

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

УДК 621.831.01

ИОФФЕ
Алла Зейликовна

**ПОВЫШЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТОЙ
ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Могилев 2013

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель **Даньков Александр Михайлович**,
доктор технических наук, доцент, заведующий
кафедрой «Основы проектирования машин»
ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет»,
г. Могилев

Официальные оппоненты: **Скойбеда Анатолий Тихонович**,
доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой «Детали машин, подъемно-
транспортные машины и механизмы»
Белорусского национального технического
университета, г. Минск

Мардосевич Елена Ивановна,
кандидат технических наук, заведующая секто-
ром «Перспективные приводы и трибосистемы»
ГНУ «Объединенный институт машиностро-
ения НАН Беларуси», г. Минск

Оппонирующая организация **ОАО «Могилевский завод «Строммашина»**

Защита состоится «19» сентября 2013 г. в 13⁰⁰ ч на заседании Совета по защите диссертаций Д 02.18.01 при ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет» по адресу: 212000, г. Могилев, пр-т Мира, 43, ком. 323, телефон учебного секретаря 8-0222-25-36-71, e-mail: lustenkov@yandex.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет».

Автореферат разослан «18» июня 2013 г.

Ученый секретарь
Совета Д 02.18.01
по защите диссертаций,
кандидат технических наук, доцент



М. Е. Лустенков

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации определяется объективной потребностью в приводных системах, способных обеспечивать преобразование параметров вращательного движения с минимальными потерями энергии при требуемом качестве, включая плавное регулирование частоты вращения выходного вала. В технически развитых странах ведутся интенсивные работы по созданию плавнорегулируемых приводов различного назначения.

Известны конструкции выполненной по развернутой схеме плавнорегулируемой зубчатой передачи на базе составных полисекторных зубчатых колес (СПЗК), потенциально способные решить задачу плавного регулирования передаточного отношения в процессе работы передачи под нагрузкой. Однако они имеют недостатки, сдерживающие практическое применение: конструктивная сложность; значительные габариты, определяемые наличием двух составных зубчатых колес и охватывающего один из валов промежуточного зубчатого колеса; ограниченный диапазон регулирования передаточного отношения. Форма зубчатого колеса (составного полисекторного), обеспечивающая плавное регулирование передаточного отношения, предполагает, что его венец выполнен из набора зубчатых секторов, положение (вылет) которых относительно оси зубчатого колеса может изменяться.

Высокие технические характеристики современных редукторов, например, TwinSpin, достигаются в результате конструктивного преобразования циклоидальной передачи с применением принципа фрагментации, положенного в основу развернутой передачи с составными зубчатыми колесами. Эта передача в результате последовательного поэтапного конструктивного преобразования может быть представлена в виде двухколесной планетарной плавнорегулируемой эксцентриковой передачи $K-H-V$, в которой в форме составного полисекторного выполнено центральное зубчатое колесо.

Удачно сочетая в себе компактность и возможность регулирования передаточного отношения, планетарная плавнорегулируемая передача может послужить основой для создания принципиально новых приводов технологического оборудования и коробок передач для трансмиссий транспортных средств. При этом диапазон регулирования как приводов, так и коробок передач будет определяться параметрами составных центральных зубчатых колес. На основании изложенного представляется актуальным создание алгоритма определения этих параметров (алгоритма синтеза или анализа составного зубчатого колеса) по некоторым исходным данным, задаваемым желаемыми кинематическими характеристиками проектируемой плавнорегулируемой передачи.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами

Научные исследования по теме диссертации проводились в соответствии с заданием 1.11 «Обеспечение надежности и безопасности приводных механических систем на базе планетарных, в том числе плавнорегулируемых, передач зацеплением и трением путем создания оптимальных условий реализации их функциональных возможностей» (2011–2012) ГПНИ «Механика, техническая диагностика, металлургия», при выполнении которого использовались полученные с участием автора алгоритм определения масс и положения противовесов для балансировки сателлита в планетарной плавнорегулируемой передаче и технические решения по конструкции ее вспомогательных механизмов. Тематика исследований также связана с выполняемым в настоящее время заданием 1.25 «Совершенствование конструкции и обеспечение требуемого уровня эксплуатационных характеристик механических компонентов мотор–вариатор–редуктора для мехатронных, автоматических систем и трансмиссий» (2013–2015) той же программы, проведение работ по которому предполагает применение полученных при непосредственном участии автора решений задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи.

Цель и задачи исследования

Цель работы – повышение кинематической точности зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи путем определения величины и компенсации погрешности угла поворота сателлита, вызванной отклонением положения зубьев зубчатых секторов центрального зубчатого колеса от номинального.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать алгоритм синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи;
- получить аналитические зависимости для определения допустимых геометрических параметров передачи, обеспечивающих требуемый диапазон регулирования передаточного отношения;
- получить аналитические зависимости для определения погрешности угла поворота сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи и предложить конструктивные решения ее компенсации;
- определить массогеометрические параметры противовесов для балансировки сателлита;
- определить динамические характеристики передачи в форме аналитических зависимостей передаточной функции от угловой скорости вращения ведущего вала;
- определить нагруженность зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса;

– провести экспериментальные исследования планетарной плавнорегулируемой передачи.

Объектом исследования является планетарная плавнорегулируемая передача с составным полисекторным центральным зубчатым колесом, аналоги которой в технической литературе отсутствуют.

Предмет исследования – геометрические особенности зацепления зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса и обусловленная ими погрешность угла поворота сателлита.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

– методология решения задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи;

– аналитические зависимости между параметрами центрального зубчатого колеса и погрешностью угла поворота сателлита, позволяющие определить ее величину;

– рекомендации по определению эффективных режимов работы передачи;

– метод компенсации кинематической погрешности передачи введением в силовую кинематическую цепь упругостей и определение мест установки компенсаторов;

– методология балансировки деталей планетарной плавнорегулируемой передачи;

– конечно-элементная модель передачи, позволившая определить лимитирующие ее прочность элементы на различных режимах работы.

Личный вклад соискателя

Автором самостоятельно разработаны алгоритмы синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи, обеспечивающие проектирование передач с наименьшей кинематической погрешностью. Проведены исследования динамики передачи и несущей способности зубьев сателлита и центрального зубчатого колеса. Исследованы связи между геометрическими параметрами центрального зубчатого колеса и кинематической погрешностью передачи, сформулирован принцип балансировки деталей планетарной плавнорегулируемой передачи и разработан алгоритм определения масс и положения противовесов.

