими из трех элементов, имеющих возможность вращаться относительно общей оси. В процессе работы передачи будет происходить скольжение контактирующих поверхностей [2]. Скольжение будет осуществляться как

между самими элементами ролика, так и между этими элементами и основными звеньями передачи, хотя в таком случае теоретически обеспечивается качение без проскальзывания. Один из элементов ролика выступает в качестве базового, содержащего ступенчатый стержень, на который устанавливаются два других элемента.

Объектом исследования выступила конструкция составного ролика, а именно различные варианты применения одного из трех элементов составного ролика в качестве базового, на которой устанавливаются остальные эле-

менты. Задачей исследования являлась экспериментальная оценка влияния конструкции ролика на КПД, шумовые и температурные характеристики ППТК.

### **Объект, средства и методики испытаний**

Для проведения экспериментальных исследований был разработан, изготовлен и собран экспериментальный образец редуктора с передаточным отношением, равным 5, и диаметром корпуса 95 мм. Редуктор и его основные узлы показаны на рис. 1 и 2.

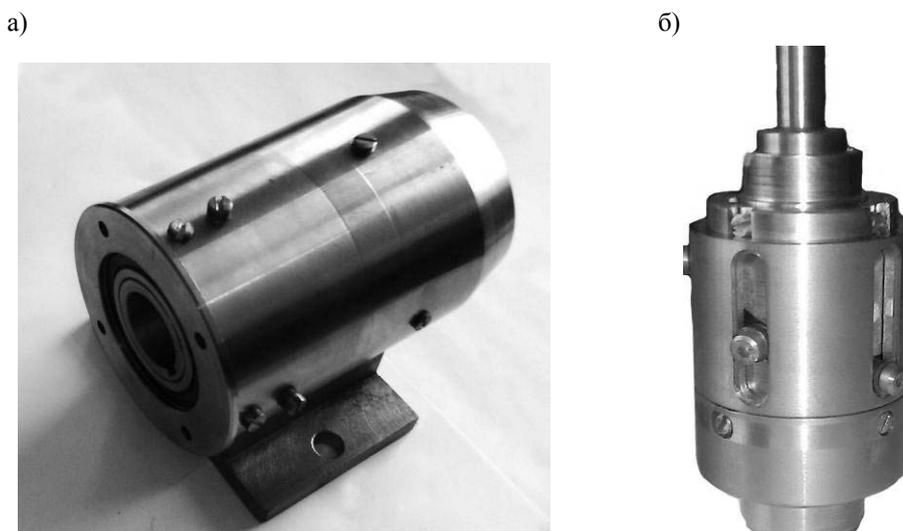


Рис. 1. Экспериментальный образец редуктора: а – редуктор в сборе; б – редукторный узел (без корпусных деталей)

Для экспериментальных исследований опытного образца передачи с промежуточными телами качения был использован лабораторный испытательный комплекс (рис. 3) лаборатории испытаний механических приводных систем Белорусско-Российского университета, разработанный для экспериментальных исследований механических передач различных типов. Данный комплекс включает в свой состав: испытательный стенд, первичные преобразователи, персональную ЭВМ с регистраторами сигналов от преобразователей и

установленным программным обеспечением для обработки информации.

Испытательный стенд состоит из асинхронного электродвигателя 1 (с номинальными мощностью  $P = 5,5$  кВт и частотой вращения  $n = 2850$  мин<sup>-1</sup>), нагружателя 2 (порошковый тормоз ПТ-16М1), датчиков вращающего момента и частоты вращения валов испытываемого редуктора 4. Для регулировки частоты вращения вала электродвигателя предусмотрен преобразователь тока 5, изменение тормозного момента нагружателя осуществлялось с помо-

щью пульта управления 6 порошковым тормозом (ПУ-ПТ100). Для отображения измеряемых датчиком величин момента и частоты вращения использовалась ПЭВМ 7 с установленным программным обеспечением «Датчик кру-

тящего момента», предназначенным для автоматизации измерения момента и частоты вращения на валах, визуализации полученных данных в режиме реального времени и их сохранения для дальнейшей обработки.

