

УДК 621.83.06

А.В. Капитонов, В.М. Пашкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНЫХ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧ С МОДИФИЦИРОВАННЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБЬЕВ

Приведены результаты компьютерного моделирования кинематики и прочности деталей зацепления планетарной эксцентриковой передачи. Описана методика проведения экспериментальных исследований кинематической точности и плавности работы редуктора. Проанализированы график и амплитудно-частотный спектр кинематической погрешности передачи.

Ключевые слова: планетарная эксцентриковая передача, эксплуатационная характеристика, профиль зубьев, кинематическая точность, амплитудно-частотный спектр.

В последнее время в Белорусско-Российском университете на кафедре «Технология машиностроения» созданы новые типы механических малогабаритных передач, проводятся разработки наиболее производительных способов их изготовления и исследования их эксплуатационных характеристик [1-4]. В современной промышленности все больше используются механические передачи, имеющие низкие массогабаритные показатели и большие передаточные отношения. Приводы, построенные на основе рядовых зубчатых передач, не всегда могут отвечать этим требованиям, а также требованиям приемлемой стоимости и невысокой трудоемкости изготовления. К передачам, удовлетворяющим указанным требованиям, относятся планетарные эксцентриковые передачи и построенные на их основе редуцирующие механизмы.

На рис. 1 показана 3D-модель планетарного эксцентрикового редуктора.

Редуктор установлен на стойке 1 и состоит из ведущего вала, расположенного на одной оси с ведомым; эксцентрика, закрепленного на ведущем валу с помощью шпонок; сателлита 5 с подшипником, установленным на эксцентрик; центрального колеса внутреннего зацепления 6; пальцев 7, установленных на подшипниках 8; ведомого вала 2 с фланцем 4, установленного на подшипниках качения 3; крышек 9, 10, 11.

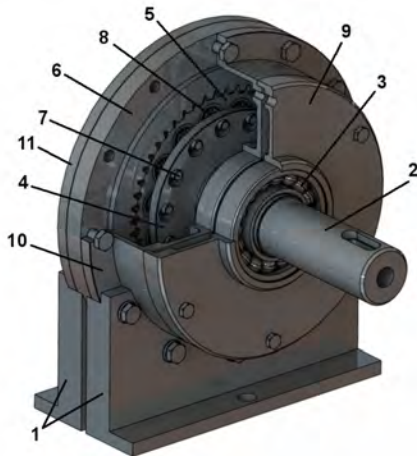


Рис. 1. Модель планетарного эксцентрикового редуктора

Принцип работы редуктора состоит в следующем. При вращении ведущего вала сателлит 5 обкатывается по центральному колесу внутреннего зацепления 6, совершая планетарное движение. Вращение сателлита передается ведомому валу 2 посредством пальцев 7. Ведущий и ведомый валы установлены соосно, точность их центрирования обеспечивается подшипниками.

Планетарные эксцентриковые передачи имеют разность чисел зубьев центрального колеса внутреннего зацепления и сателлита, равную единице. Для обеспечения работы передачи толщина зубьев сателлита должна быть меньше стандартной толщины. Это условие необходимо для устранения интерференции зубьев в зацеплении и осуществляется путем их модификации. Конструкцией редуктора обеспечивается многопарность зубчатого зацепления, поэтому данные передачи обладают высокой нагрузочной способностью.

Для планетарных эксцентриковых передач ранее были проведены расчеты

геометрических параметров, некоторые прочностные расчеты, а также исследования силовых характеристик и оценка КПД передачи. Однако такие характеристики передачи, как кинематическая точность, плавность работы, нагрузочная способность, прочность деталей при рабочей нагрузке, недостаточно изучены. В статье приводятся некоторые результаты исследований этих эксплуатационных характеристик передач.

