УДК 621.83.06

А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КУЛАЧКОВОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.83.06

A. P. Prudnikov, M. Y. Lustenkov, E. S. Fitsova

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDY ON THE CYLINDRICAL CAM ROLLER TRANSMISSION

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований по определению КПД опытного образца цилиндрической кулачковой роликовой передачи. Представлена математическая модель, позволившая проанализировать влияние исследуемых факторов на КПД передачи и определить оптимальную величину крутящего момента на ведомом валу. Исследовано изменение нагрузочной способности передачи вследствие применения механизма выравнивания нагрузки по потокам. Разработан и испытан опытный образец ключа с усилителем момента с исследуемой передачей.

Ключевые слова:

передача, промежуточные тела качения, составной ролик, эксперимент, КПД, нагрузочная способность.

Abstract

The paper presents results of the experimental research, the objective of which was to determine the efficiency of a cylindrical cam roller transmission prototype. With the developed mathematical model, the analysis of the impact of the factors studied on the transmission efficiency was done and the optimal value of the torque on the driven shaft was determined. The increase in the transmission load-carrying capacity due to using the mechanism of load equalization on path was estimated. The prototype of a wrench with a torque amplifier was developed and tested with the transmission under study.

Key words:

transmission, intermediate rolling bodies, composite roller, experiment, efficiency factor, load-carrying capacity.

Введение

Одно из ведущих мест в машиностроении промышленно развитых стран занимает изготовление редукторов и мотор-редукторов. По данным электронного ресурса «Power Transmissions World», годовой объем мирового рынка производства механических передач (редукторов и мотор-редукторов) превысил 8 млрд долл. США в 2010 г. После рецессии 2008 г. данный рынок неуклонно растет, и, по прогнозам аналитического агентства Frost & Sullivan, к 2017 г. ожидается, что его объем составит более 10 млрд долл. США. Наиболее крупными производителями механических передач являются США (около 30 % мирового рынка), Япония, Германия, Китай, Италия, Франция, Англия. В Республике Беларусь есть несколько предприятий (ЗАО «Белробот» и др.), специализирующихся на серийном производстве редукторной техники, однако годовые объемы выпуска незначительны и не могут удов-

© Прудников А. П., Лустенков М. Е., Фитцова Е. С., 2013

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

летворить потребность отечественных машиностроительных предприятий. Следовательно, развитие данной сферы направлено на импортозамещение. Наиболее распространены зубчатые редукторы, т. к. технологии изготовления зубчатых колес и методики расчета зубчатых передач совершенствуются на протяжении нескольких столетий. Однако в некоторых случаях целесообразно рассмотреть вопрос использования передач других типов. В производственной практике имеются сферы применения редукторных механизмов, где необходимо осуществлять передачу крутящего момента в условиях ограниченных диаметральных размеров (диаметр корпуса до 130…140 мм). Примерами являются механизмы, работающие в скважинах, встраиваемые в корпуса трубчатой формы, приводы технологических приспособлений и устройств для передачи усилий в труднодоступные места (баллонные ключи, лебедки и т. д.), а также механизмы приводов автомобилей и сельскохозяйственной техники. Например, снижение диаметральных габаритов автомобильных дифференциалов позволяет увеличить дорожный просвет и, соответственно, повысить проходимость транспортного средства.

В последнее время в США, Российской Федерации, Японии, Китае активизировались работы по разработке передач с промежуточными телами качения (ППТК). Большинство известных конструкций таких передач имеют недостатки: невысокий КПД, что обусловлено возникающим скольжением при взаимодействии тел качения и основных деталей передачи, отсутствие требуемой нагрузочной способности вследствие неравномерности распределения нагрузки между телами качения. Одна из разновидностей ППТК – цилиндрическая кулачковая роликовая передача (ЦКРП). Она отличается малыми диаметральными размерами, многопоточностью при передаче нагрузки и высокой нагрузочной способностью. Данный тип передачи в условиях ограниченных диаметральных размеров может успешно конкурировать с планетарными зубчатыми и волновыми передачами при разработке соответствующих методик расчета и проектирования, направленных на улучшение эксплуатационных характеристик.