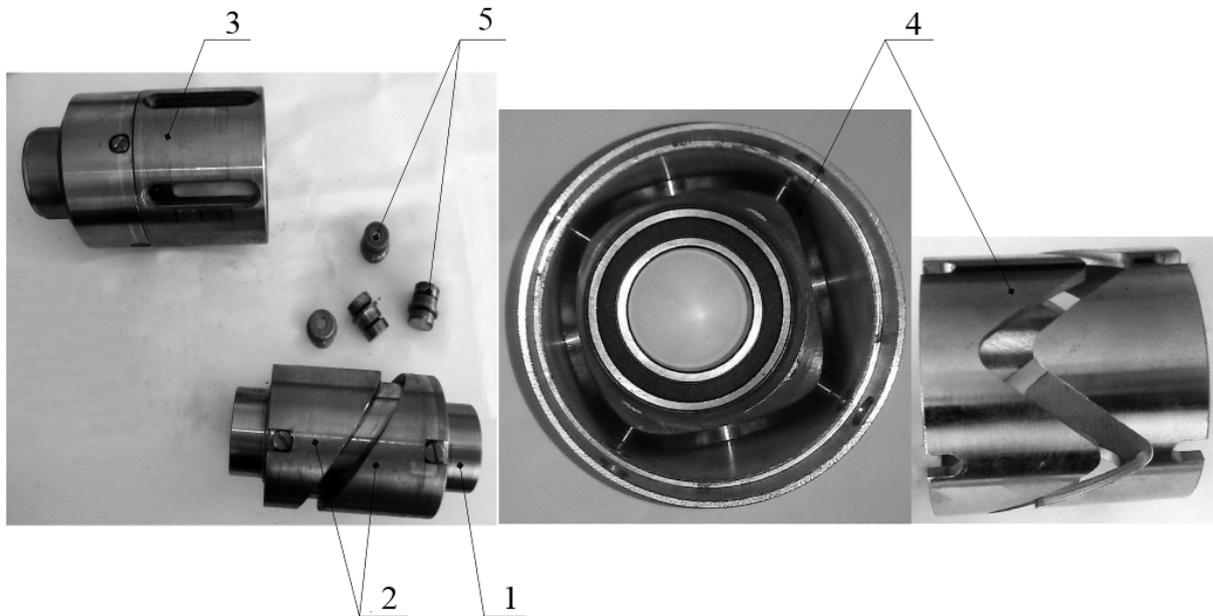


Рис. 2. Основные узлы редуктора: 1 – ведущий вал; 2 – внутренний кулачок с беговой дорожкой, образованный двумя торцовыми кулачками; 3 – ведомый вал (сепаратор); 4 – наружный кулачок с многопериодной беговой дорожкой, образованный двумя торцовыми кулачками; 5 – составные ролики