Апробация результатов диссертации

Основные научные положения и результаты проведенных исследований и экспериментов докладывались и обсуждались на научно-технических конференциях в г. Могилеве, в том числе на МНТК «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (2009, 2010, 2011); МНТК «Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы» (2011), а также на межкафедральном семинаре в Белорусско-Российском университете 6 апреля 2012 г.

Опубликованность результатов

По теме диссертации опубликованы 9 печатных работ, в том числе 3 статьи в научных изданиях, включенных в перечень научных изданий Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований (1,2 авторского листа), 6 тезисов докладов на республиканских и международных конференциях. Новизна технических решений подтверждена 1 патентом на полезную модель и 1 патентом на изобретение.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, библиографического списка (236 наименований, из них 12 – публикации соискателя). Полный объем диссертации составляет 188 страниц. Диссертация содержит 97 рисунков, 6 таблиц, 5 приложений, список использованных источников (22 страницы).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первая глава посвящена анализу литературных данных по становлению и развитию плавнорегулируемых передач вообще и зубчатых в частности.

Необходимость плавного регулирования скорости исполнительного органа технологических машин обуславливается не только увеличением их производительности и повышением качества выпускаемого продукта, но и в значительной мере их экономичностью, удобством управления, снижением динамических нагрузок, а также уменьшением материальных, трудовых и энергетических затрат. Такое регулирование наиболее рационально может быть достигнуто посредством механических плавнорегулируемых передач. Эти передачи позволяют с высокой точностью регулировать изменение передаточного отношения на ходу и под нагрузкой, отличаясь при этом простотой и высокой надёжностью при незначительных габаритах и массе, что в значительной мере упрощает их автоматическое управление. Решению актуальной проблемы плавного регулирования частоты вращения выходного вала передачи и посвящена работа. Нами предложена новая планетарная плавнорегулируемая передача, что, составляя предмет научной новизны, потребовало проведения сложных теоретических и экспериментальных исследований.

Как в развернутой, так и в планетарной плавнорегулируемой зубчатой передаче могут быть реализованы режимы редукации, мультипликации и единичного преобразования. Но в то время как в развернутой передаче диапазон регулирования достигает 6,25, а при использовании зубьев с увеличенной высотой головки может быть равен 8, в планетарной передаче он легко может быть доведен до 15. Нагрузочная способность обеих разновидностей зубчатой плавнорегулируемой передачи, как и классической нерегулируемой, будет опреде-

ляться размерами меньшего зубчатого колеса.

Возможная конструкция планетарной плавнорегулируемой передачи, в которой составным зубчатым колесом является сателлит, приведена на рисунке 1.

Конструкция передачи с еще более упрощенной силовой кинематической цепью представлена на рисунке 2.



Рисунок 1 – Модификация планетарной плавнорегулируемой передачи с сателлитом в виде СПЗК

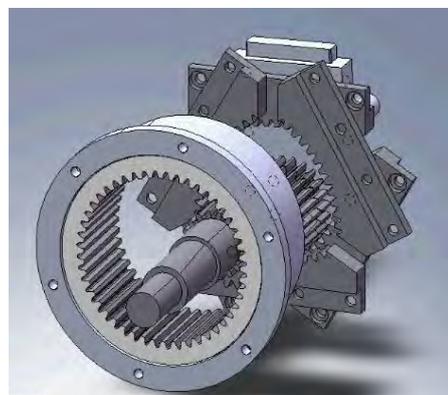


Рисунок 2 – Модификация планетарной плавнорегулируемой передачи с центральным зубчатым колесом в виде СПЗК

Передаточное отношение i_{h-sat}° двухколесной планетарной передачи при неподвижном центральном зубчатом колесе, ведущем водиле и ведомом сателлите определяется по формуле

$$i_{h-sat}^{\circ} = \frac{z_{sat}}{z_{\circ} - z_{sat}},$$

где z_{\circ} – условное число зубьев центрального зубчатого колеса;

z_{sat} – число зубьев сателлита.

В планетарной плавнорегулируемой передаче может быть реализован максимальный диапазон регулирования, причем, несмотря на то, что его величина в передаче 2-й модификации меньше, чем в передаче 1-й модификации, эта одноступенчатая (!) зубчатая передача способна заменить коробку передач в транспортном средстве. С учетом перспективности именно этой конструкции планетарной плавнорегулируемой передачи были спроектированы и подготовлены к стендовым испытаниям два ее макета.

Зубчатая плавнорегулируемая планетарная передача (рисунок 3) в общем случае включает вспомогательную планетарную передачу 1, обеспечивающую движение транспортного средства задним ходом, пуск двигателя и остановку автомобиля с работающим двигателем. Вращение вала этой передачи сообщается закрепленным на его конце направляющим и размещенному на них ползуну 2, совмещенному с кривошипом 3 и толкателем 4. При этом установленный на кривошипе 3 сателлит 5 обкатывается по центральному зубчатому колесу 6, совершая

вращение относительно собственной оси в направлении, противоположном направлению вращения кривошипа 3. Вращение сателлита 5 через механизм 7 съема вращательного движения сообщается выходному валу 8.

Во второй главе описаны алгоритмы решения основополагающих задач проектирования планетарных плавнорегулируемых передач – задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса, а также приведены результаты исследования полученных зависимостей.

Основой для изготовления секторов центрального зубчатого колеса является цельное зубчатое колесо с числом зубьев, равным условному числу зубьев составного колеса при максимальном вылете секторов относительно оси передачи. Это означает, что основные параметры планетарной плавнорегулируемой передачи могут быть определены в результате решения задач синтеза и анализа ее составного центрального зубчатого колеса. Задачей синтеза такого колеса является определение его максимального числа зубьев Z_{\max} при заданном минимальном числе зубьев Z_{\min} , модуле зацепления m , значении коэффициента перекрытия секторов составного центрального зубчатого колеса ϵ_s и числе секторов i_s в двух силовых потоках.

