

На правах рукописи

Чиркин Александр Вадимович

**МЕТОД РАСЧЁТА НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ
ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ПЛАСТИКОВЫМИ
САТЕЛЛИТАМИ**

Специальность 05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Москва - 2019

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научный руководитель:

Иванов Александр Сергеевич
доктор технических наук, доцент

Официальные оппоненты:

Киреев Сергей Олегович
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой "Машины и
оборудование нефтегазовых промыслов"
Донского государственного технического
университета (ДГТУ)

Морозов Михаил Игоревич
кандидат технических наук, ведущий
конструктор ООО «Экспериментальная
мастерская НаукаСофт»

Ведущая организация:

Федеральное государственное унитарное
предприятие «Научно-производственный
центр автоматики и приборостроения
имени академика Н.А. Пилюгина»
(НПЦАП)

Защита диссертации состоится «23» декабря в 14-30 на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 при ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному выше адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Автореферат разослан _____ 2019 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
д.т.н., профессор



В.А. Горелов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В машиностроении получили распространение планетарные передачи с внецентроидным циклоидальным зацеплением, также называемые планетарно-цевочными передачами (ПЦП). Они имеют высокие технические характеристики: низкую удельную материалоемкость – отношение массы передачи к моменту на выходном валу ($0,02 \dots 0,05 \text{ кг}/(\text{Н}\cdot\text{м})$); широкий диапазон передаточных чисел в одной ступени ($3 \dots 191$); плавность хода и низкий уровень шума; высокие кинематическую точность, крутильную жёсткость и коэффициент полезного действия ($0,80 \dots 0,97$ в зависимости от конструкции). Благодаря этим достоинствам, ПЦП находят применение в промышленных роботах, металлорежущих станках, в высокоточных медицинских приборах (аппараты для магнитно-резонансной томографии), в пищевой промышленности, в ветрогенераторах, в системах радиолокации и наведения оружия.

В ненагруженных передачах получили распространение колёса, изготавливаемые из пластиков благодаря низкой стоимости изготовления, а также свойственному парам трения из пластиков низкому коэффициенту трения. Пластиковые колёса также могут работать без смазки, что имеет значение в пищевом производстве и в космической технике.

ПЦП теряет некоторые свои основные преимущества при использовании в них пластиков, однако, значительная часть технических характеристик (удельная материалоемкость, диапазон передаточных чисел, плавность работы, уровень шума) все равно остаются выше, чем у других видов передач, изготовленных не из пластиков. Также, уменьшение стоимости изготовления компенсирует пониженные кинематическую точность и крутильную жёсткость ПЦП. Использование пластиков уменьшает чувствительность передачи к погрешностям изготовления, что очень важно для данного вида передач, так как в ПЦП со стальными сателлитами даже небольшие погрешности изготовления зачастую приводят к поломке всего изделия во время сборки или при эксплуатации. Однако остаётся не решённым вопрос о применимости общепринятых методов расчёта нагрузочной способности к ПЦП, в которых использованы пластиковые детали.

В общепринятых методах расчёта планетарно-цевочных передач распределение сил по цевкам не зависит от материала сателлита, т.е. считается, что в передачах, сателлиты которых выполнены из разных материалов, возникают одинаковые усилия. Общепринятый расчёт предполагает, что из-за зазоров в передаче передают нагрузку лишь $1/3$ всех цевок. Возникает вопрос, всегда ли будет работать $1/3$ от всех цевок, или число рабочих цевок изменяется с увеличением податливости материала сателлитов? Это изменение может влиять на распределение сил по цевкам, одновременно влияя на реакцию в подшипнике сателлита, на крутильную жёсткость и на распределение сил по пальцам.

Таким образом, существующие методы расчёта могут не подходить для ПЦП, детали которых выполнены из пластиков. В связи с этим следует при-

знать актуальным создание метода расчёта, учитывающего деформацию сателлита, наличие зазоров в передаче и жёсткость подшипника сателлита передачи, что необходимо при расчёте нагрузочной способности ПЦП с пластиковыми сателлитами.

Цель работы – повышение нагрузочной способности планетарно-цевочных передач за счёт обоснованного выбора их конструктивных параметров на этапе проектирования.

Задачи исследования:

1. Разработка метода расчёта нагрузочной способности ПЦП с использованием метода конечных элементов и оценка этим методом влияния упругих свойств деталей ПЦП на технические характеристики.
2. Теоретическое исследование технических характеристик ПЦП, выполненных из разных материалов, с использованием предложенного метода расчёта и формулировка рекомендаций по конструированию передачи.
3. Разработка, изготовление и апробация установки, предназначенной для испытаний ПЦП. Экспериментальное исследование на этой установке влияния упругих свойств деталей планетарно-цевочных передач на их технические характеристики. Проверка предложенного метода расчёта.

Научная новизна настоящей работы отражается в следующих ключевых результатах проведённых исследований:

- разработан метод расчёта ПЦП, отличающийся тем, что в нём впервые учитываются податливость подшипников сателлитов, собственная жёсткость сателлита, зазоры в зацеплении. С помощью данного метода определено распределение сил в передаче, рассчитаны технические характеристики ПЦП: крутильная жёсткость, нагрузочная способность.
- впервые проведены экспериментальные исследования крутильной жёсткости и коэффициента полезного действия ПЦП в зависимости от зазора в передаче.
- впервые предложен и обоснован метод расчёта рационального зазора в передаче, при котором ПЦП имеет максимальную нагрузочную способность.

Основные положения, выносимые на защиту:

- На защиту выносятся положения научной новизны

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов обусловлена подтверждением результатов численного моделирования экспериментальными данными, полученными автором, а также сопоставлением с результатами исследований, проведённых Цецеруковым Д.О. (Беларусь), и работами других специалистов.

Практическая значимость работы. Разработанный метод расчёта нагрузочной способности ПЦП, учитывающий упругие свойства элементов передачи и зазоры в ней, может быть использован на стадии проектирования

ПЦП различного назначения для расчёта технических характеристик изделия и обоснованного выбора его конструктивных параметров.

Реализация результатов работы. Разработанный метод расчёта нагрузочной способности ПЦП был реализован в виде комплекса программ, применённых в компании ООО «ПО Иннотехмет» при разработке мультипликатора для приводных блоков револьверных головок металлорежущих станков, изготовленных на основе ПЦП. Результаты работы также были приняты к использованию в образовательной деятельности кафедры основ конструирования машин при работе с магистрами в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались: на 2-м международном симпозиуме «Современные проблемы создания и производства механических передач», Москва 2013; на 4-й международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: наука и образование», Санкт-Петербург, 2015; на XXII международной научно-технической конференции в г. Севастополе, 2015; на 5-й международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: наука и образование», Санкт-Петербург, 2016; на Научно-техническом конгрессе по двигателестроению (НТКД-2018), Москва, 2018.