Объект и методика испытаний

Исследуемая конструкция цилиндрической кулачковой роликовой передачи (ЦКРП) от известных аналогов [1, 2] отличается применением составных роликов с полусферической поверхностью элементов, контактирующих с беговыми дорожками. Использование роликов, состоящих из трех элементов, которые могут вращаться относительно друг друга, позволяет повысить КПД передачи вследствие замены скольжения качением. Каждая из составляющих ролика совершает качение по соответствующей поверхности. Передача также содержит механизм выравнивания нагрузки по потокам, состоящий из вкладышей, устраняющих перекос осей роликов и упругих компенсирующих элементов, установленных в пазах ведомого вала. Упругие компенсирующие элементы позволяют вкладышам самоустанавливаться в процессе работы передачи, совершая микроперемещения относительно ведомого вала. Это обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между телами качения и компенсирует погрешности изготовления основных деталей зацепления.

Для исследования КПД ЦКРП был спроектирован и изготовлен опытный образец редуктора, основные узлы и детали которого представлены на рис. 1.

При проектировании опытного образца редуктора на основе ЦКРП были приняты следующие исходные данные и параметры нагружения: диаметр корпуса 130 мм; радиус полусферических поверхностей элементов составных

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

роликов $r_{41} = r_{43} = 12$ мм; передаточное число u = 12; номинальный крутящий момент на ведомом валу $M_2 = 100$ Н·м; рабочая частота вращения ведущего вала $n_1 = 1500$ мин$^{-1}$. Материал деталей передачи – сталь 40Х, термообработка – улучшение.

В качестве упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам использовались элементы, выполненные из резины, стальные упругие компенсирующие элементы (сталь 65Г), также рассматривался случай отсутствия упругих компенсирующих элементов в пазах ведомого вала.