В результате решения задачи синтеза определены длина делительной окружности составного центрального зубчатого колеса

$$L_{\max} = \pi \cdot m \cdot Z_{\max},$$

длина делительной дуги сектора

$$L_s = \frac{L_{\max} \cdot \epsilon_s}{i_s}$$

и число его зубьев

$$Z_s = \frac{L_s}{\pi \cdot m}.$$

Результаты исследования зависимостей, полученных для синтеза центрального зубчатого колеса, отражающие характер взаимосвязей параметров планетарной плавнорегулируемой передачи, представлены в виде графиков,

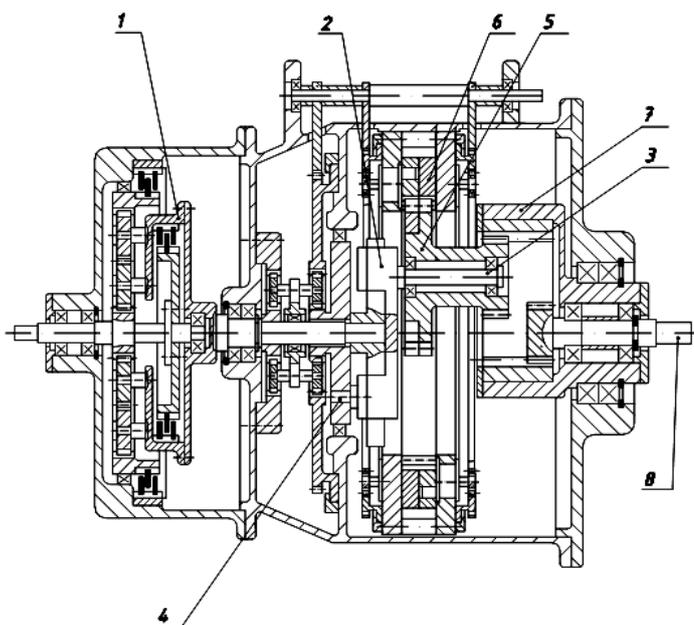


Рисунок 3 – Плавнорегулируемая планетарная передача

облегчающих проектирование этих передач.

Задачей анализа составного зубчатого колеса является определение при заданных m , z_{\max} , i_s , ε_s минимально возможного его числа зубьев z_{\min} .

Определено максимально возможное число зубьев составного центрального колеса, или максимальное число зубьев заготовки для изготовления зубчатых секторов.

При принятых значениях числа зубьев сателлита z_{sat} , минимального z_{\min} и максимального z_{\max} чисел зубьев составного центрального колеса и модуля зацепления m можно определить минимальное i_{\min} и максимальное i_{\max} передаточные отношения передачи:

$$i_{\max} = \frac{z_{\text{sat}}}{z_{\min} - z_{\text{sat}}}; \quad i_{\min} = \frac{z_{\text{sat}}}{z_{\max} - z_{\text{sat}}},$$

а также важнейшую кинематическую характеристику любой плавнорегулируемой передачи – диапазон регулирования.

Кроме того, рассчитана величина радиального перемещения секторов составного центрального зубчатого колеса при изменении передаточного отношения от i_{\min} до i_{\max} :

$$H = \frac{m(z_{\max} - z_{\min})}{2}.$$

Кинематика планетарной плавнорегулируемой передачи без применения компенсаторов не сможет в полной мере обеспечивать ее функциональное назначение. Максимальная угловая погрешность положения зуба сектора относительно соответствующего зуба условного зубчатого колеса, обуславливающая величину погрешности угла поворота сателлита, определяется зависимостью

$$\Delta = \left(\frac{2\pi}{z_{\text{pref}}} - \frac{2\pi}{z_{\text{cond}}} \right) \cdot \frac{z_{\text{cond}}}{6},$$

где z_{pref} – число зубьев заготовки для изготовления секторов центрального зубчатого колеса;

z_{cond} – текущее значение числа зубьев условного центрального зубчатого колеса.

Однако в полной мере погрешность угла поворота сателлита будет проявляться при пересопряжении зубчатых секторов. Ее можно определить с помощью схемы передачи (рисунок 4).

Проекция условной границы между зонами зацепления двух зубчатых секторов на плоскость, перпендикулярную осям ведущего и ведомого валов, расположена под углом 60° к горизонтальной оси передачи. Угол поворота водила

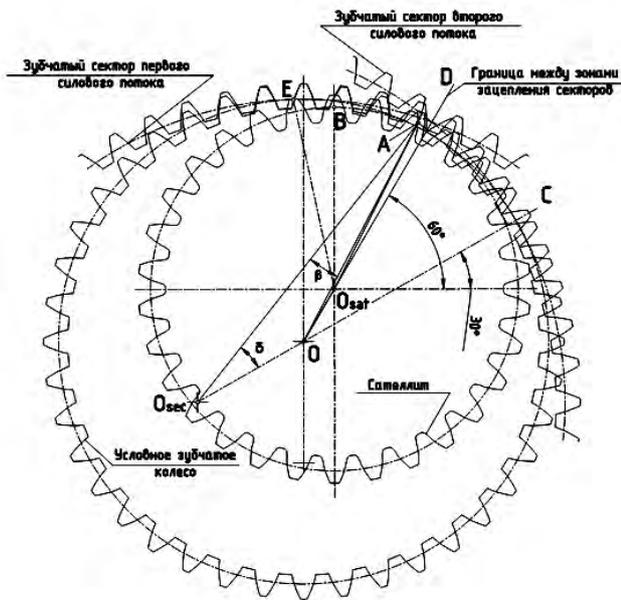


Рисунок 4 – Схема определения погрешности угла поворота сателлита при пересопряжении зубчатых секторов различных силовых потоков

зубчатого колеса, меньших значения для колеса-заготовки, создаются объективные предпосылки для возникновения погрешности угла поворота сателлита. Используя разработанный алгоритм, можно определить теоретическую (номинальную) величину этой погрешности для случая, когда зубчатый венец второго силового потока сателлита взаимодействует с зубчатым сектором второго силового потока центрального колеса (см. рисунок 4). Для заданных условий она составляет $1,169^\circ$.

Изложенное свидетельствует о необходимости использования в передаче дополнительного компенсатора вышеописанных элементов погрешности угла поворота сателлита. Наличие такого компенсатора с учетом приобретаемых передач уникальных свойств представляется оправданным. Дополнительный компенсатор должен представлять собой элемент для упругой связи и, очевидно, осуществлять ее между несмещаемым и дополнительным (составной частью механизма съема вращения) зубчатыми венцами сателлита.

Для оценки погрешности угла поворота сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи и возможности ее компенсации с использованием упругих элементов в пакете MD.ADAMS была разработана компьютерная модель передачи. В модели были учтены массово-инерционные характеристики элементов передачи, полученные по трехмерным моделям, созданным в CAD-системе, а также упругодиссипативные связи между ними.

по часовой стрелке равен 30° , т. е. проекции осей валов и сателлита расположены на проекции границы между зонам зацепления. При принятых значениях чисел зубьев зубчатых колес номинальное значение передаточного отношения при передаче вращения от ведущего вала к сателлиту при неподвижном центральном колесе определяется как

$$i_{h-sat}^{\ddot{o}} = -\frac{z_{sat}}{(z_{\ddot{o}} - z_{sat})} = -\frac{30}{40 - 30} = 3,$$

а номинальный угол поворота сателлита вокруг своей оси против часовой стрелки составит $30^\circ/3 = 10^\circ$.