Публикации. Основные результаты работы опубликованы в 9 научных работах, в число которых входят 3 научные статьи из журналов, рекомендованных ВАК РФ, общим объёмом 1,125 п.л., также автор диссертации является автором двух патентов на изобретение, связанных с планетарно-цевочными передачами.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, основных результатов и выводов по работе, списка литературы из 82 наименований. Работа изложена на 141 листах машинного текста, содержит 66 рисунков и 16 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечена актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и задачи исследования, приведены научная новизна и практическая значимость исследований.

Первая глава посвящена анализу областей применения планетарно-цевочных передач, проблемам, связанным с их эксплуатацией и изготовлением. Также в ней приведён обзор методов расчёта нагрузочной способности планетарно-цевочных передач и проанализированы возможности применения пластмасс в ПЦП.

В машиностроении широкое распространение получили планетарные редукторы с эвольвентным зацеплением. Значительные заслуги в развитии

этого направления принадлежат В.Н. Кудрявцеву, В.Н. Ражикову, В.Л. Дорофееву. Помимо планетарных редукторов с эвольвентным зацеплением известны ещё планетарно-цевочные редукторы. Кинематическая схема такого редуктора приведена на Рис. 1, а. В нем используется передача с внецентроидным цевочным зацеплением, также называемой планетарно-цевочной, её вид приведён на Рис. 1, б.

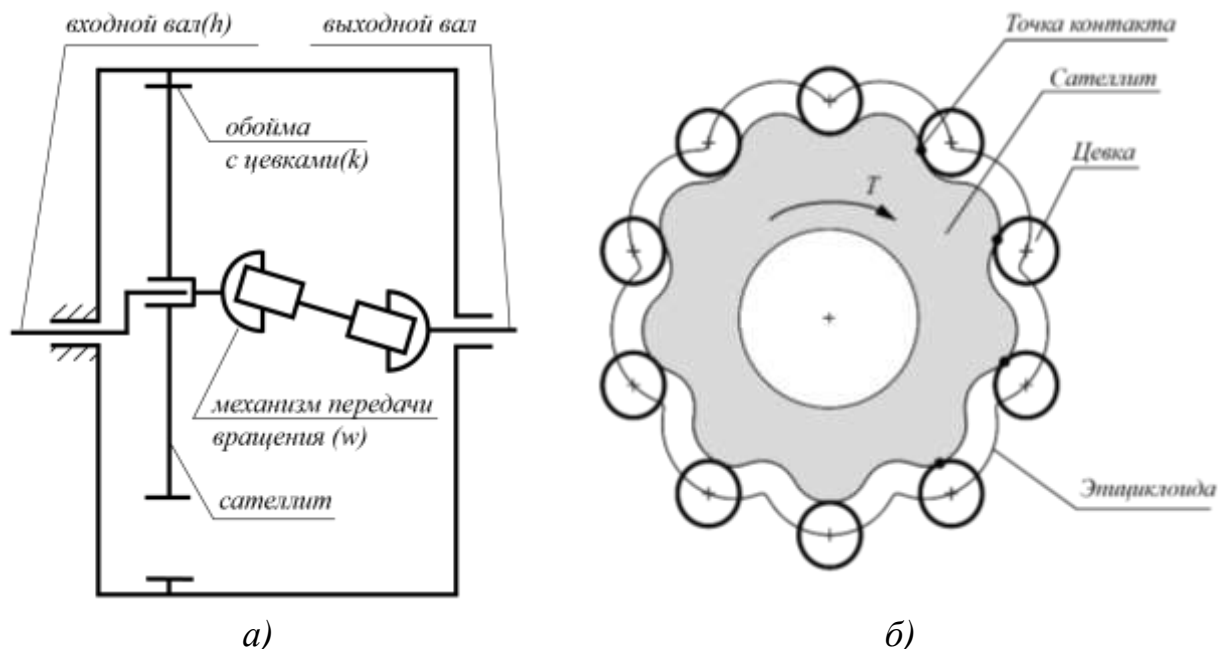


Рис. 1. Кинематическая схема ПЦП (а) и внешний вид планетарно-цевочной передачи (б)

Расчётам планетарно-цевочных передач посвящено множество работ, как в России, так и за рубежом. Из основных отечественных исследователей следует выделить работы Шанникова В.М., Кудрявцева В.Н., Сигова И.В., Киреева С.О., Егорова И.М. Из зарубежных: Цецеруков Д.О., Lehmann, Thube, Благојевић, Kim. Ближайшим аналогом ПЦП являются циклоидальные передачи с промежуточными телами качения. Среди научных работ по передачам с промежуточными телами качения следует выделить работы Ефременкова Е.А.

Известные методы расчёта не позволяют полноценно учитывать влияние податливости деталей на нагрузочную способность планетарно-цевочных передач. В работах Тьюба, Кима представлены расчётные модели с использованием МКЭ, однако они не учитывают жёсткость подшипника сателлита.

Следует отметить, что нельзя рассматривать влияние податливости деталей на нагрузочную способность ПЦП отдельно от зазоров, так как податливость зависит от зазоров.

В работах Шанникова В.М., Сигова И.В. не рассматривалось влияние погрешностей. В работах Кудрявцева В.Н. рекомендуется при расчёте напряжений увеличивать значение максимальной силы в цевках на 35% из-за погрешностей изготовления. В работе Киреева С.О. найдено положение цевки, первой входящей в контакт при выборке зазора и сделан вывод о нахождении

1/3 общего числа цевок в контакте, причём зона контакта предполагается прилегающей к вышеупомянутой цевке. В работах Цецерукова Д.О. рассмотрена модель влияния зазора в передаче на распределение сил. Однако она никак не учитывает жёсткость деталей передачи, которая может сильно влиять на искомое распределение. В ней учитывалась только контактная жёсткость.

Отсюда можно сделать вывод, что для планетарно-цевочных передач с пластиковыми сателлитами необходим уточнённый метод расчёта нагрузочной способности, который должен одновременно учитывать зазоры в передаче и податливость деталей.

