1560704

На правах рукописи

УДК 62-19:531.15

ШТРИПЛИНГ Лев Оттович

РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ РАБОТЫ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ НА ИХ ОСНОВЕ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Специальность 05.02.02 - Машиноведение и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Ш.Л.

Москва - 1998

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э.Баумана

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор ПОПОВ П.К.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ВУЛГАКОВ Э.Б.

доктор технических наук, профессор КРАХИН О.И.

доктор технических наук, профессор ГУСЬКОВ А.М.

Ведущее предприятие: НПО им.Лавочкина

Защита состоится "12" ноября 1998 г. на заседании диссертационного совета Д 053.15.06 при МГТУ им. Н.Э. Баумана по [illegible] Бауманская, д.5

[illegible] в библиотеке МГТУ им.

[illegible]ября 1998 г.

1560704

РОМАШКО А.М.

п.л. Тир. 100 экз. Заказ 154
Н.Э.Баумана

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Представленная работа посвящена разработке обобщенных методов расчета стационарной динамико-кинематической погрешности и ее спектральных составляющих для наиболее распространенных и перспективных типов зубчатых передач: цилиндрических, конических, червячных, планетарных и волновых в реальных условиях эксплуатации и созданию на их основе нормативной документации на методы расчета эксплуатационных показателей точности.

Актуальность работы определяется тем, что существующий комплекс нормативной документации по точности зубчатых колес и зубчатых передач был разработан в 40-х годах и на сегодняшний день требует пересмотра. Создание новой нормативной документации позволит расчетными методами повысить точностные характеристики и, следовательно, конкурентоспособность отечественных зубчатых передач.

Кроме того, актуальность работы связана с обязательной в настоящее время сертификацией зубчатых редукторов общемашиностроительного применения (ОМП), осуществить которую на старой нормативной базе невозможно.

Цель работы. Дать научное обоснование концепции расчетного определения показателей точности работы зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации.

Методы исследования. В работе использовались методы теории колебаний, методы математического моделирования, метод Рунге-Кутта, метод спектрального анализа, экспериментальные методы кинематометрирования.

Достоверность результатов. Достоверность полученных в работе результатов обусловлена корректным использованием фундаментальных положений математики и механики, подтверждена хорошим совпадением результатов численных расчетов стационарной динамико-кинематической погрешности различных типов зубчатых передач и приводов на их основе с экспериментальными данными и результатами эксплуатации.

Научная новизна. Научная новизна работы заключается в построении математических моделей, где на основе учета упруго-диссипативных характеристик передачи и привода в целом, а также кинематического и параметрического возбуждения колебаний, разработаны методики расчета стационарной динамико-кинематической погрешности и ее спектральных составляющих для различных типов зубчатых передач в реальных условиях эксплуатации.

1560704

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1560704
Штриплинг Л.О. Расчет точн

МГТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

Здесь под реальными условиями эксплуатации будем понимать установленные техническим заданием постоянные частота вращения или поворота инерционного рабочего органа и передаваемый крутящий момент.

Определяемая в этих условиях расчетным путем стационарная динамико-кинематическая погрешность включает в себя традиционно рассчитываемую кинематическую погрешность передачи как частный случай.

Практическая ценность работы. Практическая ценность работы заключается в том, что на основе проведенных исследований представлена концепция создания комплекса нормативной документации по точности зубчатых передач и в рамках этой концепции разработаны проекты 1-х редакций ГОСТ Р по расчету точности основных типов зубчатых передач общемашиностроительного применения и приводов на их основе.

Результаты работы использованы на практике при проведении сертификации точностных параметров редукторов отечественного и зарубежного производства в испытательном центре "Детали машин МГТУ им. Н.Э.Баумана по сертификационным испытаниям редукторов ОМП".