В зоне пересопряжения секторов из-за жесткой конструкции при значениях диаметра условной начальной окружности центрального

С помощью вычислительных экспериментов, фактором варьирования в которых являлся коэффициент жесткости упругих компенсаторов, подобрана величина коэффициента, обеспечивающая уменьшение как экстремальных значений погрешности угла поворота сателлита, так и ее разброса σ . Численная оценка среднеквадратичного отклонения σ погрешности при работе передачи с нецелым числом зубьев условного центрального колеса показала следующее: без упругих компенсаторов $\sigma = 0,15$ град, с упругими компенсаторами $\sigma = 0,12$ град. Снижение разброса составило 20 %. Таким образом, теоретически доказана возможность снижения (компенсации) угловой погрешности плавнорегулируемой планетарной передачи при введении и подборе параметров упругих компенсаторов.



Рисунок 5 – Планетарная плавнорегулируемая передача на стенде

В третьей главе представлены результаты эксперимента, полученные с помощью лабораторного оборудования, представленного на рисунке 5. В качестве объектов испытаний выбраны две модели планетарной плавнорегулируемой передачи.

Предварительно для модели № 1 определены суммарная средняя кинематическая погрешность трех зубчатых зацеплений (160,35 угл. мин) и суммарная максимальная кинематическая погрешность трех зацеплений (250,44 угл. мин), вызванные неточностью изготовления, и фиксируемая датчиком угловых положений испытательного стенда погрешность. Режимы испытаний и параметры модели № 1:

- число зубьев сателлита $z_{sat} = 40$;
- диапазон изменения числа зубьев условного центрального колеса $z_{cond} = 46 \dots 86$;
- число зубчатых секторов $i_s = 6$;
- частота вращения ведущего вала $n = 300 \text{ мин}^{-1}$.

На рисунке 6 в качестве примера приведен график погрешности угла поворота выходного вала (сателлита) модели № 1 планетарной плавнорегулируемой передачи при близком к минимальному вылете секторов.

Анализ графиков погрешности угла поворота выходного вала в целом подтверждает результаты теоретических исследований. Данными для анализа графиков погрешности угла поворота выходного вала являются положение полиномиальной линии тренда (среднее расстояние от оси абсцисс y) и размах колебаний погрешности y_{max} в условных единицах. Наихудшие условия для работы зубьев складываются при среднем вылете секторов центрального зубчатого колеса ($y = 17$; $y_{max} = 37$ (399,6 угл. мин)). С учетом кинематической погрешности $\Delta\varphi_{max\Sigma}^{(3)}$, вызванной неточностями изготовления и сборки, экспериментально определенная величина погрешности угла поворота сателлита, обусловленной

особенностями конструкции, приблизительно в 2 раза превышает полученные ранее теоретические оценки. Это может быть объяснено в первую очередь отсутствием проработанной системы компенсации кинематических флуктуаций, что выходит за рамки данной работы.

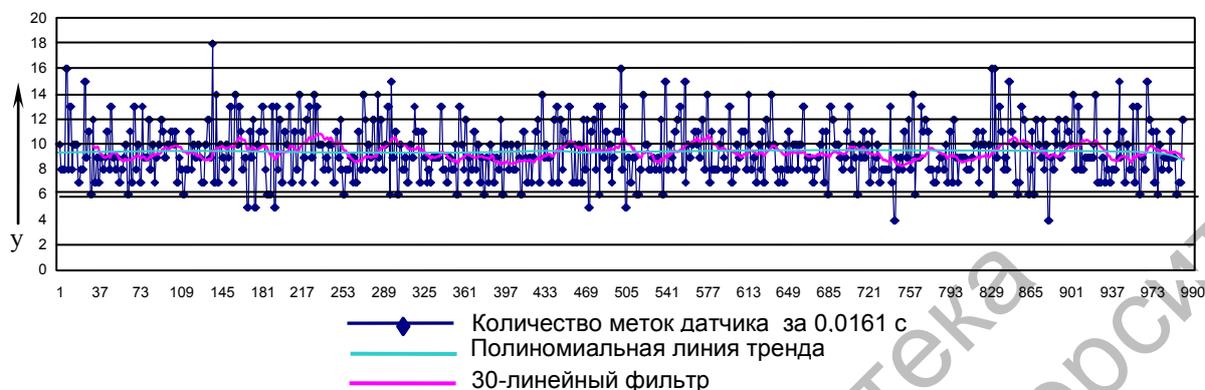


Рисунок 6 – График погрешности угла поворота выходного вала модели № 1 планетарной плавнорегулируемой передачи

Условия пересопряжения зубьев при переходе от одного силового потока к другому значительно лучше при минимальном вылете секторов ($y = 9,5$; $y_{\max} = 13,5$ (145,8 угл. мин)), и так же, как и при максимальном вылете секторов ($y = 3,8$; $y_{\max} = 12$ (129,6 угл. мин)), погрешность угла поворота сателлита $\Delta\varphi_{m\Sigma}^{(3)}$ определяется только точностью изготовления и сборки передачи. Линия тренда с 30-линейным фильтром отражает с некоторыми флуктуациями, зависящими от точности изготовления, взаимодействие сателлита с шестью секторами центрального зубчатого колеса.

Для оценки частотного спектра колебаний при работе планетарной плавнорегулируемой передачи был выполнен спектральный анализ для случаев минимального и максимального вылетов сателлита (рисунок 7).