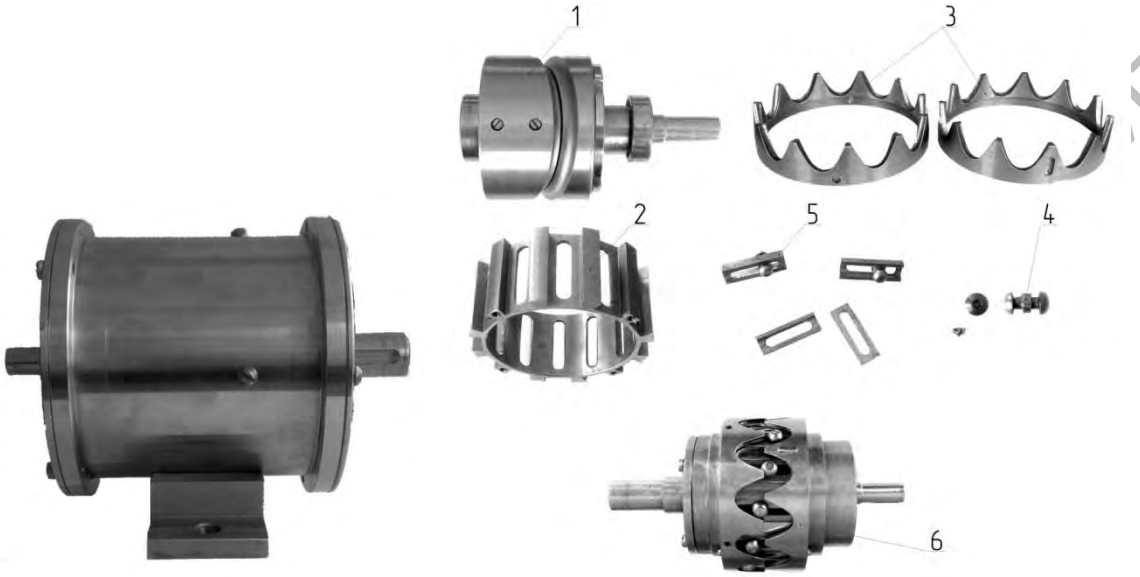

Рис. 1. Опытный образец и детали ЦКРП: 1 – ведущий вал с кулачками, образующими однопериодную беговую дорожку; 2 – сепаратор со сквозными продольными прорезями, являющийся элементом ведомого вала; 3 – кулачки, закрепляемые в корпусе и образующие многопериодную беговую дорожку; 4 – составные ролики; 5 – вкладыши с составными роликами; 6 – редуцирующий узел ЦКРП

Для исследования влияния на КПД ЦКРП типа упругих компенсирующих элементов, используемых в механизме выравнивания нагрузки по потокам, частоты вращения ведущего вала и крутящего момента на ведомом валу необходимо провести испытания опытного образца передачи и разработать математическую модель на базе результатов испытания.

Для экспериментального исследования ЦКРП был использован стенд, разработанный для испытания соосных механических передач, установленный в Лаборатории испытаний механических приводных систем Белорусско-Российского университета (рис. 2). Работа стенда построена на принципе разомкнутого силового потока, когда энергия от двигателя, проходя через испытываемый редуктор, гасится с помощью тормозного устройства.

Испытательный стенд состоит из асинхронного электродвигателя 1 (с номинальной мощностью P = 4 кВт и частотой вращения n = 2880 мин$^{-1}$), нагружателя 2 (порошковый тормоз ПТ-16М1), испытываемого редуктора 3, датчиков 4 и 5 крутящего момента и частоты вращения. Для регулировки скорости вращения вала двигателя предусмотрен частотный преобразователь 6, изменение величины тормозного момента нагружателя 2 осуществляется с помощью регулятора 7. Вместо порошкового тормоза в качестве нагружателя также может использоваться электрическая машина постоянного тока с муль-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

типликатором. Измеряемые датчиком величины момента и частоты вращения отображались на ПЭВМ 8 [3]. В качестве измерительных устройств применялись изготовленные ООО «ТИЛКОМ» датчики крутящего момента и частоты вращения М20С-50 (номинальный момент 50 Н·м) 4 и М20С-500 (номинальный момент 500 Н·м).