Отдельные положения диссертации легли в основу руководящего документа отрасли РД 92-0315-92 "Расчет динамической кинематической погрешности зубчатых волновых высокомоментных передач повышенной точности". Руководящий документ утвержден приказом Министерства N 142 и разослан для практического использования более чем 100 предприятиям страны.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на всесоюзных и республиканских конференциях: "Расчет и конструирование ВЗП", г.Свердловск, 1986 г.; "Вибрация и вибродиагностика. Проблемы стандартизации", г.Горький, 1988 г.; "Автоматизация и механизация в машиностроении", г.Кемерово, 1989 г.; на международных конференциях: "Динамика систем, механизмов и машин", г.Омск, 1995 и 1997 гг.; "Проблемы обеспечения надежности и качества зубчатых передач", г.С.-Петербург, 1996 г.; "Точность технологических и транспортных систем", г.Пенза, 1998 г.; на кафедре "Детали машин" МГТУ им.Н.Э.Баумана в 1987 и 1998 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликована 31 печатная работа, получено 4 авторских свидетельства на изобретения, выпущен руководящий документ отрасли.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 7 глав, выводов, списка литературы из 182 наименований и изложена на 241 странице машинописного текста с 65 рисунками и 20 таблицами.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая характеристика работы и отмечена ее актуальность.

В первой главе на основе анализа опубликованных работ выявлено состояние проблемы расчета показателей точности различных типов зубчатых передач и приводов на их основе в реальных условиях эксплуатации.

В 1930 - 40 г.г. под руководством Н.А.Калашникова и Б.А.Тайца в ЦКБР была проведена большая работа по установлению закономерностей изменения погрешностей зубчатых колес в зависимости от модуля, диаметра, ширины колеса для разных методов обработки и типов станков. Эта работа послужила основой стандарта "Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски". ГОСТ 1643-42. С тех пор стандарт несколько раз пересматривался (56г., 72г., 81г.), а его положения были распространены на передачи, состоящие из мелкомодульных зубчатых колес ГОСТ 9178-81 и зубчатые передачи других типов - конические и червячные: ГОСТ 1758-81, 9368-81, 3675-81, 9774-81.

Расчет точности цепей, состоящих из цилиндрических, конических и червячных передач, регламентирован ГОСТ 21098-82.

Основным параметром, определяющим точность работы зубчатых передач, является кинематическая погрешность (КП), которая характеризует отклонение положения выходного звена передачи от номинального. В существующей постановке КП передачи является аттестационной величиной качества ее изготовления и сборки, но служить для оценки точности работы зубчатой передачи при эксплуатации ее в реальных условиях она не может. Это связано с тем, что на точность работы зубчатой передачи значительное влияние оказывают динамические явления, проявляющиеся в виде упругих крутильно-поперечных колебаний колес из-за ударных процессов, возникающих при перезацеплении зубьев, и параметрических колебаний, обусловленных периодическим изменением жесткости зубчатого зацепления и подшипниковых опор. Зубчатое зацепление траноформирует дополнительные поперечные колебания зубчатых колес в крутильные колебания выходного звена передачи, изменяя при этом, и порой весьма значительно, амплитуду погрешности положения выходного звена передачи.

Для характеристики точности работы зубчатой передачи в реальных условиях, т.е. с учетом динамических явлений, происходящих в передаче, при равномерном вращении приводного устройства введен

термин стационарная динамико-кинематическая погрешность (СДКП).

Для определения СДКП необходим динамический анализ взаимодействия звеньев передачи с учетом инерционных и упруго-диссипативных свойств зубчатых колес и отдельных элементов передачи.

Изучению динамических процессов в цилиндрических зубчатых передачах посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых: Э. Л. Айрапетова, Е. М. Абрамова, В. В. Аугустайтиса, В. Л. Дорофеева, И. Д. Генкина, В. К. Гринкевича, Н. А. Ковалева, Г. Б. Кожевникова, Л. А. Кудрявцева, О. И. Косарева, А. И. Петрусевича, Азара Р., Бентона М., Кросли Ф., Сейрега А. и др.

Разработан ряд широко известных моделей, которые позволяют в той или иной мере оценивать вибровозбуждение в передаче.