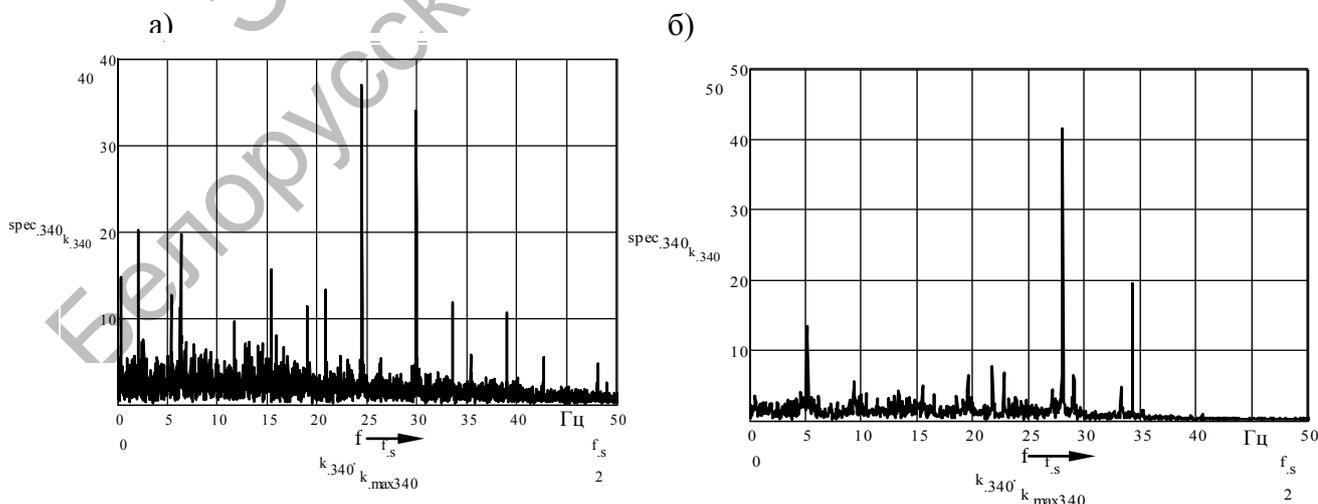


Рисунок 7 – Графики спектральной плотности колебаний

Электронная библиотека
Белорусско-Российского университета

Качественный анализ графиков (см. рисунок 7, а) показывает, что при минимальном вылете сателлита график спектральной плотности частот колебаний сателлита является более насыщенным. Это можно объяснить большим числом параметров передачи, обуславливающих возникновение неравномерности.

Таким образом, можно утверждать, что передача с минимальным вылетом сателлита по условиям плавности и погрешности передаточного отношения уступает передаче с максимальным вылетом сателлита.

При проведении количественного анализа спектра частот и их привязке к элементам передачи частоты можно разделить на зависящие и не зависящие от вылета сателлита. Очевидно, что первая группа частот проявляется перманентно во всех случаях, вторая – специфично для каждого передаточного отношения.

Первой характерной частотой является $f_1 \approx 5$ Гц. Она обусловлена частотой вращения ведущего вала и связана с разбалансировкой передачи, а также усилена возмущением одного из мест перекрытий зубчатых секторов. Раздвоение этой частоты в случае минимального вылета сателлита (см. рисунок 7, б) можно объяснить конструкцией сателлита, а именно его двухпоточностью. Частота $f_1 \approx 5$ Гц является опорной для возникновения ряда кратных частот, связанных количеством секторов, т. е. ряд частот будет выглядеть следующим образом: 5; 10; 15; 20; 25 и 30 Гц. Это подтверждается частотными спектрами при минимальном и максимальном вылетах сателлита. Для минимального вылета секторов при $z_{\text{cond}} = 25$ сильно проявляются колебания с зубцовой частотой условного центрального колеса $f_2 \approx 25$ Гц, которые складываются с колебаниями, возникающими при прохождении мест перекрытий секторов. Частота $f_3 \approx 20$ Гц (см. рисунок 7) обусловлена в обоих случаях зубцовой частотой сателлита $z_{\text{sat}} = 40$. Следует отметить разницу в мощности частот, кратных 5, при минимальном и максимальном вылетах сателлита, которую можно объяснить коэффициентом перекрытия секторов ϵ_s . При $\epsilon_s = 1$ (соответствует максимальному числу зубьев условного центрального колеса) влияние мест перекрытия секторов значительно меньше, чем в любом другом случае.

В качестве модели № 2 использовалась передача со следующими параметрами:

- число зубьев сателлита $z_{\text{sat}} = 20$;
- диапазон изменения числа зубьев условного центрального колеса $z_{\text{cond}} = 24 \dots 54$;
- число зубчатых секторов $i_s = 6$.

В модели № 2 для съема вращения с сателлита использована карданная передача с двумя шарнирами Гука. Такая конструкция механизма съема вращения с сателлита обеспечивает связанную с неточностью изготовления и сборки передачи максимальную $\Delta\varphi_{\text{max}\Sigma}^{(3)} = 285,34$ угл. мин и среднюю $\Delta\varphi_{\text{max}\Sigma}^{(3)} = 165,27$ угл. мин кинематические погрешности.

Если для модели № 1 балансировка спутника выполнялась перед каждым испытанием передачи, то в данном случае спутник был сбалансирован перед проведением всех экспериментов.

Один из графиков погрешности угла выходного вала этой передачи приведен на рисунке 8.

Анализ исследуемых процессов по ранее выбранным критериям (среднее расстояние от оси абсцисс y и размах колебаний погрешности y_{max}) показывает, что при прочих равных условиях с увеличением частоты вращения входного вала значения y и y_{max} растут. Наихудшие результаты по y_{max} получены при произвольном положении секторов, по y – при максимальной частоте вращения ведущего вала и вылете спутника.

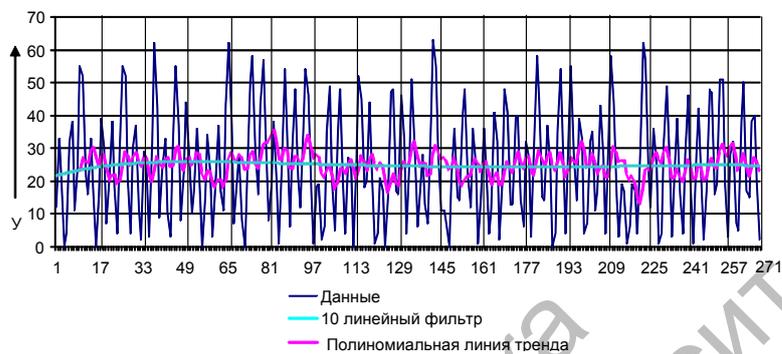


Рисунок 8 – График погрешности угла поворота выходного вала модели № 2 планетарной плавнорегулируемой передачи

На рисунке 9 представлены графики спектральной плотности частот колебаний спутника модели № 2.