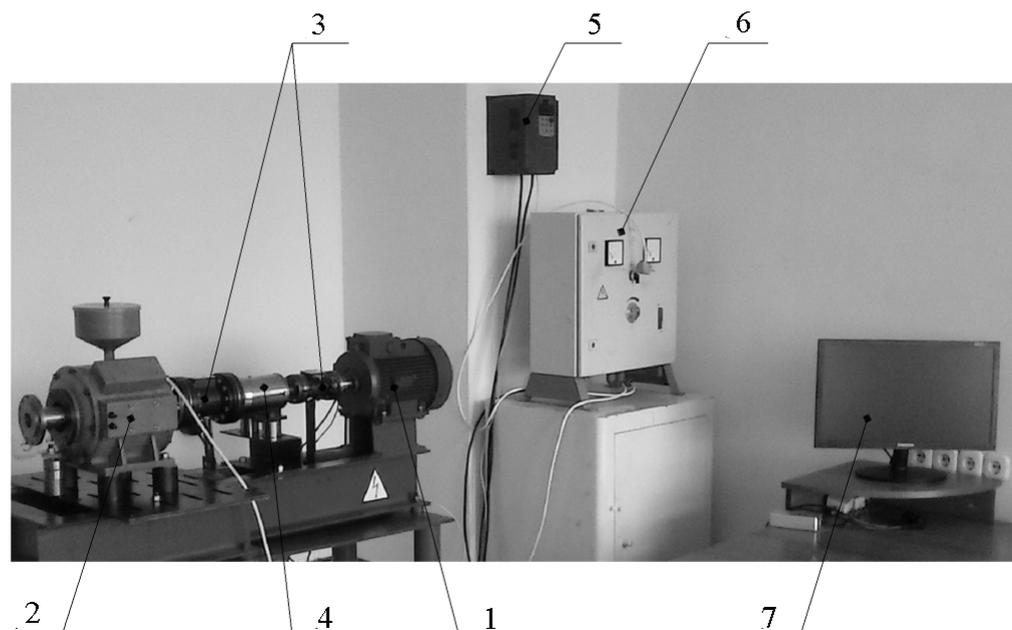


Рис. 3. Лабораторный испытательный комплекс

В качестве измерительных устройств для испытательного стенда использовались изготовленные ООО «ТИЛКОМ» датчики вращающего (крутящего) момента и частоты вращения М20С-20 (номинальный момент 20 Н·м) и М20С-150 (номинальный момент 150 Н·м). Измерение уровня шума в процессе работы передачи производилось с помощью цифрового шумомера (модель Testo 816-1). В процессе испытания передачи также осуществлялся замер температуры корпуса редуктора посредством пирометра (модель Testo 830-T2), оснащенного контактными зондом.

Измерение КПД, уровня шума и

температуры исследуемой передачи осуществлялось для трех вариантов конструкции составного ролика, отличающихся друг от друга базовым элементом, т. е. элементом ролика, на котором устанавливались остальные два элемента. Рассматриваемые варианты конструкции составных роликов представлены на рис. 4.

На рис. 5 показана конструктивная схема ролика, в которой базовым элементом является ступенчатый стержень 1, его ступень (большая по диаметру) контактирует с рабочими поверхностями внутреннего кулачка. На стержень элемента 1 установлены две втулки (2 и 3).

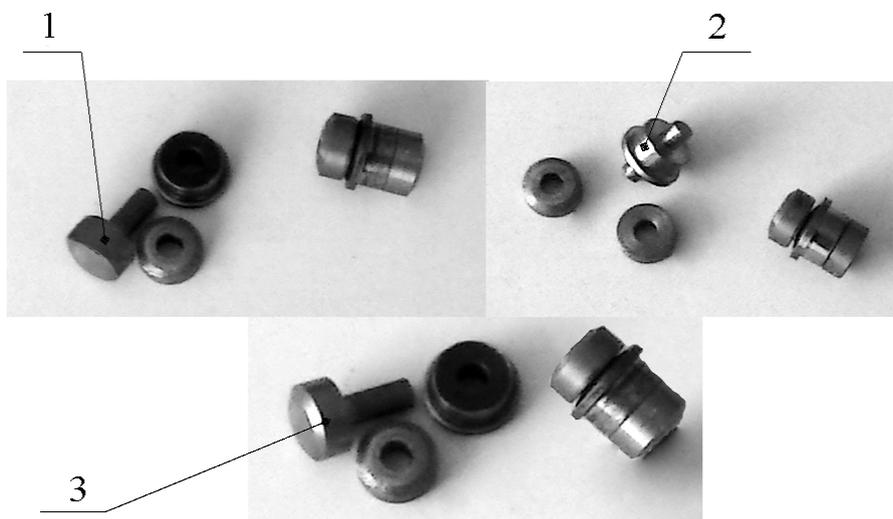


Рис. 4. Конструкции составного ролика: 1 – базовый элемент контактирует с беговой дорожкой внутреннего кулачка (ведущим звеном); 2 – базовый элемент контактирует с сепаратором (ведомым звеном); 3 – базовый элемент контактирует с беговой дорожкой наружного кулачка (остановленным звеном)

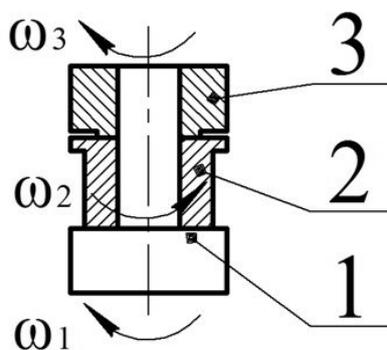


Рис. 5. Один из вариантов конструкции составного ролика: 1 – базовый элемент, контактирующий с ведущим звеном; 2 – элемент, контактирующий с ведомым звеном; 3 – элемент, контактирующий с заторможенным звеном

Каждый из рассматриваемых элементов составного ролика вращается с различной угловой скоростью, при этом на основе ранее проведенных силового и кинематического анализов ППТК [3] установлено, что элементы, контактирующие с ведущим и остановленным звеньями ППТК, вращаются в одном направлении, а элемент, взаимодействующий с ведомым звеном, – в противоположном. Величина потерь мощности на скольжение зависит от значений относительных угловых скоростей в контактирующих парах элементов ролика.