Не рассматривая достоинства и недостатки отдельных моделей вибровозбуждения, отметим недостаточность этих исследований для определения СДКП. В частности, наиболее изученные высокочастотные, как упругие так и параметрические, колебания зубьев зубчатых колес, оказывающие определяющее влияние на динамические нагрузки на зуб, а также на шумовые и вибрационные характеристики всей передачи, вносят незначительный вклад в точностную характеристику.

Модели формирования погрешности зубчатой передачи, которые учитывают только кинематическое возмущение, также не позволяют объяснить результаты экспериментальных исследований.

В связи с этим, для решения задачи определения погрешности зубчатой передачи в реальных условиях эксплуатации, возникает необходимость в разработке обобщенных динамических моделей на основе полного учета всех источников вибровозбуждения.

В отличие от традиционных зубчатых передач: цилиндрических, червячных и конических на планетарные зубчатые передачи (ПП) нормативная документация по расчету точности отсутствует. Это связано, во-первых, с многообразием схем ПП, и, во-вторых, с рядом особенностей, отличающих ПП от обычных зубчатых, это: наличие подвижного водила, имеющего конечную точность изготовления и монтажа; существование зубчатых колес с подвижными геометрическими осями (сателлитов), находящихся к тому же в одновременном зацеплении как минимум с двумя другими зубчатыми колесами; многопоточность передачи.

Среди работ по точности ПП следует отметить работы Э. Л. Айрапетова, Э. Б. Вулгакова, И. Д. Генкина, Л. В. Гусаковой, Е. Г. Гинзбурга, К. Н. Кана, В. П. Короткова, О. И. Косарева, В. Н. Кудрявцева, И. С. Кузьмина, В. В. Лычагина, П. К. Попова, Л. Н. Решетова, В. Н. Ражикова, И. М. Си-

воконенко, Б. П. Тимофеева.

В большинстве работ основное внимание уделяется вопросам прочности и виброактивности ПП, причем виброактивность зачастую не увязывается с первичными погрешностями изготовления и монтажа деталей. А известные работы, непосредственно посвященные методам расчета точности ПП, зачастую упускают те или иные выше упомянутые особенности. Кроме того, многообразие схем ПП ведет к механическому переносу выводов, сделанных на основе исследований, в том числе и экспериментальных, одной передачи на все остальные, что запутывает вопрос расчета их точности. В результате этого расчет точности одной и той же ПП, проведенный по зависимостям, взятым из разных источников, дает весьма значительный разброс результатов.

Такое состояние вопроса привело к необходимости дополнительного исследования, которое бы позволило разработать общую методику расчета СДКП и стандартизировать расчеты.

Вопросу исследования точности работы волновой зубчатой передачи (ВЗП) посвящено большое количество работ, выполненных С. Г. Борисовым, Е. Г. Гинзбургом, И. И. Васильевой, В. И. Еременко, В. Я. Лебсаком, П. К. Поповым, И. Л. Смирновой, Г. А. Тимофеевым, А. Ф. Фирсаевым, Ф. И. Фурсяком, Л. С. Черновой, Р. И. Шамирян-Пахлеваняном и др.

Выявлены все основные факторы, влияющие на точность передачи при работе ее в квазистатических условиях эксплуатации: многопарность и многоконтактность; тип генератора волн; точность изготовления зубчатых колес и основных деталей; изучен спектральный состав погрешности и влияние на точность нагрузки и приработки.

Среди многочисленных исследований, посвященных расчетному и экспериментальному определению динамических характеристик ВЗП, необходимо отметить работы Н. А. Алиева, Д. П. Волкова, Ю. Н. Зубкова, В. И. Крашенинникова, С. С. Кленикова, О. М. Осиповой, П. К. Попова, В. Б. Тарабарина, Г. А. Тимофеева, Ф. А. Шамсутдинова и др.

При этом крутильные колебания ВЗП под воздействием внешнего момента изучены наиболее подробно. Между тем погрешности изготовления и монтажа основных элементов ВЗП приводят к тому, что при сборке возникают дополнительные усилия, вызывающие поперечные деформации всех узлов, преобразующиеся через зубчатое зацепление во взаимный угловой разворот валов передачи. При работе передачи суммирование погрешностей приводит к колебательному движению узлов ВЗП. Для описания такого колебательного процесса также необходима динамическая модель возникновения СДКП.