Один из основных показателей качества механических передач – их точность, которая определяет не только кинематические, но и эксплуатационные их показатели, такие как интенсивность шума, вибрации, прочность деталей передачи, долговечность ее работы, потери на трение. Величина и характер кинематических погрешностей являются решающими для передач точных кинематических цепей, делительных механизмов, а также планетарных передач со сложной кинематикой. Причинами кинематических погрешностей являются тангенциальные и радиальные ошибки при работе передачи, которые приводят к дополнительным эксцентриситетам и динамическим нагрузкам, оказывающим негативное действие на усталостную прочность зубчатых колес.

Кинематическая точность любой механической передачи характеризуется наибольшей погрешностью передаточного отношения или разностью между фактическим и расчетным углами поворота ведомого вала за один оборот. Плавность работы передачи является характеристикой кинематической погрешности, многократно повторяющейся за полный цикл изменения относительного положения деталей зацепления, характеризуется колебаниями угловой скорости деталей зацепления в пределах одного оборота и влияет на уровень шума в передаче [5; 6].

Для оценки кинематической точности и плавности работы планетарного эксцентрикового редуктора был разработан стенд на базе информационно-измерительной системы (рис. 2).

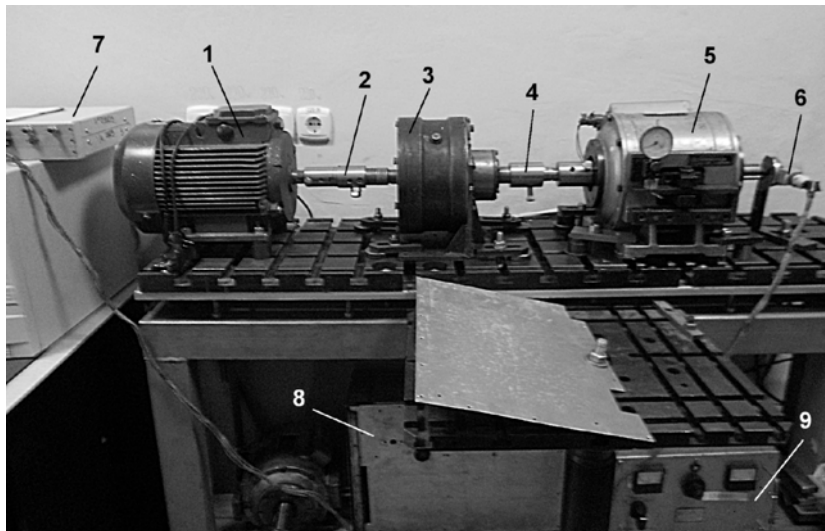


Рис. 2. Схема стенда для измерения кинематических погрешностей

Конструкция стенда и принцип его работы следующие. На общем основании установлены приводной двигатель 1, электромагнитный тормоз 5, испытуемая передача 3, соединенная муфтами 2 и 4 с двигателем и тормозом, а пружинной муфтой – со стандартным преобразователем угловых перемещений 6 типа ВЕ 178А, снабженным оптическим формирователем импульсов с числом отсчетов за оборот $N=2500$.

Информация от преобразователя обрабатывается информационно-измерительной системой АЦП 7 и передается на ПЭВМ. Питание двигателя и тормоза осуществляется источниками 8 и 9 соответственно. Наличие электромагнитного тормоза дает возможность исследовать изменение кинематической погрешности передачи при различных нагрузках, моделирующих эксплуатационные условия.

Измерения и оценка кинематической погрешности передачи проводились с различной нагрузкой на выходном валу. В результате измерений на стенде были получены графики и амплитудно-частотные спектры исследуемого сигнала (с помощью программы

Shark, входящей в программное обеспечение стенда). На рис. 3 показан график средних значений кинематической погрешности планетарной эксцентриковой передачи за семь полных оборотов выходного вала при его нагружении тормозным моментом 80 Нм.