Таким образом, испытания экспериментального образца редуктора проводились в три этапа, на каждом из которых использовался свой комплект составных роликов. Непосредственно на испытательном стенде определялись частоты вращения и вращающие моменты. Массивы данных импортировались в программу Excel. Мгновенный КПД определялся по известной формуле

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1},$$

где  $P_1, P_2$  – мощности на ведущем и ведомом валах редуктора, Вт;  $T_1, T_2$  – вращающие моменты на ведущем и ведомом валах, Н·м;  $\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости ведущего и ведомого валов,  $c^{-1}$ ;  $n_1, n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого валов, об/мин.

При определении КПД нагрузка ступенчато изменялась. Средний КПД находился как среднее арифметическое значение множества мгновенных значений. Шум и температура корпуса определялись визуально с помощью соответствующих приборов в каждой точке как среднее арифметическое пяти измерений (в интервале 30 с). Температура корпуса измерялась после работы редуктора в течение 30 мин в установившемся режиме (с постоянным нагружением). При этом на основе закона нормального распределения для массива данных вычислялся доверительный ин-

тервал и исключались случайные ошибки измерения [4].

### **Результаты экспериментальных исследований**

График изменения среднего КПД передачи в зависимости от используемого типа составных роликов представлен на рис. 6. Значения момента, превышающие 65 Н·м, не использовались, т. к. могли привести к поломке крепежных элементов редуктора или заклиниванию роликов. При испытаниях в корпус редуктора закладывалась консистентная смазка на основе графита (50 % по массе) и гипоидного масла ТАД-17и (50 % по массе).

На рис. 7 представлена часть данных, полученных с датчиков вращающего момента и частоты вращения М20С-20 и М20С-150 для случая использования конструкции составных роликов с базовым элементом, контактирующим с остановленным звеном (наружным кулачком), т. к. этот вариант оказался наиболее перспективным с точки зрения минимизации потерь мощности. По приведенным графическим зависимостям можно судить о качестве протекания переходных процессов в механической системе.

На рис. 8 показан график изменения средней температуры корпуса редуктора в зависимости от используемой конструктивной схемы роликов. Сравнение графиков на рис. 7 и 8 позволяет утверждать о наличии взаимосвязи между КПД и средней температурой корпуса редуктора в зависимости от используемого типа конструкции составных роликов. Так как третий вариант конструкции ролика обеспечивает максимальный КПД, то температура корпуса редуктора в этом случае будет более низкой.

График усредненного уровня шума передачи в зависимости от используемого типа составных роликов представлен на

рис. 9. Он показывает преимущества второго варианта конструкции ролика, хотя разницу в несколько децибел нельзя

назвать существенной и она сопоставима с погрешностями измерений.