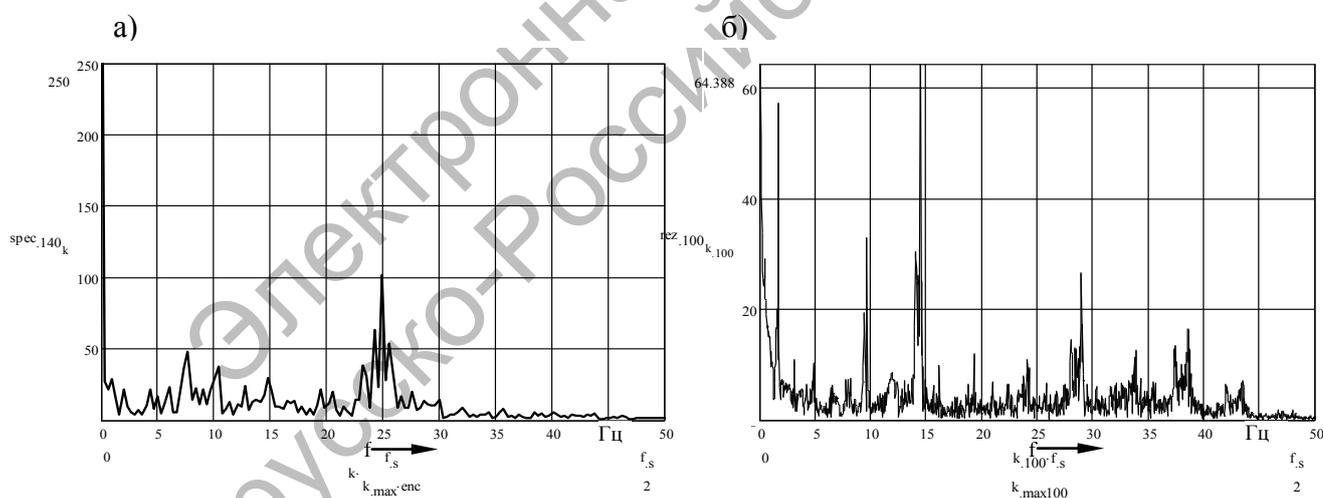


Рисунок 9 – Графики спектральной плотности колебаний спутника модели № 2

При анализе частотного спектра для модели № 2 с $z_{sat} = 20$, $z_{cond} = 30$, $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ (см. рисунок 9, а) выделены следующие частоты:

1,67 Гц – определяется частотой вращения ведущего вала;

5; 6,68; 8,35; 10 Гц – определяется частотами, кратными частоте вращения ведущего вала и обусловленными местами перекрытия зубчатых секторов;

14,5 Гц – определяется наложением секторных частот различных силовых потоков;

19,5 Гц – соответствует зубцовой частоте спутника;

29 Гц – соответствует зубцовой частоте условного центрального колеса.

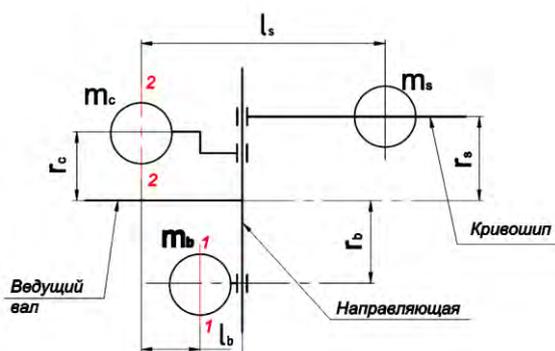
Передача с $z_{sat} = 20$, $z_{cond} = 54$, $n = 450 \text{ мин}^{-1}$ (см. рисунок 9, б) имеет следующие характерные частоты:

7,5 Гц – определяется частотой вращения ведущего вала;

19...21 Гц – соответствует зубцовой частоте спутника;

15 и 25 Гц – определяется частотами, кратными частоте вращения ведущего вала и обусловленными местами перекрытия зубчатых секторов.

В четвертой главе приведены решения задач, обеспечивающих реализацию кинематических характеристик передачи, а именно задач балансировки спутника, анализа динамики и обеспечения несущей способности передачи.



m_s , m_b , m_c – массы спутника, основного и вспомогательного противовесов соответственно; 1-1 и 2-2 – плоскости коррекции

Рисунок 10 – Расчетная схема балансировки спутника планетарной плавнорегулируемой передачи

полной балансировки элементов передачи.

В результате частотного анализа передачи найден квадрат модуля передаточной функции по координате $\bar{\varphi}$ (угол поворота водила):

$$|W_{\varphi}|^2 = \left| \left(\frac{\gamma_1 \cdot \beta_1 - \beta_1 \cdot \beta_2}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \right)^2 + \left(\frac{\gamma_2 \cdot \beta_1 - \gamma_1 \cdot \beta_2}{\beta_1^2 - \beta_2^2} \right)^2 \right|.$$

Построен график зависимости $|W_{\varphi}|^2$ от ω (рисунок 11). Кроме того, найден квадрат модуля передаточной функции по координате $\varphi_{н0}$ (угол поворота соб-

ственного вращения спутника):

$$|W_{\dot{n}0}|^2 = \left| \left(\frac{\delta_1 \cdot \mu_1 - \delta_2 \cdot \mu_2}{\mu_1^2 - \mu_2^2} \right)^2 + \left(\frac{\delta_1 \cdot \mu_2 + \delta_2 \cdot \mu_1}{\mu_1^2 - \mu_2^2} \right)^2 \right|.$$

Построен график зависимости $|W_{\dot{n}0}|^2$ от частоты ω (рисунок 12).

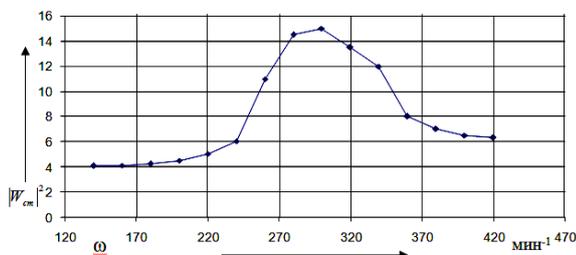


Рисунок 11 – График зависимости $|W_{\phi}|^2$ от частоты ω

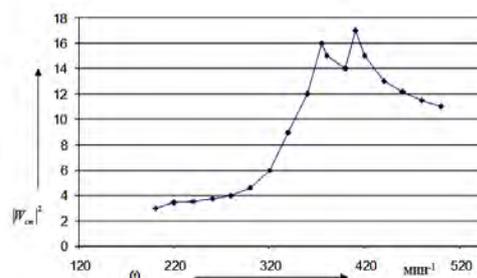


Рисунок 12 – График зависимости $|W_{\dot{n}0}|^2$ от частоты ω

Для анализа несущей способности планетарной плавнорегулируемой передачи:

- создана трехмерная геометрическая модель передачи;
- разработана и реализована конечно-элементная модель передачи.