Вторая глава посвящена разработке метода расчёта нагрузочной способности, учитывающего податливость деталей передачи.

Основными фактами, которые влияют на распределение нагрузки между цевками, являются: наличие зазоров в передаче, смещение сателлита, собственные деформации сателлита. Эти факторы влияют друг на друга и поэтому необходимо рассматривать их совместно. Аналитический расчёт собственных деформаций сателлита методами теории упругости затруднён, так как сателлит имеет сложную форму и множество отверстий. Однако, задачу о деформации сателлита под действием сил можно решать с помощью метода конечных элементов (МКЭ). При этом важно правильно составить расчётную схему, так как многоконтактность зацепления приводит к тому, что мы не знаем точно значения сил, действующих в цевках, и необходимо вводить дополнительные уравнения равновесия. Также проблемой является корректное разбиение сателлита на элементы.

Расчёт выполнен с помощью сочетания разных подходов в единой расчётной схеме. В качестве объекта расчёта выбрана передача $k-h-v$ с механизмом параллельных кривошипов. Особенностью этой передачи является то, что в ней есть пальцы, передающие вращающий момент, а сателлит установлен на подшипнике, что должно быть учтено в расчётной схеме. Задача о деформации сателлита рассчитывается с помощью МКЭ, а зазоры учитываются за счёт граничных условий. Для нахождения распределения сил вводим следующие гипотезы:

- цевки абсолютно жёсткие и перемещаются заодно с обоймой;
- обойма имеет одну степень свободы – поворот вокруг своей оси;
- к обойме прикладывается вращающий момент, равный моменту на выходном валу редуктора;
- контакт может происходить в строго определённых узлах. Эти узлы будем называть «контактными»;
- сила в контактном узле пропорциональна контактному сближению цевки и сателлита;
- если цевка и сателлит не находятся в контакте, то контактная жёсткость задаётся очень малой (так называемая «мягкая пружина»);
- контакт сателлита и пальцев считаем аналогично контакту сателлита и цевок;

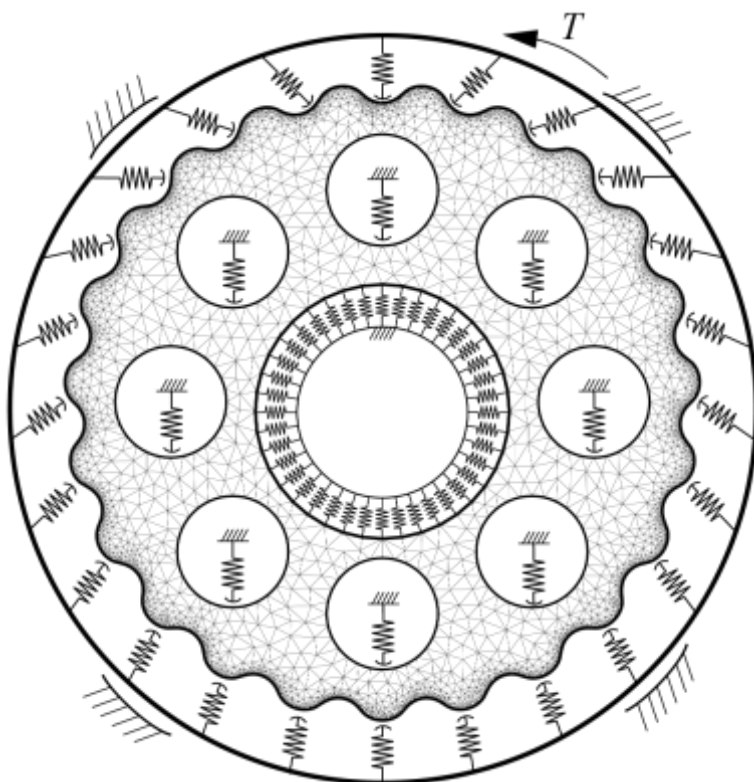


Рис. 2. Схема для расчёта планетарно-цевочной передачи

сателлита в теоретической точке контакта. Зазор в расчёте учитываем по изменению зависимости между силой в контакте и смещением. Эта зависимость записывается следующим образом:

$$F_i = -j_i (\delta_i + \delta_0);$$

$$j_i = \begin{cases} \frac{\pi}{4} E^* b, & \delta_i + \delta_0 \leq 0 \\ 0, & \delta_i + \delta_0 > 0 \end{cases},$$

где F_i – сила в контакте, Н; j_i – контактная жёсткость, Н/мм; δ_i – проекция суммарного смещения на нормаль к точке контакта, мм; E^* – приведённый модуль упругости контактирующих материалов, МПа; b – ширина линии контакта, мм.

Для учёта жёсткости подшипника добавляем связи в узлах контакта сателлита с подшипником. При этом жёсткость одного узла подбираем таким образом, чтобы суммарная жёсткость всех контактных узлов была равна жёсткости подшипника.

Разработан общий алгоритм расчёта, реализованный в программе:

1. Ввод исходных данных. Среди них: геометрические параметры; материал-сателлита, цевков, обоймы; жёсткость подшипника.
2. Генерация сетки. Алгоритм генерации сетки следующий: сначала задаются граничные узлы, затем производится триангуляция Делоне по этим узлам. В качестве дополнительного условия задаётся максимальный размер сетки. Если размер сетки превышает заданный, то она дробится. Сложность здесь

- пальцы абсолютно жёсткие. Зазоров в контакте палец-сателлит нет;
- сила в контакте сателлита и подшипника пропорциональна контактному сближению;
- пренебрегаем касательной составляющей реакции в контактах (от силы трения).

Все эти гипотезы приводят к расчётной схеме, изображённой на Рис. 2.

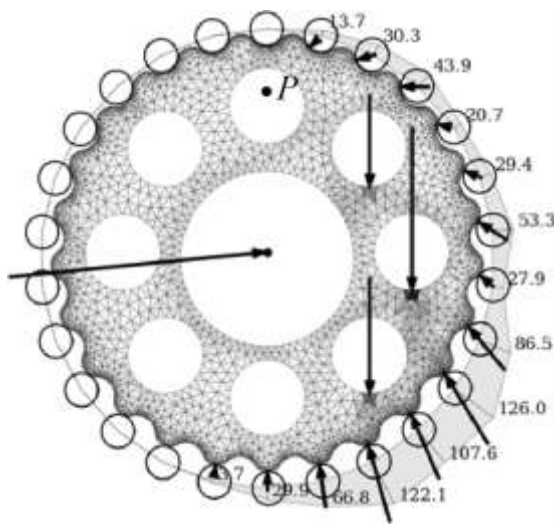
Вводим определение зазора в передаче. Зазором δ_0 будем называть фактическое расстояние от сателлита до цевки вдоль нормали к поверхности

представляет правильное задание граничных узлов на сателлите. Это связано с тем, что при равномерном изменении параметра t в уравнении профиля сателлита (эквилидистанта к циклоиде), точки на нём располагаются неравномерно. Такое распределение точек, которые потом станут узлами конечноэлементной сетки, ведёт к созданию неоптимальной сетки. Чтобы построить этого избежать, необходимо расположить точки равномерно, не изменив при этом расположение точек контакта. В диссертации описан алгоритм, позволяющий скорректировать положение точек циклоиды.