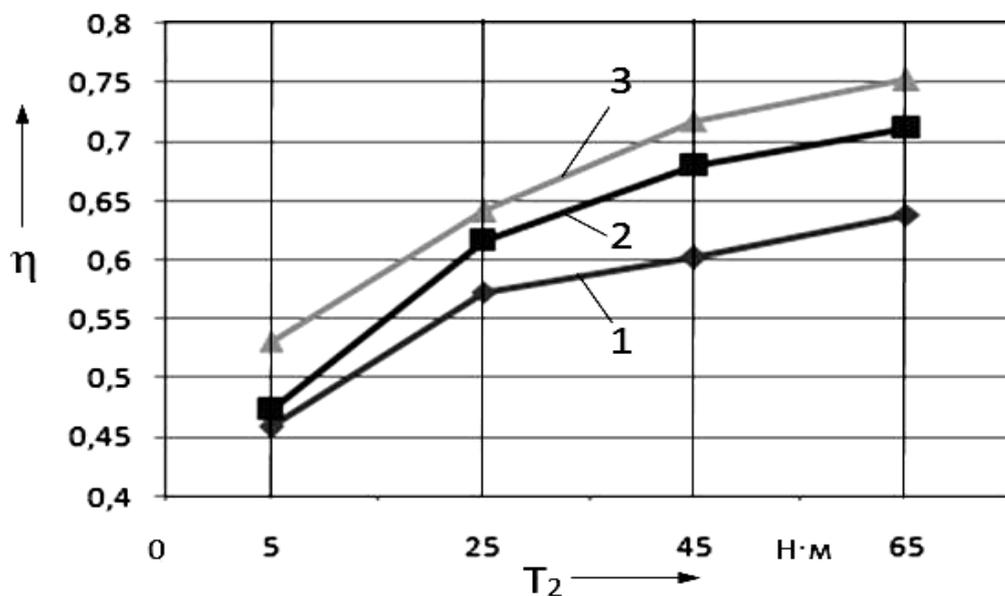


Рис. 6. Зависимость КПД исследуемого редуктора от типа конструкции составных роликов: 1 – базовый элемент контактирует с беговой дорожкой внутреннего кулачка (ведущим звеном); 2 – то же с сепаратором (ведомым звеном); 3 – то же с беговой дорожкой наружного кулачка (остановленным звеном)

а)

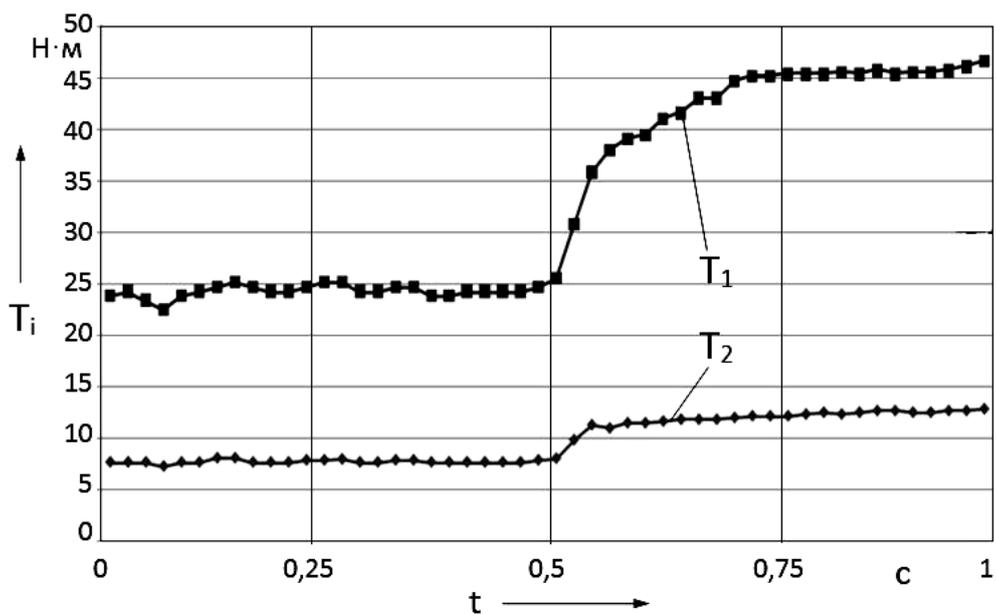
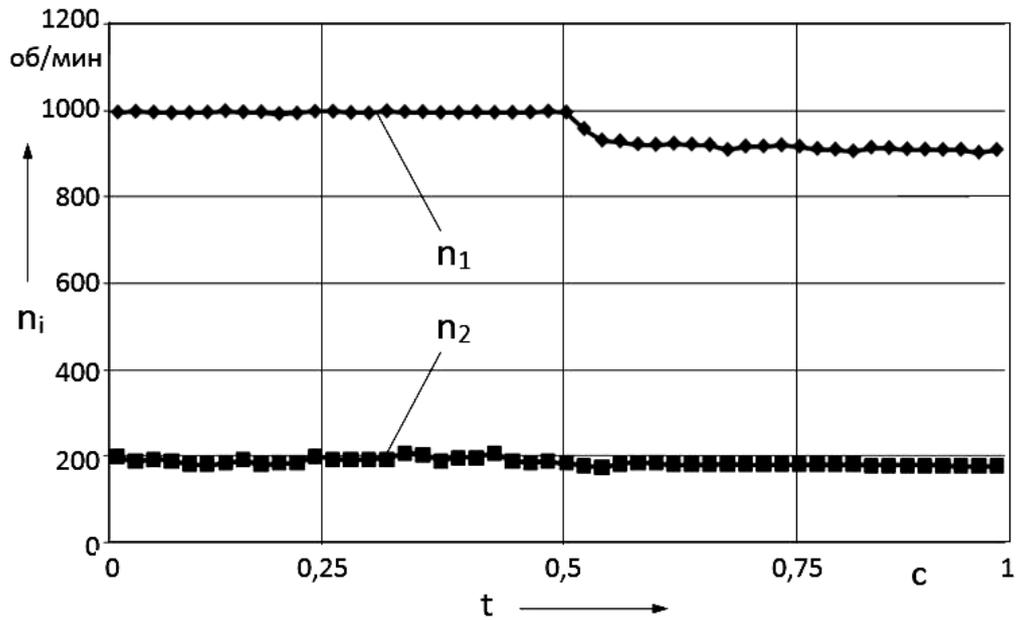