СДКП, являясь неотъемлемым качеством зубчатой передачи, проявляется в виде высокочастотных колебаний выходного вала относительно его постоянного и равномерного вращения. При установке зубчатой передачи в привод механизма его рабочий орган со стороны выходного вала испытывает действие связанного с передачей внутреннего возмущения. При совпадении частоты любой из гармонических составляющих СДКП с собственной частотой крутильных колебаний привода возникают резонансные крутильные колебания рабочего органа механизма.

Следовательно, для оценки ошибки углового положения (ОУП) рабочего органа механизма необходимо знать не только амплитуду СДКП, но и амплитуды ее спектральных составляющих.

В соответствии с поставленной целью задачами исследования являются:

1. Разработать обобщенные методы расчета стационарной динамико-кинематической погрешности и ее спектральных составляющих для наиболее распространенных и перспективных типов зубчатых передач: цилиндрических; конических; червячных; планетарных и волновых.

2. На основе учета спектральных составляющих СДКП зубчатой передачи и характеристик привода, в который эта передача встраивается, разработать метод расчета ОУП рабочего органа машины.

3. На основе теоретических методов расчета создать концепцию пересмотра нормативной документации и подготовить 1-е редакции ГОСТ Р на расчеты точности работы зубчатых передач и приводов при установившихся режимах эксплуатации.

Вторая глава посвящена разработке методов расчетов точности цилиндрических, конических и червячных передач.

В основе расчетов лежат исследовательские динамические модели. Процесс возникновения СДКП рассмотрен на примере одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи, полная динамическая модель которой приведена на рис. 1.

Поперечные колебания звеньев рассматриваются в неподвижной системе координат ZOX. Центр координат системы расположен в условной точке, которая находится в полюсе зацепления на середине теоретических зубчатых колес, т.е. колес имеющих абсолютно точные размеры и бесконечно большую жесткость зубьев. Оси Z и X направлены, соответственно, параллельно и перпендикулярно осям валов передачи, причем ось X лежит в плоскости зацепления. Крутильные колебания рассматриваются в двух неподвижных системах координат, связанных с геометрическими центрами вращения каждого из зубчатых колес.