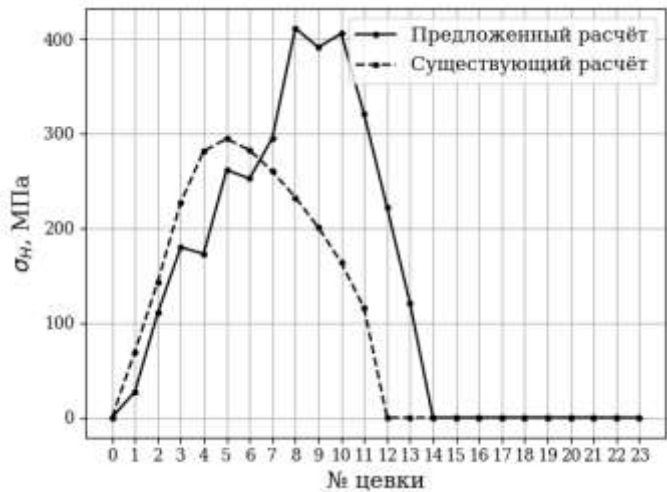
3. Генерация глобальной матрицы жёсткости. Глобальная матрица жёсткости формируется ассемблированием матриц жёсткостей элементов по правилам, аналогичным приведённым в работах О. Зенкевича. В решаемой задаче отсутствуют граничные условия вида $u_i, v_i = 0$, поэтому нет необходимости как-либо модифицировать элементы матрицы.
4. Предварительный расчёт угла поворота обоймы β . Этот предварительный расчёт выполняется по общепринятой модели расчёта нагрузочной способности ПЦП.
5. Поиск цевок, находящихся в контакте. Для каждой цевки проверяем, выполняется ли условие $\delta_i + \delta_0 \leq 0$. Если выполняется, то цевка считается рабочей. Если не выполняется, то считается нерабочей.
6. Создание модифицированной глобальной матрицы жёсткости K_{globm} и матрицы, учитывающей граничные условия $K_{contact}$.
7. Решение системы уравнений МКЭ $(K_{globm} + K_{contact})\delta_m = F_m + F_0$, где F_m – вектор сил, состоящий из нулей и вращающего момента в последней строке; δ_m – вектор смещений, состоящий из смещений u_i, v_i узлов сетки и добавленного в новой строке угла поворота обоймы β ; F_0 – вектор сил, вызванных наличием начального зазора. Решение находим численно.
8. Поиск цевок и пальцев, находящихся в контакте.
9. Проверка условия выхода из цикла. Если после поиска рабочих цевок и пальцев рабочими оказались те же, что и в прошлом цикле, то выходим из цикла. Если нет, повторяем цикл.
10. Расчёт сил. Рассчитываем силы и напряжения по известным перемещениям в узлах.

Пример с результатом расчёта сил, нагружающих сателлит передачи с капролоновым сателлитом и нулевым зазором приведён на Рис. 3, а. На Рис. 3, б приведено распределение контактных напряжений по цевкам, которое получено пересчётом вычисленных сил по формуле Герца.

В третьей главе разработанный метод расчёта используется для рассмотрения влияния упругих свойств деталей на технические характеристики ПЦП. Выделены следующие факторы, влияющие на распределение нагрузки: жёсткость подшипника сателлита; жёсткость материала сателлита; зазор в передаче.



а)



б)

Рис. 3. Результаты расчёта сил (все силы изображены в масштабе), нагружающих сателлит (а) и сравнение распределений напряжений по существующему методу расчёта и предложенному (б) при моменте $T = 16,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Чтобы выяснить, каким образом каждый фактор влияет на характеристики передачи, моделировалась передача с числом цевок $z_p = 24$. В качестве начальных значений факторов устанавливались следующие: жёсткость подшипника $j_b = 10^{10} \text{ Н/мм}$, модуль упругости материала сателлита $E_{sat} = 10^{10} \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона материала сателлита $\mu = 0,42$, зазор $\delta_0 = 0 \text{ мкм}$. Можно считать, что таким образом моделировался абсолютно жёсткий подшипник и абсолютно жёсткий сателлит. Места контакта считались податливыми, как и в существующем методе расчёта. Объект исследования – передачи с неметаллическими сателлитами, поэтому приведённый модуль упругости в контакте E^* назначался, как у контактной пары «капролон-сталь».

По результатам анализа влияния жёсткости подшипника выявлено, что при её уменьшении:

- в передаче начинают работать дополнительные цевки, причём вклад этих цевок в нагрузочную способность отрицательный, так как момент от их реакции направлен *в ту же сторону*, что и вращающий момент на выходном валу.
- нагрузка в цевках, расположенных ниже полюса зацепления P (см. Рис. 3), становится выше, причём тем выше, чем ниже полюса расположена цевка.
- максимальная сила в цевках увеличивается.
- уменьшается составляющая реакции подшипника, направленная вдоль линии эксцентриситета, а перпендикулярная ей остаётся прежней.
- крутильная жёсткость передачи значительно понижается.

По результатам анализа влияния жёсткости материала сателлита выявлено, что при её уменьшении:

- нагрузка на цевки, лежащие существенно ниже полюса (см. Рис. 3), повышается, что связано с влиянием отверстий в сателлите.

- нагрузка на цевки, лежащие выше полюса и около полюса, понижается (см. Рис. 3).
- крутильная жёсткость передачи понижается.

Результат моделирования показал, что жёсткость сателлита в точках контакта с разными цевками различна, причём она принимает большие значения именно в тех точках, где наблюдалось увеличение нагрузки. Таким образом, можно сделать вывод, что изменением жёсткости сателлита можно добиться более равномерного распределения нагрузки между цевками, например, сделав сателлит композитным или добавив специальные отверстия в сателлит.