Рис. 7. Данные с датчиков вращающего момента и частоты вращения M20C-20 и M20C-150: а – момент на ведущем и ведомом валах; б – частота вращения ведущего и ведомого валов

б)



Окончание рис. 7

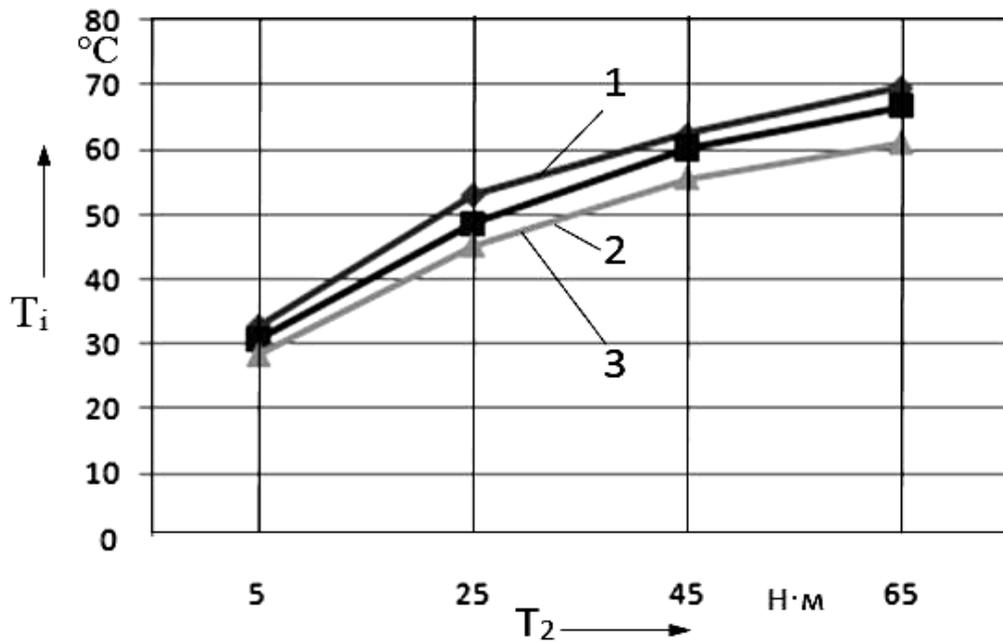


Рис. 8. Зависимость средней температуры корпуса исследуемой передачи от типа конструкции составных роликов: 1 – базовый элемент контактирует с беговой дорожкой внутреннего кулачка (ведущим звеном); 2 – то же с сепаратором (ведомым звеном); 3 – то же с беговой дорожкой наружного кулачка (остановленным звеном)