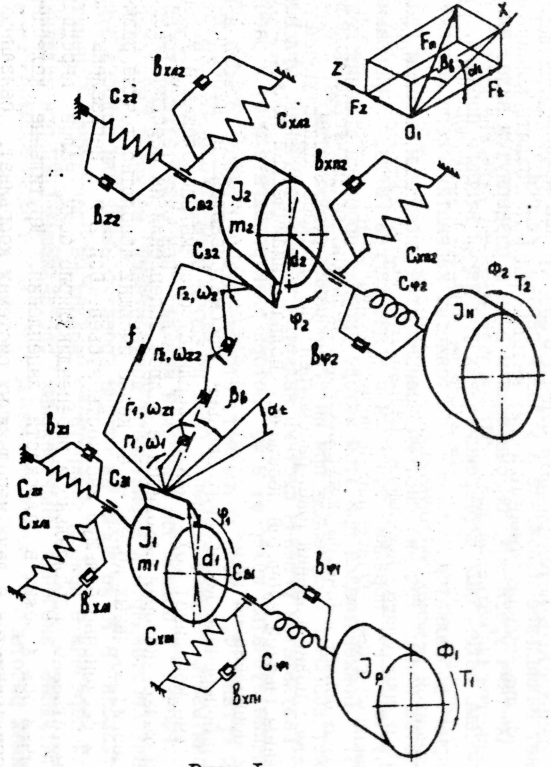


Рис. I

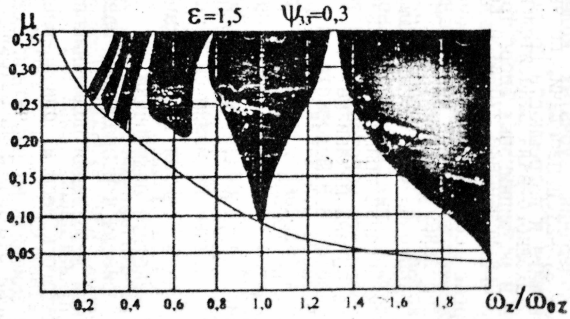


Рис. 2

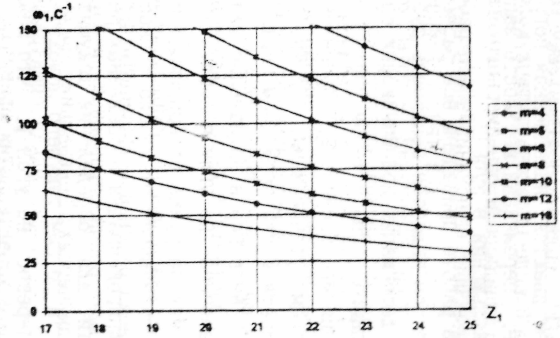


Рис. 3

В качестве факторов, вызывающих колебания зубчатых колес, рассматриваются: накопленная погрешность шага и погрешность профиля зубьев; переменная жесткость зацепления и подшипниковых опор; трение скольжения в зубьях.

В работе приведены все расчетные параметры модели. Центральным параметром является жесткость зубчатых колес, которая определяется через деформации подшипниковых опор. Моделирование работы реального подшипника, при котором учитываются погрешности изготовления и деформация его элементов, проведенное в работах В.В.Шелофаста и, с некоторыми уточнениями, С.А.Шувалова и Л.А.Андриенко, показало, что при работе в одновременном контакте находится и воспринимает нагрузку, например в радиальном направлении, не половина тел качения, а переменное по углу поворота их число. Причем возможны ситуации, когда вся нагрузка воспринимается всего одним - двумя телами качения, что зависит от класса точности и преднатяга подшипника.

Аппроксимация проведенных расчетов привела к разработке зависимости для определения текущих значений деформации подшипниковых опор, а по ним текущего положения зубчатого колеса и одновременно его перекос на угол γ, что позволило заменить на расчетной схеме два упругих элемента каждого вала одним, который одновременно определяет радиальное положение и угловой перекос колеса.

Система уравнений, описывающая модель в развернутом виде, имеет восемь нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка, к которым добавляется условие постоянства кинематического контакта зубчатых колес. Решение системы производится численным методом Рунге-Кутта 4-го порядка точности с модификацией Гилла, (программа RKGS). Применяющаяся при этом методе двойная проверка решения позволяет доверять полученным при интегрировании результатам.

Результатом решения системы являются текущие значения угловых смещений зубчатых колес φ_1 и φ_2, ротора электродвигателя Φ_1 и рабочего органа Φ_2, что позволяет отслеживать ОУП рабочего органа и рассчитывать текущее значение СДКП передачи $\delta\varphi(\omega_k t) = \varphi_2 - \varphi_1/U$.

Расчет по полной динамической модели, при существующих требованиях Госстандарта к нормативной документации, не может быть стандартизован. В то же время на стадии проектирования или подбора зубчатой передачи в привод конкретного механизма, достаточно оценить амплитудные значения спектральных составляющих СДКП при заданных режимах работы.

Поэтому, на основе анализа расчетов точности работы редукторов

ОМП в реальных условиях эксплуатации, выполненных по полной динамической модели, и многочисленных экспериментальных исследований, для определения текущего значения СДКП одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи была предложена следующая упрощенная зависимость

$$\delta\varphi''(\omega_k t) \approx \frac{206.3}{d_2}\Big[\sum_{i=1}^{2}[F_{pi}\cdot\cos(\omega_i t+\xi_i)+\delta_{ti}\cdot\cos(\omega_i t+\xi_{ti})+$$

$$+f_{fi}\cdot\cos(\omega_z t+\xi_{zi})+\delta_{3i}\cos(\omega_z t+\xi_{3i})]+\delta_{33}\cdot\cos(\omega_z t+\xi_3)\Big], \quad (1)$$