Следует отметить, что влияние жёсткости материала сателлита рассматривалось отдельно от жёсткости подшипника, хотя на практике так делать не рекомендуется, так как жёсткость подшипника образуется из жёсткости самого подшипника и жёсткости контакта подшипника с сателлитом.

По результатам анализа влияния зазора в передаче выявлено, что при его увеличении:

- значительно увеличивается нагрузка на все цевки, находящиеся рядом с полюсом зацепления, а на все остальные цевки нагрузка уменьшается.
- уменьшается число рабочих цевок. В предельном случае при большом зазоре работает одна цевка (та, которая находится напротив полюса).
- может уменьшаться число рабочих пальцев.
- нагрузка на подшипник практически не изменяется.
- крутильная жёсткость передачи резко падает.

Таким образом установлено, что вышеуказанные факторы влияют на силы в разных группах цевок, поэтому необходимо рассматривать их совместно. Далее были проведены моделирования для установления совместного влияния зазора, материала сателлита и жёсткости подшипника на характеристики передачи для зазоров в диапазоне от 0 мкм до 200 мкм с шагом 2 мкм. В число характеристик вошли: максимальная сила в цевках $\max(F_p)$, максимальная сила в пальцах $\max(F_f)$, реакция в подшипнике F_b и статическая крутильная жёсткость передачи j_τ . На Рис. 4 приведены зависимости, полученные для передачи с капролоновым и стальным сателлитами. На выходной вал действовала нагрузка 16,8 Н · м.

На графике $\max(F_p)$ (Рис. 4) для стального сателлита видны несколько локальных минимумов при значениях зазора в 6, 28, 112 мкм. В то же время для капролонового сателлита локального минимума в заданном диапазоне зазоров нет. Чтобы найти локальный минимум, были проведены дополнительные моделирования с увеличением диапазона до 400 мкм. Минимум соответствовал значению зазора в 272 мкм.

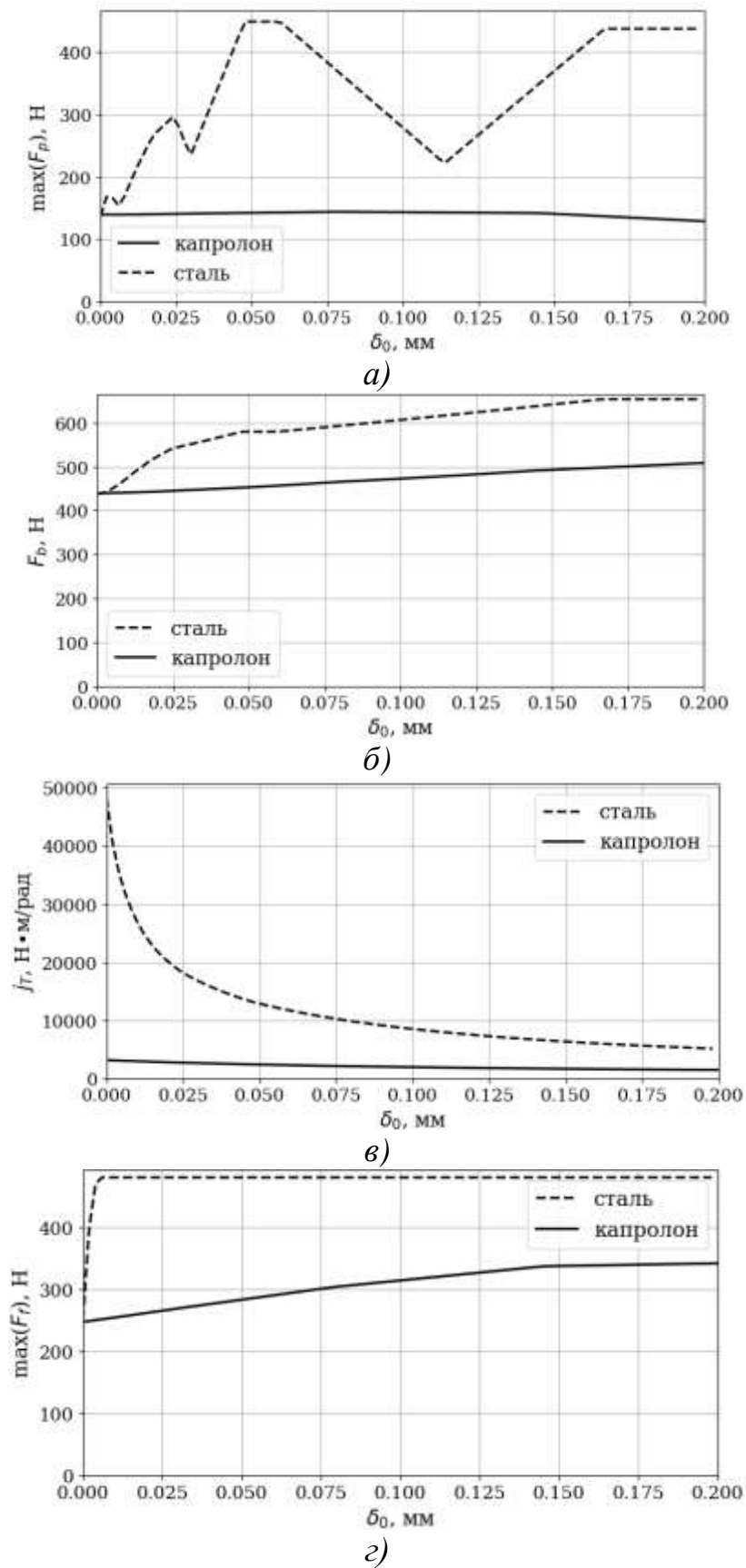


Рис. 4. Характеристики ПЦП при разных материалах сателлита и зазорах:

(а) – максимальная сила в цевках;

(б) – реакция подшипника;

(в) – статическая крутильная жёсткость передачи;