Для передачи с параметрами спутника и центрального зубчатого колеса: модуль зацепления $m = 3$ мм; число зубьев спутника $z_{\text{sat}} = 24$; ширина зуба зубчатого венца 1-го силового потока спутника $b_{\text{sat1}} = 22$ мм; ширина зуба 2-го силового потока спутника $b_{\text{sat2}} = 25$ мм; ширина зубьев секторов центрального зубчатого колеса $b_{\text{cond}} = 20$ мм – получены результаты реализации конечно-элементной модели, позволяющие сделать следующие выводы:

1) при вылете составного спутника, близком к минимальному ($z_{\text{cond}} = 30$), лимитирующими несущую способность являются контактные напряжения при зацеплении зубчатого венца 1-го силового потока спутника; величина максимального крутящего момента при этом составляет 88 % от расчетного, т. е. $175 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

2) при максимальном вылете составного спутника ($z_{\text{cond}} = 60$) лимитирующими несущую способность являются изгибные напряжения в основании зуба зубчатого венца 2-го силового потока спутника; величина максимального крутящего момента при этом составляет 84 % от расчетного, т. е. $840 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результаты работы в заключении НПК «Наука» (г. Могилев) признаны решающими в создании передаточных механизмов с плавнорегулируемым передаточным отношением, в заключении ОАО «Могилевский завод «Строммашина» рекомендовано продолжить исследования в выбранном направлении и довести разработку до промышленного использования. Кроме того, в результатах работы заинтересована компания «Азар Индастриас» (Azar Industries Ltd), Израиль.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

1. Определены рациональные параметры планетарной плавнорегулируемой передачи, реализующей режимы единичного преобразования, редукции и мультипликации, обеспечивающей недостижимый в вариаторах других типов диапазон регулирования передаточного отношения до 40, обладающей предельной конструктивной простотой силовой кинематической цепи и имеющей преимущества перед аналогами по массе и габаритным размерам [1].

2. Установлено, что погрешность угла поворота выходного вала планетарной плавнорегулируемой передачи определяется неточностью изготовления (до 250 угл. мин) и отклонением зубьев секторов центрального зубчатого колеса от номинального положения (до 70 угл. мин) при условном числе зубьев последнего, меньшем числа зубьев колеса-заготовки для изготовления секторов, и величина отклонения зубьев секторов центрального зубчатого колеса от номинального положения обусловлена только его геометрическими параметрами [3, 6, 7].

3. Установлено, что в интервале изменения текущего числа зубьев центрального зубчатого колеса $z_{\text{cond}} = 55 \dots 65$ кинематическая погрешность «идеальной» планетарной плавнорегулируемой передачи, связанная с неточностью изготовления, составляет 12 угл. мин, кинематическая погрешность, связанная с особенностями конструкции передачи, – 20 угл. мин. Последняя составляющая кинематической погрешности уменьшена в результате введения в силовую кинематическую цепь упругости $c = 360 \text{ Н} \cdot \text{м/град}$. Среднеквадратичное отклонение погрешности угла поворота выходного вала передачи при этом уменьшено на 20 % [3].

4. Доказано, что возможно уравнивание переменного дисбаланса сателлита с помощью основного и дополнительного противовесов, плоскости коррекции которых расположены по одну сторону от средней плоскости вращения сателлита. Разработанный алгоритм и методика балансировки позволяют, варьируя осевыми привязками противовесов, радиусами траекторий движения центров масс противовесов и сателлита, а также законом изменения приращений радиусов центров масс, уменьшить массу основного и дополнительного противовесов в 2 раза [2, 8, 10].

5. Установлено, что при выбеге передачи логарифмический декремент затухания колебаний выходного вала равен 11,04. Тангенциальная жесткость передачи с карданным механизмом съема вращения с сателлита составила 2985 Н·м/град, при этом нерезонансный интервал частот вращения ведущего вала передачи – 0...2860 об/мин.

6. На основании анализа конечно-элементной модели зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи для варианта преобразования потока мощности зубчатыми венцами 1-го и 2-го силовых потоков сателлита на максимальном ($z_{\text{cond}} = 60$) и близком к минимальному ($z_{\text{cond}} = 30$) вылетах установле-

но, что при вылете составного сателлита, близком к минимальному, лимитирующими несущую способность являются контактные напряжения при зацеплении зубчатого венца 1-го силового потока (величина максимального крутящего момента при этом составляет 175 Н·м), а при максимальном вылете – изгибные напряжения в основании зуба зубчатого венца 2-го силового потока (величина максимального крутящего момента при этом составляет 840 Н·м).

Рекомендации по практическому использованию результатов

1. Полученные технические решения могут быть использованы при разработке приводов с регулируемой в ручном режиме частотой вращения ведомого вала для технологического оборудования химической и легкой промышленности, а также промышленности строительных материалов.

2. Разработанные теоретические положения могут быть основой методик расчета и проектирования коробок скоростей транспортных средств.

3. Результаты исследований внедрены в осуществляемый кафедрой «Основы проектирования машин» Белорусско-Российского университета учебный процесс подготовки инженеров машиностроительных специальностей.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

В научных изданиях, рекомендованных ВАК:

1. **Даньков, А. М.** Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 2. – С. 38–42.

2. **Даньков, А. М.** Балансировка деталей планетарной плавнорегулируемой передачи / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2011. – № 2. – С. 3–8.

3. **Иоффе, А. З.** Конструктивные и кинематические особенности плавнорегулируемых зубчатых передач / А. З. Иоффе, А. М. Даньков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1. – С. 27–38.

Статьи и доклады в сборниках научных трудов и в материалах научно-технических конференций:

4. **Иоффе, А. З.** Механизм передачи вращения на выходной вал двухколесной планетарной плавнорегулируемой передачи / А. З. Иоффе, А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 137–138.

5. **Красовский, В. А.** Концепция конструкции механизма регулирования передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи / В. А. Красовский, М. М. Турандин, А. З. Иоффе // Материалы, оборудование и ресур-

сосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2009. – Ч. 1. – С. 141–142.

6. **Иоффе, А. З.** Планетарная плавнорегулируемая передача как альтернатива современным трансмиссиям транспортных средств / А. З. Иоффе, А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – Ч. 1. – С. 109–110.

7. **Иоффе, А. З.** Обоснование применения плавнорегулируемой зубчатой передачи в составе машинного агрегата / А. З. Иоффе, С. В. Степаненко, А. С. Александров // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2010. – Ч. 1. – С. 107–108.

8. **Иоффе, А. З.** Принципы полной балансировки планетарной плавнорегулируемой передачи / А. З. Иоффе, А. М. Даньков // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2011. – Ч. 1. – С. 118–119.

9. **Даньков, А. М.** Плавнорегулируемая планетарная зубчатая передача: насколько это актуально / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2011. – С. 35–36.

10. **Даньков, А. М.** Способы автоматического сохранения балансировки сателлита в планетарной плавнорегулируемой передаче / А. М. Даньков, А. З. Иоффе // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2012. – Ч. 1. – С. 80–81.

Патенты:

11. **Пат. 6012U (РБ), МПК F 16 H 9 / 02, F 16 H 7 / 02, F 16 H 55 / 36.** Плавнорегулируемая передача / Л. А. Борисенко, А. М. Даньков, А. З. Иоффе ; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № 20090669 ; заявл. 30.07.09 ; опубл. 28.02.10 // Афіцыйны бюл. / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2010.