здесь $206.3/d_2$ - коэффициент перевода линейных величин в угловые; δ_{ti}, δ_{33}, ... δ_{3i} - амплитуды изменения положения зубчатого колеса, в приведении к окружному направлению, из-за переменных: жесткости подшипниковых опор; жесткости зацепления; усилия в зубчатом зацеплении; ω_z - зубцовая частота, $\omega_z = \omega_1 \cdot Z_1 = \omega_2 \cdot Z_2$.

Составляющие δ_{ti} и δ_{33} учитывают параметрические колебания узлов зубчатой передачи, и для их определения проведено дополнительное исследование. При анализе выделялись отдельные подсистемы зубчатой передачи: взаимодействующие через зацепление зубчатые колеса; оба зубчатых колеса на своих подшипниковых опорах.

Каждая из подсистем описывалась обобщенным дифференциальным уравнением, которое в общем случае решается численными методами, но, с точностью, достаточной для анализа влияния параметрических колебаний зубчатых передач ОМП на СДКП, задача была разбита на два этапа и, тем самым, значительно упрощена.

На первом этапе считаем, что зубчатая передача в резонансном режиме не работает. В этом случае амплитуду параметрических колебаний можно оценить по формуле $q = F/(c_m \cdot (1 \pm \mu \cdot \Phi(t)))$, где F - силовое воздействие на подсистему; c_m, μ - среднее значение и глубина пульсации коэффициента жесткости; $\Phi(t)$ - периодическая функция, задающая закон пульсации коэффициента жесткости. На втором этапе уравнение параметрических колебаний приводится к виду уравнения Матье - Хилла и рассматриваются условия, при которых на данном рабочем режиме передачи возможно появление параметрического резонанса.

Для зубчатого зацепления амплитуда параметрических колебаний рассчитывается по формуле $\delta_{33} = K_3 \cdot K_v \cdot T/(E \cdot b_k \cdot d \cdot \cos\alpha_t \cdot \cos\beta_b)$, где K_3 - коэффициент, зависящий от типа передачи; K_v - коэффициент динамичности; T - крутящий момент. Условием отсутствия параметрического резонанса является решение уравнения Матье-Хилла, которое при кусочно-постоянной функции $\Phi(t)$, что характерно для зубчатого зацепления, имеет вид уравнения Мейснера. Такое решение в виде нера-

венства, для произвольного коэффициента перекрытия зубчатой передачи было предложено Э.Л.Айрапетовым с соавторами. Но для передач ОМП более важным является проведенный в работе общий анализ возможности возникновения параметрических резонансов. Для этого известное решение уравнения Мейснера, с учетом диссипации, было представлено в виде диаграммы устойчивости в координатах μ и ω_z/ω_{0z}, рис.2.

Из рисунка видно, что для косозубых зубчатых колес, у которых $\mu < 0,05$, параметрический резонанс будет реализован при соотношении $\omega_z/\omega_{0z} > 1,5$, для прямозубых ($\mu=0,33$)-при $\omega_z/\omega_{0z} > 0,1$. Анализ конструктивных параметров и условий работы редукторов ОМП: передаточное отношение $U = 3...6,3$; число зубьев шестерни $Z_1 = 14...25$; частота вращения шестерни $\omega_1 < 157$ с$^{-1}$, показывает, что для косозубых колес $\omega_z/\omega_{0z} < 0,17$; прямозубых - $\omega_z/\omega_{0z} < 0,2$. Из этого следует, что в передачах ОМП с косозубым зацеплением параметрический резонанс из-за переменной жесткости зубьев невозможен. Для исключения возможности параметрического резонанса в прямозубой передаче необходимо выдержать соотношение геометрических и эксплуатационных параметров, которое в виде номограммы представлено на рис.3. Так, если в прямозубой передаче число зубьев $Z_1 = 22$, модуль $m = 5$ мм, то не следует ее применять при частоте вращения свыше $\omega_1 = 120$ с$^{-1}$. При решении обратной задачи, по заданной частоте вращения можно проверить или подобрать геометрические параметры. Например, для передачи с $\omega_1 = 104,7$ с$^{-1}$, при числе зубьев $Z_1 = 17$, модуль не должен превышать $m=10$ мм, при $z_1 = 25$ назначается модуль $m<4,5$ мм.