(з) – максимальная сила в пальцах

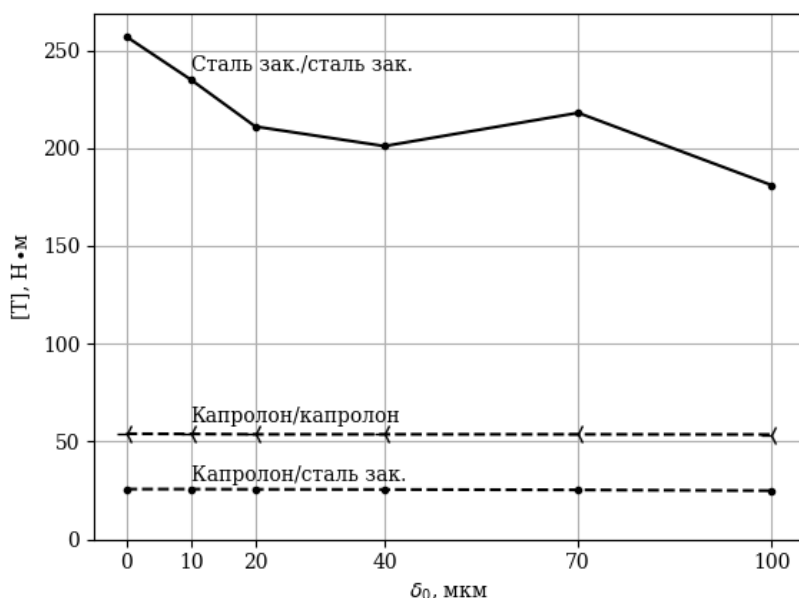


Рис. 5. Нагрузочная способность ПЦП, выполненной из разных материалов, в зависимости от зазора в передаче

шипнике сателлита, в то время как в передаче со стальным сателлитом эти цевки не являются рабочими. При рекомендуемом в литературе зазоре в передаче 15 мкм нагрузка на подшипник сателлита в передаче со стальным сателлитом на 22% выше, чем в передаче с капролоновым сателлитом. Полученное из анализа графиков Рис. 4, б соотношение нагрузок на подшипник обуславливает повышение расчётного ресурса в 1,82 раза подшипника передачи с капролоновым сателлитом по сравнению с подшипником передачи со стальным сателлитом.

Также из Рис. 4, а, б, г видно, что для сателлита из капролона при изменении зазора изменение максимальной силы в цевках, в подшипнике и в пальцах достаточно невелико, в то время, как для стального сателлита сила меняется резко. Это говорит о меньшем влиянии погрешностей изготовления на нагрузочную способность редуктора.

Следует отметить, что оптимальный по значению силы зазор не соответствует оптимальному зазору по значению напряжений, так как разным цевкам соответствует разный радиус кривизны сателлита.

Помимо представленных выше характеристик исследовалась также и нагрузочная способность редуктора при изменении материала. Методом подбора определялся максимально допустимый вращающий момент на выходном валу редуктора для разных значений зазоров и материалов передачи. Результаты расчёта представлены на Рис. 5. Из анализа рисунка можно сделать вывод, что нагрузочная способность редуктора со стальными сателлитами зависит от зазора в передаче, при рекомендуемом в литературе значении 15 мкм она падает на 20%, в то время как для сателлитов из пластмасс она не изменяется даже при очень большом зазоре.

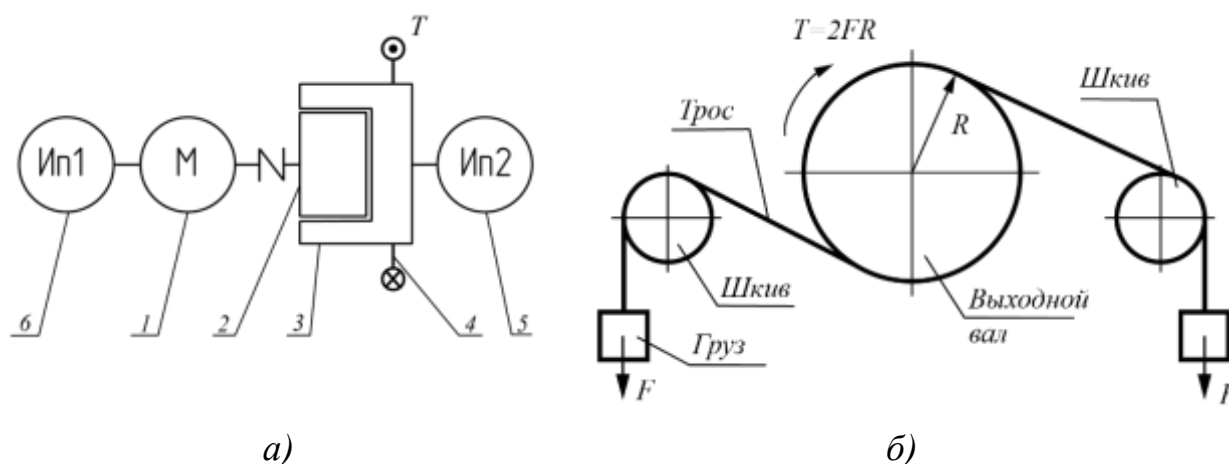
Перераспределение нагрузки по цевкам при увеличении зазора приводит к изменению нагрузки на подшипник сателлита. На Рис. 4, б видно, что при увеличении зазора нагрузка на подшипник с увеличением зазора возрастает. При этом в передаче с капролоновым сателлитом она растёт медленнее, чем в стальном. Это связано с тем, что в нём работают цевки, реакция в которых уменьшает реакцию в подшипнике.

По результатам исследования было предложено ввести коэффициент понижения допускаемых напряжений k_δ , учитывающий влияние упругих свойств материала. Для стали его значение 0,63, а для пластмасс 0,71 (среднее значение, полученное по результату расчёта различных конфигураций передач при рекомендуемом в литературе зазоре). При этом предельное допустимое напряжение $[\sigma_H]_M$ можно определить по формуле:

$$[\sigma_H]_M = k_\delta [\sigma_H],$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, полученное по результатам испытаний на машине трения.

Четвёртая глава посвящена экспериментальному исследованию влияния упругих свойств деталей ПЦП на его технические характеристики. Автор сконструирован и изготовлен редуктор с ПЦП с сателлитами из графитонаполненного капролона, сконструирована и изготовлена установка для испытания редукторов.



Принципиальная схема установки приведена на Рис. 6. На этой схеме двигатель 1 соединён со входным валом 2 редуктора. К выходному валу редуктора 3 прикладывается вращающий момент 4. Для определения крутильной жёсткости необходимо знать угол поворота выходного вала под нагрузкой. Для измерения этого угла служит преобразователь (датчик угла поворота) 5, который соединён с выходным валом редуктора. Чтобы отследить возможный поворот входного вала под нагрузкой, двигатель соединён с другим измерительным преобразователем 6. Двигатель в схеме синхронный, по силе тока определяется вращающий момент на его валу. На данной установке можно измерять КПД и крутильную жёсткость, можно проводить ресурсные испытания под нагрузкой в циклическом режиме, попеременно переключая направление вращения двигателя.