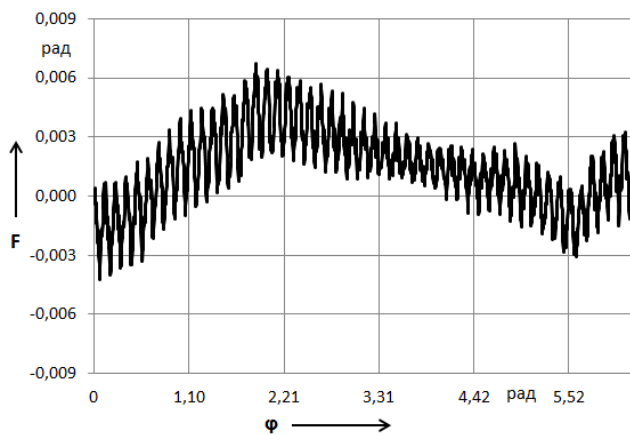


Рис. 3. График средних значений кинематической погрешности редуктора за семь полных оборотов при нагрузке на выходном валу 80 Нм

Преобразование Фурье). Кинематическую погрешность F как функцию от угла поворота выходного вала передачи φ можно представить в виде тригонометрического ряда Фурье:

$$F(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{+\infty} A_k \cos\left(2\pi \frac{k}{T} \varphi + \theta_k\right). \quad (1)$$

Этот ряд может быть также записан в виде комплексной функции:

$$F(\varphi) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} f_k e^{i2\pi \frac{k}{T} \varphi} \quad (2)$$

Здесь A_k – амплитуда k -го гармонического колебания; k – номер гармонического колебания; T – период гармонического колебания; θ_k – начальная фаза k -го колебания; f_k – k -я комплексная амплитуда; i – мнимая единица.

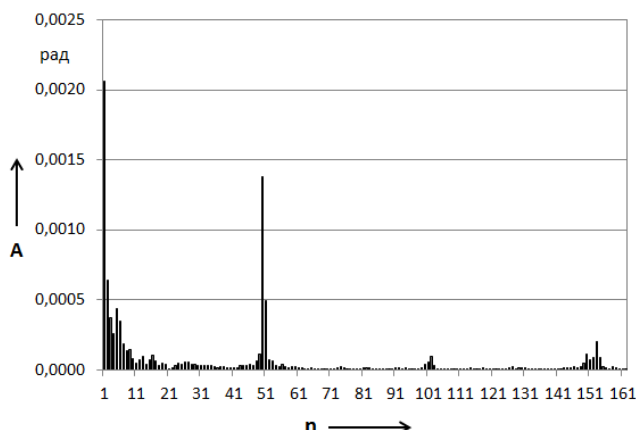


Рис. 4. Амплитудно-частотный спектр кинематической погрешности

Кинематическая погрешность передачи определяется по формуле

$$F = |\varphi_n - \varphi_d|,$$

где φ_n – номинальный угол поворота выходного вала; φ_d – действительный угол поворота выходного вала.

Действительный угол поворота выходного вала фиксировался преобразователем угловых перемещений (рис. 2).

Цифровая обработка полученного сигнала от датчика и расчет кинематической погрешности выполнялись с помощью программы Shark. Амплитудно-частотные спектры получены методом разложения функции кинематической погрешности в ряд Фурье (дискретное

преобразование Фурье). Кинематическую погрешность F как функцию от угла поворота выходного вала передачи φ можно представить в виде тригонометрического ряда Фурье:

В уравнениях (1) или (2) интегрированием определены параметры функции $F(\varphi)$: A_k и θ_k , по значениям которых построен амплитудно-частотный спектр. Анализируя его, можно по номеру гармонической составляющей и величине амплитуды установить, какие конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора в большей степени влияют на его кинематическую погрешность.

На рис. 4 показан амплитудно-частотный спектр кинематической погрешности, представленной на рис. 3.

На графиках по оси ординат отложены значения кинематической погрешности F и значения амплитуд гармонических со-

ставляющих A в радианах. По оси абсцисс для графика кинематической погрешности отложены углы измерений, для амплитудно-частотного спектра – номера гармоник.

На рис. 3 четко просматривается однопериодная синусоида, выраженная в спектре амплитуд значением первой гармонической составляющей, превышающим значения амплитуд остальных составляющих. Также на графиках видно проявление высокочастотных погрешностей, которые накладываются на однопериодную синусоиду и дают значительную величину местных погрешностей.