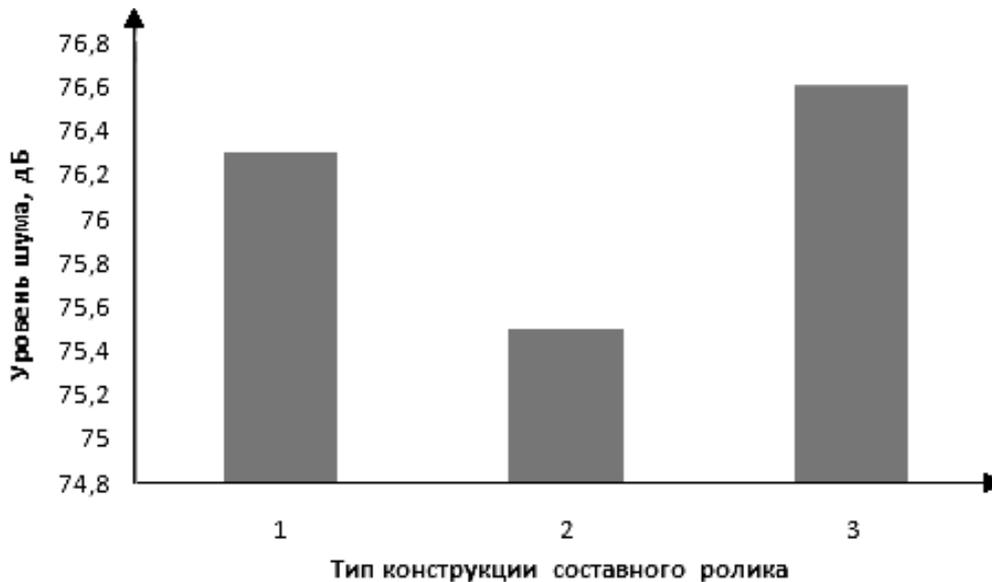


Рис. 9. Зависимость усредненного уровня шума редуктора от типа конструкции составных роликов: 1 – базовый элемент контактирует с беговой дорожкой внутреннего кулачка (ведущим звеном); 2 – то же с сепаратором (ведомым звеном); 3 – то же с беговой дорожкой наружного кулачка (остановленным звеном)

### Выводы

На основе анализа результатов проведенных экспериментальных исследований установлено, что максимальные значения среднего КПД (0,75 при моменте на ведомом валу 65 Н·м) передачи с промежуточными телами качения достигаются при использовании конструкции составных роликов с базовым элементом, контактирующим с многопериодной беговой дорожкой наружного кулачка, закрепленного в корпусе. Это согласуется с ранее полученными теоретическими результатами [2]. Средняя температура корпуса редуктора (измеренная после получаса работы) зависит от его КПД и для худшего (по значению КПД) из рассмотренных вариантов конструкций составного ролика ее максимальное значение составило 69,6 °С. Лучшим вариантом конструкции по данному критерию

(61 °С) оказался тот же, что и обеспечивший максимальный средний КПД (третья конструктивная схема). Необходимо отметить, что такой параметр, как температура корпуса, следует считать условным, т. к. он зависит от многих факторов, включая температуру окружающей среды, вид смазочного материала, способ охлаждения и т. д. При этом специальных конструктивных изменений по повышению отвода тепла (дополнительный обдув, ребра на корпусе и др.) для исследуемого экспериментального образца не производилось. Поэтому фактор температуры можно рассматривать только в сравнительном аспекте. По уровню шума представленные варианты конструкции составных роликов отличаются незначительно, разница между максимальным и минимальным средними значениями менее 1,5 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
2. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
3. Исследование износа составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 58–67.
4. **Кассандрова, О. Н.** Обработка результатов наблюдений / О. Н. Кассандрова, В. В. Лебедев. – М. : Наука, 1970. – 194 с.

*Статья сдана в редакцию 22 марта 2016 года*

**Игорь Сергеевич Сазонов**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
**Александр Петрович Прудников**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.  
**Михаил Евгеньевич Лустенков**, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: lustenkov@yandex.ru.  
**Юрий Викторович Машин**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

**Igor Sergeevich Sazonov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.  
**Alexander Petrovich Prudnikov**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.  
**Mikhail Yevgenyevich Lustenkov**, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: lustenkov@yandex.ru  
**Yury Viktorovich Mashin**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.