Так как метод расчёта позволяет учитывать зазор, для исследования его влияния было решено изготовить 3 пары сателлитов из графитонаполненного капролона, изменяя значение зазора в передаче за счёт уменьшения размера сателлита в тело. Были изготовлены пары сателлитов со значениями зазора в передаче 20, 60, 100 мкм.

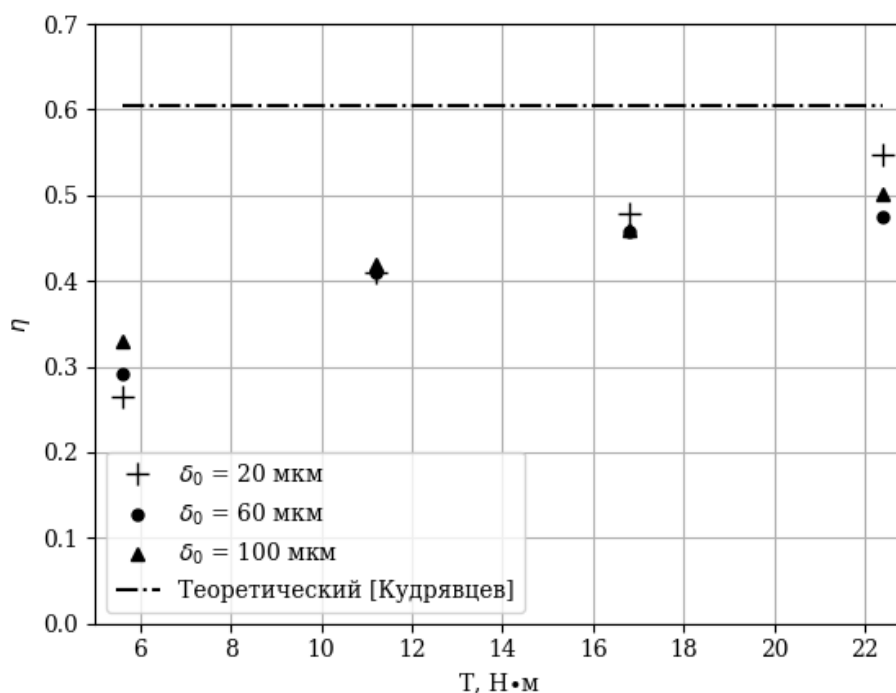


Рис. 7. Зависимость КПД редуктора с капролоновыми сателлитами от момента для передач с разными значениями зазора

По ним видно, что КПД существенно возрастает с повышением нагрузки, но

не становится больше теоретического, полученного при помощи существующих методов расчёта. При этом на небольших вращающих моментах, действующих на выходном валу, у редуктора возникал достаточно большой момент трения, из-за чего КПД получен очень низким ($\approx 30\%$). С увеличением нагрузки на выходном валу КПД возрастал, причём при зазоре 20 мкм в большей степени, чем при зазоре 60 мкм и 100 мкм. По результатам испытаний можно сделать выводы, что существующий метод расчёта позволяет довольно точно рассчитывать КПД пластиковых передач при условии, что вращающий момент на выходном валу близок к номинальному.

Затем исследовалось влияние зазора на крутильную жёсткость передачи. Исследуемый редуктор нагружался вращающим моментом от грузов. Считывалось значение угла поворота выходного вала. Двигатель находился в режиме удержания позиции. Результат эксперимента приведён на Рис. 8. По его результатам можно сделать вывод, что предложенный метод расчёта даёт достаточно высокую точность, особенно по сравнению с существующим. Максимальная погрешность составила 25%. Тем не менее можно считать, что предложенная модель достаточно точна и является валидной, так как если принять жёсткость подшипника сателлита такой, что график крутильной жёсткости «ложится» на экспериментальные точки, то значения сил изменяются на 3%, а значения напряжений изменяются на 1%.

На начальном этапе исследовалось влияние зазора на КПД редуктора. Редуктор нагружается вращающим моментом от грузов. По среднему моменту за период вращения двигателя определялось отношение полезной работы к затраченной. Результаты экспери-

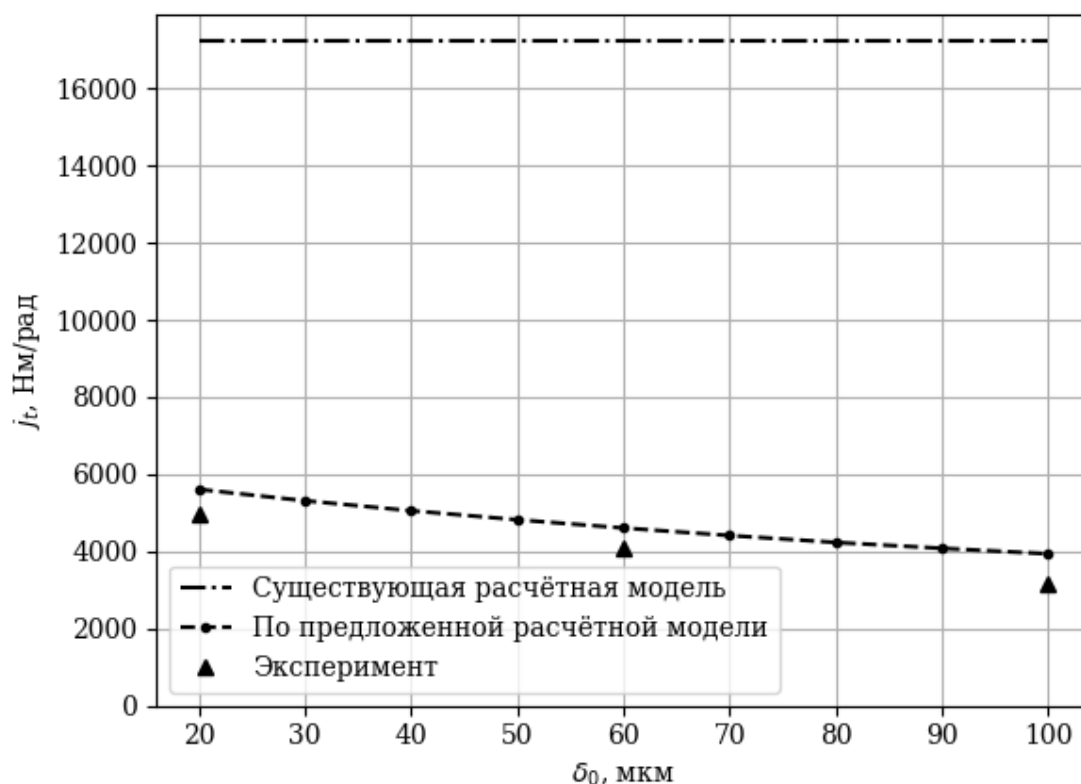


Рис.8. Сравнение зависимостей крутильной жёсткости в передаче от зазора, полученной экспериментально, с рассчитанными по предложенному и по существующему методам расчёта