Оценить элементарные составляющие кинематической погрешности передачи позволяет амплитудно-частотный спектр. На рис. 4 (при нагрузке на ведомом валу 80 Нм) видно несколько участков скопления гармонических составляющих с наибольшими значениями амплитуд. Это первый участок с номерами гармонических составляющих 1...10; второй, где наибольшие амплитуды имеют составляющие с номерами 50 и 51; последующие высокочастотные участки с гармоническими составляющими, кратными 50 и 51.

Путем анализа полученных графиков, кинематики передачи и технологии ее изготовления установлено, что причинами образования низкочастотных гармоник с номерами 1...10 являются: отклонение расположения осей отверстий водила (фланца выходного вала); зазоры в сопряжениях деталей ведомого звена; биение подшипников, установленных на выходном валу. Гармоники 50, 51 и кратные им характеризуют погрешности изготовления зубьев (погрешности шага и профиля зубьев) и проявляются при вхождении зубьев в зацепление (циклические погрешности зубцовой частоты).

Для оценки влияния особенностей конструкции планетарной эксцентриковой передачи на ее кинематическую точность без учета погрешностей изготовления деталей разработаны модели кинематики передачи, позволяющие определить угловую скорость выходного вала редуктора в условиях, близких к эксплуатационным, т.е. с моделируемой нагрузкой [7]. Модели разработаны в CAD-системе программного продукта SolidWorks. Проведено моделирование в приложении SolidWorks Motion конструкции передачи (рис. 1). При моделировании определялась угловая скорость передачи за один оборот. Были заданы следующие условия: передаточное отношение 50; частота вращения входного вала 1500 об/мин (9000 град/с); нагрузка на выходном валу 80 Нм. На рис. 5 показан график зависимости угловой скорости выходного вала редуктора от времени за полный оборот выходного вала.

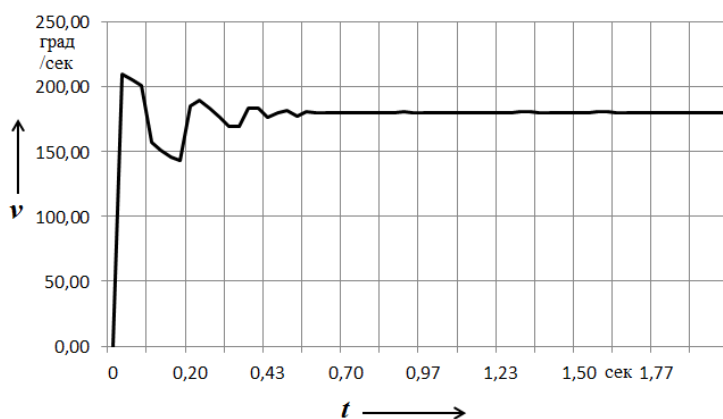


Рис. 5. График угловой скорости выходного вала редуктора

На графике видно, что угловая скорость в начале работы передачи непостоянна и имеет размах колебаний до 60 град/с за полный оборот выходного вала, равный двум секундам, при заданной частоте вращения. Колебания угловой скорости связаны с несовершенством конструкции передачи, а именно с наличием дисбаланса на ведущем звене из-за эксцентрично установленного сателлита и неплавным вхождением пальцев в зацепление при передаче

нагрузки на выходной вал. Поэтому необходимо совершенствовать конструкцию передачи путем балансировки ее звеньев. Одним из решений данной проблемы может быть разработка конструкции передачи с установкой двух сателлитов, расположенных в зацеплении под углом 180° , что повысит ее плавность работы и нагрузочную способность.