12. **Пат. 15267 С1 (ВУ), МПК В 62 D 3/02, В 62 D 3/15.** Рулевой механизм транспортного средства (варианты) / А. М. Даньков, С. И. Родионова, А. З. Иоффе ; заявитель и патентообладатель Беларус.-Рос. ун-т. – № 20081411 ; заявл. 10.11.08 ; опубл. 30.06.10 // Афіцыйны бюл. / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. – 2010.

РЕЗЮМЕ

Иоффе Алла Зейликовна

Повышение кинематической точности зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи

Ключевые слова: планетарная плавнорегулируемая передача, синтез и анализ центрального зубчатого колеса, компенсация погрешности угла поворота сателлита, балансировка сателлита, анализ несущей способности.

Цель работы: повышение кинематической точности зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи путем определения величины и компенсации погрешности угла поворота сателлита.

Методы исследования: расчетно-экспериментальные, основанные на современных методиках исследования эксплуатационных характеристик механических передач с использованием ЭВМ.

Аппаратура: исследования проводились в научно-исследовательской лаборатории кафедры ОПМ. При проведении исследований использовались датчик углового положения ВЕ178АБ, динамометр ДПУ-0,5-2, порошковый тормоз ПТ-6,4.

Полученные результаты и их новизна. Разработаны алгоритмы решения задач синтеза и анализа центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи.

Установлены связи между параметрами центрального зубчатого колеса и кинематической погрешностью передачи, позволяющие определить ее величину.

Установлена целесообразность компенсации кинематической погрешности передачи введением в силовую кинематическую цепь упругостей и определены места установки компенсаторов.

Разработаны алгоритм и методика балансировки деталей планетарной плавнорегулируемой передачи.

Определены резонансные частоты передачи, что позволяет обоснованно формировать эффективные режимы работы передачи.

Разработана конечно-элементная модель передачи, позволившая определить лимитирующие ее прочность элементы на различных режимах работы.

Степень использования. Результаты исследований одобрены научно-техническим кооперативом «Наука» и ОАО «Могилевский завод «Строммашина» и рекомендованы для использования в дальнейшей работе.

Область применения: приводы технологического оборудования и трансмиссии транспортных средств.

РЭЗЮМЕ
Йофэ Ала Зэйлікаўна

**Павышэнне кінематычнай дакладнасці зубчастай планетарнай
плаўнарэгулюемай перадачы**

Ключавыя словы: планетарная плаўнарэгулюемая перадача, сінтэз і аналіз цэнтральнага зубчастага кола, кампенсацыя хібнасці вугла павароту сатэліта, балансіроўка сатэліта, аналіз нясучай здольнасці.

Мэта работы: павышэнне кінематычнай дакладнасці зубчастай планетарнай плаўнарэгулюемай перадачы шляхам вызначэння велічыні і кампенсацыі хібнасці вугла павароту сатэліта.

Метады даследавання: разлікова-эксперыментальныя, заснаваныя на сучасных метадыках даследавання эксплуатацыйных характарыстык механічных перадач з выкарыстаннем ЭВМ.

Апаратура: даследаванні праводзіліся ў навукова-даследчай лабараторыі кафедры АПМ. Пры правядзенні даследаванняў выкарыстоўваліся датчык вуглавога становішча ВЕ178АБ, дынамаметр ДПУ-0,5-2, парашковы тормаз ПТ-6,4.

Атрыманыя вынікі і іх навізна. Распрацаваны алгарытмы рашэння задач сінтэзу і аналізу цэнтральнага зубчастага кола планетарнай плаўнарэгулюемай перадачы.

Устаноўлены сувязі паміж параметрамі цэнтральнага зубчастага кола і кінематычнай хібнасцю перадачы, якія дазваляюць вызначыць яе велічыню.

Устаноўлены мэтазгоднасць кампенсацыі кінематычнай хібнасці перадачы ўвядзеннем у сілавы кінематычны ланцуг пругкасцяў і вызначаны месцы ўстаноўкі кампенсатараў.

Распрацаваны алгарытм і метадыка балансіроўкі дэталеў планетарнай плаўнарэгулюемай перадачы.

Вызначаны рэзанансныя частоты перадачы, што дазваляе абгрунтавана фарміраваць эфектыўныя рэжымы работы перадачы.

Распрацавана канечна-элементная мадэль перадачы, якая дазваляе вызначыць лімітуючыя яе трываласць элементы на розных рэжымах работы.

Ступень выкарыстання. Вынікі даследаванняў адобраны навукова-тэхнічным кааператывам «Навука» і ААТ «Магілёўскі завод «Строммашына»» і рэкамендаваны для выкарыстання ў далейшай рабоце.

Сфера прымянення: прывады тэхналагічнага абсталявання і трансмісіі транспартных сродкаў.

SUMMARY

Ioffe Alla Zeilikovna

Heightening of kinematic precision of planetary continuously adjustable gear train

Key words: planetary continuously adjustable gear train, synthesis and analysis of the central tooth gear, an error compensation of an angle of rotation of the satellite, planetary pinion balancing, analysis of bearing capacity.

Objective: heightening of kinematic precision of toothed planetary continuously adjustable gear train by determination of size and compensation of an error of an angle of rotation of the satellite.

Methods of research: calculation and experiment methods based on modern computer-based methods of study of mechanical transmission performance characteristics.

Equipment: the research was conducted in the research laboratory of the department «Basics of Machinery Design». The devices used in the research: the angular position sensor BE178AB, the dynamometer ДИУ-0.5-2, the powder brake ПТ-6.4.

The results obtained and their novelty. Algorithm for the problems of synthesis and analysis of the sun gear of the continuously variable planetary gear were developed.

The relationship between the sun gear parameters and the kinematic error of the gear was established, which is used to determine the error value.

Appropriateness of compensation of kinematic error of the gear by inserting elastic elements into power transmission route was established, and points for compensators positioning were identified.

The algorithm and methods for balancing the continuously variable planetary gear elements were developed.

Gear resonant frequencies were determined, which allows the gear effective operating modes to be reasonably formed.

The finite-element model of the gear was developed, which enabled identifying the gear strength limiting elements in different operating modes.

Extent of application. The results of the research are approved and recommended for further use by the scientific and technical cooperative «Nauka» and JSC «Mogilev «Strommashina» plant».

Scope: manufacturing machinery drives and vehicle transmissions.

ИОФФЕ
Алла Зейликовна

**ПОВЫШЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТОЙ
ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов
и детали машин»

Подписано в печать 22.05.2013. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 1,4. Уч.-изд. л. 1,5. Тираж 115 экз. Заказ № 358.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.