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан метод расчёта нагрузочной способности ПЦП, использующий метод конечных элементов, учитывающий упругие свойства его деталей и зазоры в зацеплении. Метод позволяет рассчитывать передачи, изготовленные из разных материалов, в том числе из пластиков. Метод подтверждён сопоставлением полученных с его помощью и экспериментальных значений крутильной жёсткости передачи. Погрешность составила не более 25%. При такой погрешности определения крутильной жёсткости силы в цевках варьируются не более, чем на 3%, контактные напряжения и предельно допустимый момент на выходном валу – 1%.
2. По результатам численного моделирования установлено, что количество работающих цевок в редукторе зависит от материалов передачи. В передаче со стальным сателлитом при предельно допустимых моментах работает до 35% цевок. В передаче с капролоновым сателлитом работает более 45% цевок, вследствие чего сила, возникающая в контакте сателлита с наиболее нагруженной цевкой, уменьшается. Контактное напряжение уменьшается значительно, так как оно зависит от силы и от приведённого модуля упругости материалов передачи. Так, для исследуемого редуктора при моменте на выходном валу 16,8 Н · м и рекомендуемом в литературе зазоре в 25 мкм сила в наиболее нагруженной цевке для капролонового сателлита, полученная расчётным путём, на 30% меньше, а контактное напряжение меньше в 6,4 раза, чем для стального.

3. По результатам численного моделирования установлено, что в связи с перераспределением нагрузки между цевками и пальцами в передаче с пластиковыми сателлитами уменьшается нагрузка на подшипник сателлита, обычно определяющих ресурс ПЦП. В исследуемом редукторе при замене стального сателлита на капролоновый при одинаковом вращающем моменте на выходном валу нагрузка на этот подшипник получилась на 22% меньшей, что соответствует повышению его ресурса в 1,82 раза.
4. По результатам численного моделирования установлено, что с уменьшением модуля упругости материала сателлита уменьшается чувствительность нагрузочной способности передачи к наличию зазора. У исследуемого редуктора с капролоновым сателлитом влияние зазора на нагрузочную способность получено в 80 раз меньше, чем со стальным. В связи с этим детали ПЦП (корпусные детали, сателлиты, пальцы) допустимо изготавливать с меньшей точностью, что упростит изготовление редуктора, позволяя изготавливать его ответственные детали на сравнительно недорогих станках с ЧПУ отечественного производства (им достаточно иметь три степени подвижности), а сателлиты изготавливать методом литья под давлением и не прибегать для этого к закупке высокоточных электроэрозионных дорогих импортных станков.
5. По результатам численного моделирования установлено, что нагрузочная способность редуктора с капролоновыми сателлитом и цевками в 3,7 раза меньше, чем у редуктора с сателлитом и цевками из закалённой стали, в то время как по существующим методам расчёта это соотношение составляет 4,8.
6. По результатам численного моделирования установлено, что имеется значение зазора, при котором значение силы в максимально нагруженной цевке ПЦП достигает минимума. Для исследуемого редуктора с капролоновыми сателлитами такой зазор составил 272 мкм.
7. Экспериментально установлено, что вариация зазора в исследуемой передаче из пластика от 20 до 100 мкм практически не влияет на КПД редуктора.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

Научные статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК РФ:

1. Чиркин А.В. Использование полимеров и бронз для изготовления планетарно-цевочных редукторов // Издательский дом «Спектр». Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 3. С. 3-12. (1,12 п.л.)
2. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А.В. Чиркин [и др.] // Вестник машиностроения. № 3. 2013. С. 9-11. (0,375/0,1 п.л.)
3. Профили зубьев зубчатых колёс / А.В. Чиркин [и др.] // Вестник машиностроения, № 12, 2014. С. 9-12. (0,5/0,2 п.л.)

Прочие научные труды

4. Чиркин А.В., Иванов А.С., Ермолаев М.М. Планетарно-цевочные передачи на основе эпициклоидального и гипоциклоидального зацеплений. // Современное машиностроение: наука и образование: материалы 4-й междунар. научно-практической конф. / под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2014. С. 462- 471. (1,12/0,4 п.л.)
5. Геометрия планетарно-цевочных передач / А.В. Чиркин [и др.] // Донецк: МСМ. Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XXII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 14-19 сентября 2015 Донецк: МСМ. 2016. С. 144-150. (0,75/0,25 п.л.)
6. Метод расчёта планетарно-цевочной передачи / А.В. Чиркин [и др.] // Донецк: МСМ. Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XXII международной научно-технической конференции в г. Севастополе 14-19 сентября 2015 Донецк: МСМ. 2016. С. 151-157. (0,75/0,25 п.л.)
7. Расчёт планетарно-цевочной передачи с учётом упругих деформаций сателлита / А.В. Чиркин [и др.] // Современное машиностроение: наука и образование MMESE-2016: материалы 5-й междунар. научно-практической конф. / под ред. А.Н. Евграфова и А.А. Поповича. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. С. 464 – 475. DOI 10.1872/MMF-2016-45 (1,38/0,4 п.л.)
8. Profiles of Gear Teeth / A.V. Chirkin [et al.] // Russian Engineering Research, 2015, Vol. 35, No. 3, pp. 167–170. doi 10.3103/C1068798X15030077 (0,375/0,1 п.л.)
9. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В. Модели расчёта планетарно-цевочных передач // Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018) – 2018. – Т.2 – С. 38-41 (0,375/0,1 п.л.)
10. Многоприводный планетарно-цевочный редуктор. Патент на изобретение № 2581107. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В. Приоритет изобретения 27 мая 2014 г. Регистрация в Государственном реестре РФ 16 марта 2016 г.
11. Безлюфтовый планетарно-цевочный редуктор. Патент на изобретение № 2580598. Чиркин А.В. [и др.] Приоритет изобретения 27 мая 2014 г. Регистрация в Государственном реестре РФ 16 марта 2016 г.