Силовой анализ звеньев редуктора проводился с помощью модуля Simulation программы SolidWorks. Моделировалось нагружение редуктора и исследовались напряжения, возникающие в его звеньях, а также усталостная прочность [8; 9]. Исходные данные для моделирования: число зубьев сателлита 50; число зубьев центрального колеса 51; момент сопротивления на выходном валу 80 Нм; частота вращения входного вала 1500 об/мин;



Рис. 6. Напряжения зубьев сателлита при моменте сопротивления на выходном валу 80 Нм

материал – закаленная сталь 40Х; предел текучести 786 МПа. На рис. 6 представлена эпюра напряжений зубьев сателлита, полученная моделированием в SolidWorks Simulation.

Из эпюры видно, что напряжения скапливаются у ножки зуба из чего можно сделать вывод: утонение

зуба не ведет к потере прочности сателлита. Также очевидно, что в зацеплении участвуют несколько зубьев, вследствие чего прочностные характеристики сателлита увеличиваются.

Проводилось моделирование нагружений в зубчатом зацеплении с постепенным увеличением нагрузки на выходном валу с целью определения максимально допустимых напряжений. Только тогда, когда задавался момент сопротивления на выходном валу 800 Нм, максимальное напряжение превысило предел текучести 786 МПа, что характеризует высокую прочность зубчатого зацепления при значительных нагрузках.

Также проводилось моделирование напряжений в пальцах (рис.1, поз. 7), передающих вращение на выходной вал, при моменте сопротивления на выходном валу 230 Нм. Максимальное напряжение составило 244 МПа. Из полученных эпюр установлено, что нагрузку в определенный момент времени передает только половина пальцев. Поэтому целесообразно применять конструкции передач с двумя сателлитами.

Анализируя результаты исследований, можно сделать следующие выводы:

1. Разработаны методы и средства экспериментальной оценки кинематических погрешностей планетарных эксцентриковых редукторов. Разработан стенд на базе информационно-измерительной системы. Установлены конструктивные и геометрические параметры деталей редуктора, которые в большей степени влияют на кинематическую погрешность передачи. Проведенные исследования позволили определить причины образования составляющих кинематической погрешности, которые можно устранить при изготовлении и сборке, повысив эксплуатационные характеристики передачи.

2. Построена компьютерная 3D-модель планетарной зубчатой эксцентриковой передачи, проведены моделирование ее кинематики и силовой анализ. Результаты моделирования подтвердили многопарность зацепления, что повышает прочностные характеристики сателлита. Анализ результатов моделирования кинематики и характера нагружения пальцев (водила), передающих нагрузку на выходной вал, показал необходимость разработки конструкций, повышающих плавность работы и нагрузочную способность передачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашкевич, М. Ф. Планетарные передачи с повышенной нагрузочной способностью для реверсивной

- работы в приводах строительных и дорожных машин / М. Ф. Пашкевич, О. Е. Печковская // Вестн. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 127–131.
2. Повышение точности механических передач на основе компьютерного моделирования и использования технологий искусственного интеллекта: монография / В. М. Пашкевич [и др.]. – Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 139 с.
 3. Пашкевич, М. Ф. Управление точностью планетарных роликовых передач на основе их моделирования и спектрального анализа кинематических погрешностей / М. Ф. Пашкевич, В. М. Пашкевич, А. В. Капитонов, А. М. Пашкевич // Изв. Белорус. акад. наук. – Минск, 2002. – № 1(13). – С.45-52.
 4. Капитонов, А. В. Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.- Рос. ун-та. – Могилев, 2009. – №2. – С. 88-97.
 5. Тайц, Б.А. Точность и контроль зубчатых колес / Б. А. Тайц. – М.: Машиностроение, 1972. – 367с.
 6. Марков, А. Л. Измерение зубчатых колес / А. Л. Марков. – Л.: Машиностроение, 1977. – 275 с.
 7. Малюх, В. Введение в современные САПР / В. Малюх. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 192 с.
 8. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов / К. В. Фролов, С.А. Попов, А. К. Мусатов [и др.]; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 196 с.
 9. Иванов, М. И. Детали машин: учеб. пособие / М.И.Иванов; под ред. В. А. Финогенова.– М.: Высш. шк., 1998. –383 с.

Материал поступил в редколлегию 23.03.15.