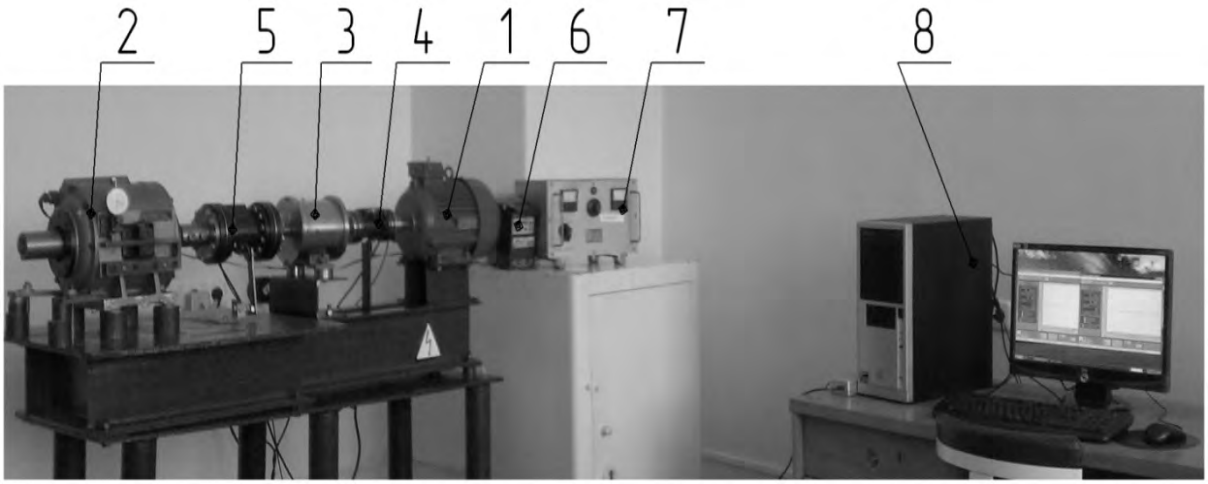

Рис. 2. Стенд для испытания соосных механических передач

Испытания проводились с использованием консистентной смазочной композиции, состоящей из смеси графита и гипоидного масла ТАД17и [4]. Пределы изменения, интервалы и уровни варьирования факторов приведены в табл. 1.

Табл. 1. Пределы изменения, интервалы и уровни варьирования факторов

Фактор	Предел изменения	Интервал варьирования	Уровень варьирования		
			–1	0	+1
Тип упругого компенсирующего элемента (x_1)	–	–	Резина	Стальная пластина	Отсутствует
Частота вращения n_1, мин$^{-1}$ (x_2)	500…1500	500	500	1000	1500
Крутящий момент M_2, Н·м (x_3)	30…110	40	30	70	110

Для полного трехфакторного эксперимента составляется матрица планирования при числе экспериментов $N = 3^3 = 27$. Планирование эксперимента, оценка отклонения параметра оптимизации, вычисления коэффициентов регрессии и т. д. проводились согласно известным методикам [6, 7].

Результаты экспериментов и их обсуждение

В результате обработки экспериментальных данных была получена математическая модель объекта исследования, выраженная полиномом второй степени

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

$$y = 0,8 + 0,032x_1 + 0,021x_2 + \\ + 0,141x_3 - 0,023x_1x_3 - 0,005x_1x_3 - \\ - 0,054x_1^2 - 0,01x_2^2 - 0,138x_3^2, \quad (1)$$

где x_1 – кодированное значение фактора – тип упругого компенсирующего элемента; x_2 – кодированное значение фактора – частота вращения ведущего вала; x_3 – кодированное значение фактора – крутящий момент на ведомом валу.

Далее осуществлялась проверка гипотезы адекватности полученной модели по F-критерию Фишера [6, с. 358–359].

На основе анализа полученной математической модели установлено, что наибольшее влияние на КПД передачи оказывает крутящий момент на ведомом валу. При этом влияние типа упругих компенсирующих элементов и частоты вращения ведущего вала меньше в 4,4 раза и в 6,7 раза соответственно. При увеличении значения указанных факторов КПД возрастает.

Графики изменения КПД передачи в зависимости от рассматриваемых факторов, построенные на основе математической модели, представлены на рис. 3…5.

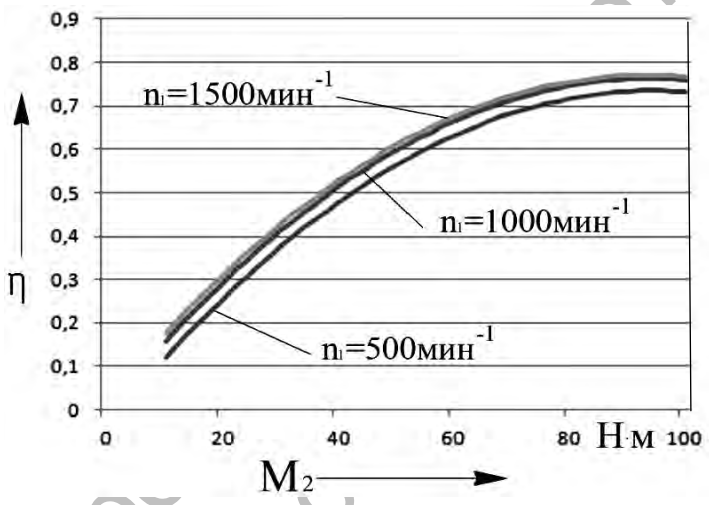

Рис. 3. График изменения КПД передачи при использовании упругих компенсирующих элементов из резины

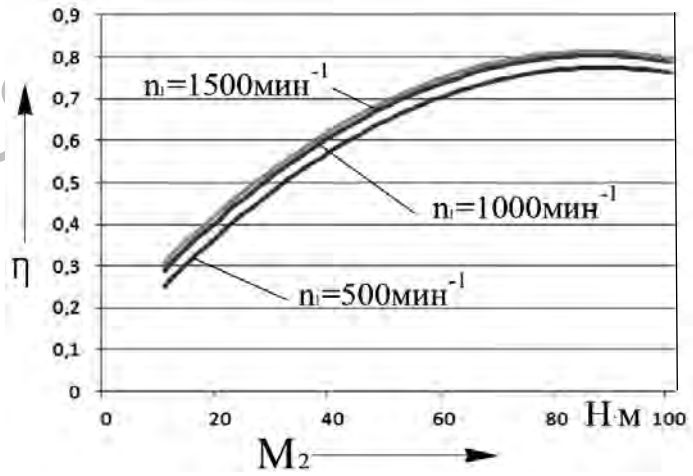

Рис. 4. График изменения КПД передачи при использовании стальных упругих компенсирующих элементов

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

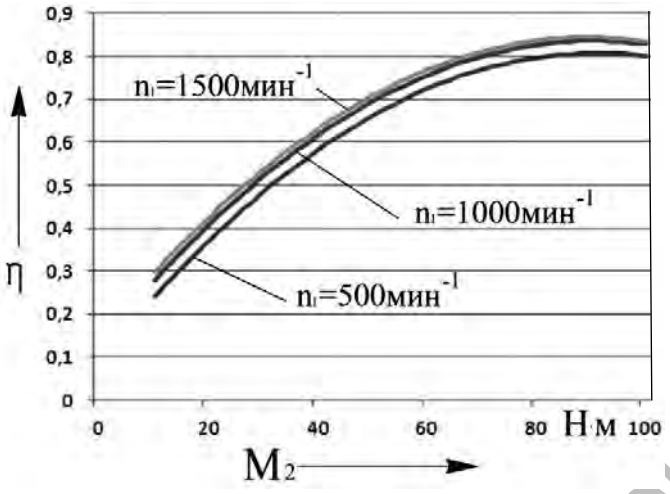

Рис. 5. График изменения КПД передачи при отсутствии упругих компенсирующих элементов

Анализ полученных результатов показал, что максимальный КПД достигнут вследствие применения в качестве упругих компенсирующих элементов в механизме выравнивания нагрузки по потокам стальных пластин при частоте вращения ведущего вала 1500 мин$^{-1}$.

На основании полученной математической модели был определен оптимальный крутящий момент на ведомом валу (в качестве критерия оптимизации выступает КПД передачи). Переход от кодированного значения фактора к натуральному осуществляется в соответствии с [7, с. 66] по формуле

$$x_3 = \frac{M_2 - 70}{40}. \qquad (2)$$

Уравнение (1) дифференцируется по x_3, при этом учитывается, что максимального КПД исследуемая передача достигает при использовании в качестве упругих компенсирующих элементов стальных пластин и частоте вращения ведущего вала 1500 мин$^{-1}$ соответственно $x_1 = 0$, $x_2 = 1$.

$$\frac{dy}{dx_3} = 0,136 - 0,276x_3. \qquad (3)$$

Данное выражение приравнивается к нулю и вместо x_3 подставляется в правую часть формулы (2). Крутящий момент на ведомом валу, при котором КПД испытываемого опытного образца ЦКРП максимален, равен 89,72 Н·м. При этом в соответствии с полученной математической моделью КПД составляет 0,84. Полученные теоретические результаты были подтверждены повторным испытанием опытного образца ЦКРП со стальными упругими компенсирующими элементами в механизме выравнивания нагрузки по потокам и при частоте вращения ведущего вала 1500 мин$^{-1}$. Максимальный КПД, равный 0,83, был достигнут при $M_2 = 92$ Н·м.

Для оценки нагрузочной способности разработанной ЦКРП вследствие использования механизма выравнивания нагрузки по потокам проведены два этапа испытания опытного образца ЦКРП: без механизма выравнивания нагрузки по потокам и с его применением со стальными пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов. В смазочный материал, содержащий графит, расположенный во вкладышах, установленных в пазах ведомого вала, добавлялся абразив с зернистостью 40. Материал деталей составных роликов – сталь 40Х, термообработка – улучшение. На обоих этапах испытание прово-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

дится в течение 2 ч при n_1 = 1500 мин$^{-1}$, M_2 = 50 Н·м.

На каждом этапе испытания использовался новый комплект составных роликов и осуществлялась регулировка осевого положения кулачков для компенсации износа беговых дорожек. До начала испытания и после его проведения на каждом этапе с помощью микрометра МК 25 измерялись диаметры цилиндрических втулок, являющихся элементами составных роликов, контактирующих с вкладышами, установленными в пазах ведомого вала, что позволило определить величину уменьшения диаметра в результате износа диаметра цилиндрической втулки.

Результаты испытаний для оценки повышения нагрузочной способности ЦКРП приведены в табл. 2.

Табл. 2. Результаты измерения уменьшения диаметра цилиндрической втулки

Номер цилиндрической втулки	Величина уменьшения диаметра цилиндрической втулки U_{42}, мм	
	I этап	II этап
1	0,08	0,06
2	0,09	0,07
3	0,08	0,06
4	0,1	0,05
5	0,09	0,07
6	0,08	0,06
7	0,08	0,07
8	0,08	0,05
9	0,1	0,06
10	0,08	0,07
11	0,09	0,07
12	0,08	0,07

На основании полученных данных определялись средние величины уменьшения диаметра цилиндрической втулки: на I этапе U_{42} = 0,086 мм; на II этапе U_{42} = 0,063 мм.

Так как геометрические параметры и условия работы передачи на обоих этапах испытаний были одинаковы, то величина уменьшения диаметра цилиндрической втулки в результате износа прямо пропорциональна силе, действующей на цилиндрическую втулку. Соответственно, можно сделать вывод, что при использовании упругих компенсирующих элементов (стальных пластин) нагрузочная способность ЦКРП увеличивается в 1,35 раза.

На базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований был разработан ключ с усилителем крутящего момента, который предназначен для развинчивания резьбовых соединений, крепящих головки блока цилиндров дизельных двигателей тепловозов ЧМЭ-3. Для лабораторных испытаний ключа был разработан стенд, конструкция которого показана на рис. 6.

Ключ обеспечил момент затяжки и срыва резьбы 200 Н·м. Приложить больший момент не позволили технические параметры стенда (предельное значение силы, регистрируемое индикатором). Промышленная апробация ключа проходила в Локомотивном депо Моги-

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета

лев. Ключ обеспечил разовый срыв резьбовых соединений (номинальный момент затяжки 2500 Н·м). Потеря работоспособности ключа была связана с нарушением целостности вспомогательных элементов, их конструкция дорабатывается.

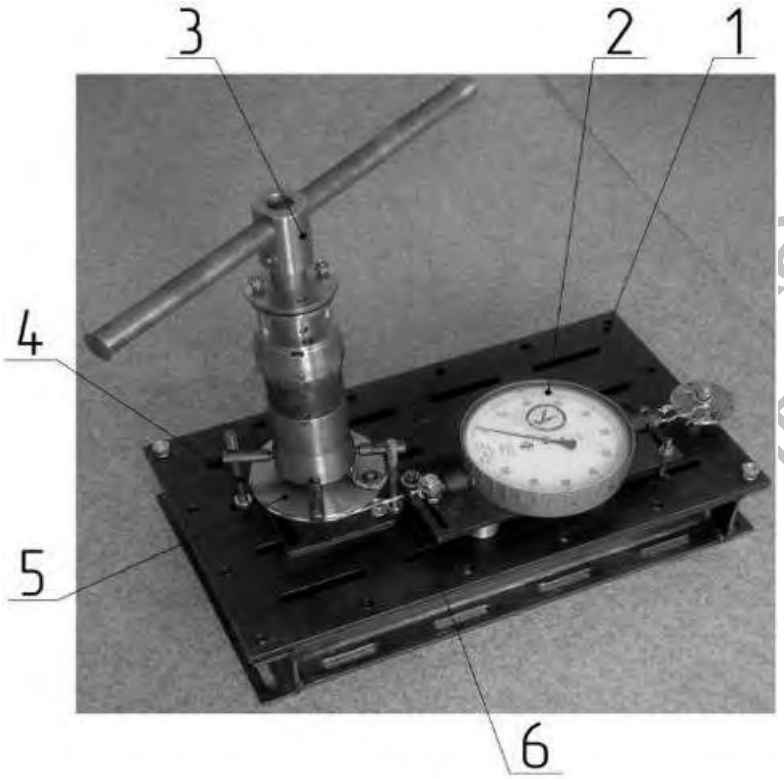

Рис. 6. Стенд для испытаний ключа с усилителем крутящего момента: 1 – плита; 2 – индикатор ДПУ-002-2; 3 – испытываемый ключ; 4 – упор; 5 – диск, соединенный с отвинчиваемым винтом; 6 – трос

Выводы

Полученное на основе экспериментальных данных уравнение регрессии позволяет определить параметры нагружения редуктора, при которых достигается максимальный КПД. Установлено, что опытный образец редуктора с ЦКРП имеет наивысший КПД (0,83) при использовании в качестве упругих компенсирующих элементов стальных (сталь 65Г) пластин при частоте вращения ведущего вала 1500 мин$^{-1}$ и моменте на ведомом валу 92 Н·м.

Измерение КПД кулачковых передач цилиндрического типа с шариками и цельными роликами в качестве промежуточных тел качения при аналогичных исходных данных показало, что максимальный КПД в первом случае составил 0,64, во втором – 0,76. Таким образом, в результате совершенствования конструкции ЦКРП было достигнуто повышение КПД на 19 и 7 % соответственно.

Установлено, что вследствие применения механизма выравнивания нагрузки по потокам (со стальными (сталь 65Г) пластинами в качестве упругих компенсирующих элементов) нагрузочная способность опытного образца редуктора с ЦКРП увеличивается в 1,35 раза. Результаты исследований подтверждены лабораторными испытаниями и промышленной апробацией ключа с усилителем крутящего момента со встроенной ЦКРП.

Электронный архив Белорусско-Российского университета

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.

2. **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.

3. **Прудников, А. П.** Испытания передач с промежуточными телами качения / А. П. Прудников // Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы X Междунар. межвуз. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гомель, 29–30 апр. 2010 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. Гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – С. 27–30.

4. **Лустенков, М. Е.** Испытания передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, А. П. Прудников // Техника в сельском хозяйстве. – 2010. – № 5. – С. 32–33.

5. **Адлер, Ю. П.** Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1976. – 279 с.

6. Исследования и изобретательство в машиностроении : учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / М. Ф. Пашкевич [и др.] ; под общ. ред. М. Ф. Пашкевича. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 294 с.

7. **Тихомиров, В. Б.** Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В. Б. Тихомиров. – М. : Легкая индустрия, 1974. – 263 с.

Статья сдана в редакцию 11 июня 2013 года

Александр Петрович Прудников, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-292-44-06-70.
Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-36-71.
Екатерина Сергеевна Фитцова, маркетолог, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-10-91.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, PhD student, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-44-06-70.
Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD, Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-36-71.
Yekaterina Sergeyevna Fitsova, marketer, Belarusian-Russian University. Tel.: 8-0222-25-10-91.

Электронная библиотека Белорусско-Российского университета