Аналогичные рассуждения проведены для подсистемы зубчатого колеса на подшипниковых опорах. В общем случае на изменение текущего положения зубчатого колеса из-за переменной жесткости подшипниковых опор влияют три составляющие: радиальная, осевая и угловая. Конечные формулы для расчета их амплитудных значений приведены в работе. Анализ условий устойчивости решения уравнения, которое при гармоническом характере функции изменения параметра принимает вид уравнения Матье, с учетом диссипации, показал, что для редукторов ОМП главный параметрический резонанс невозможен, а побочные, несмотря на высокие значения коэффициентов пульсации параметра как радиальной, так и осевой жесткости маловероятны, т.к. их порядок имеет величины $n \cdot 100$. Параметрические резонансы от более высоких гармонических составляющих переменной жесткости зубчатого колеса отсутствуют, поскольку коэффициенты пульсации μ этих составляющих малы.

Модели позволяют расчетным путем отслеживать влияние на СДКП и

ее спектральные составляющие конструктивные особенности передачи и условия эксплуатации. Например, влияние частоты вращения на амплитудное значение СДКП редуктора РЦ0250 с параметрами: Z_1=21, Z_2=120; m=3,5 мм; β = 9°22'00"; b_k= 85 мм; расположение колес - межопорное; степень точности - 7; подшипники N 7312 и N 7318 класса точности 0, в зависимости от момента сопротивления на выходном валу приведено на рис. 4. Спектральный анализ текущего значения СДКП показал, что амплитудные значения гармонических составляющих, проявляющихся с частотами вращения валов (S_N = 1; 5,7), зависят в основном от изменения нагрузки и при увеличении момента сопротивления до номинального увеличиваются на 20...25%. Максимальная, фиксируемая на одном обороте выходного вала, амплитуда высокочастотной составляющей, проявляющаяся с частотой перезацепления зубьев (S_N = 120), наиболее чувствительна к частоте вращения и при $\omega_1 = \omega_{ном}$ возрастает до 4...5 раз по оравнению с квазистатическими условиями эксплуатации.

Отклонение результатов расчета по инженерной и по полной динамической моделям для рассмотренной передачи не превышает 5 %.

Расчет текущего значения СДКП и ее спектральных составляющих для одноступенчатого конического редуктора осуществляется по зависимостям для цилиндрической передачи (1), однако конструктивные отличия конических колес приводят к ряду особенностей при расчете их силового взаимодействия. Эти особенности рассмотрены на примере ортогональной передачи с прямозубыми колесами.

Зависимости для расчета текущего значения и спектральных составляющих СДКП червячной передачи носят более сложный, по сравнению с цилиндрической и конической передачами, характер, но основаны на том же подходе. На рис. 5 приведены экспериментальные кривые амплитудных значений СДКП червячного редуктора STM, итальянского производства, с U= 100, $T_{ном}$= 200 Нм в зависимости от частоты вращения и нагрузки, снятые в режиме непрерывного изменения частоты вращения.

Далее рассмотрен процесс образования СДКП многоступенчатых передач в которых зубчатые колеса различных ступеней могут находиться на одном валу, влияя на смещение друг друга, и тем самым на величину СДКП всей цепи. Поэтому при анализе работы такой передачи и определении ее СДКП в первую очередь было рассмотрено поведение зубчатых колес на промежуточном валу, поскольку расчет погрешностей зубчатых колес входного и выходного валов производится также как в одноступенчатой передаче. Дальнейший анализ взаимодействия зубчатых колес многоступенчатой передачи позволил разработать обобщенную за-

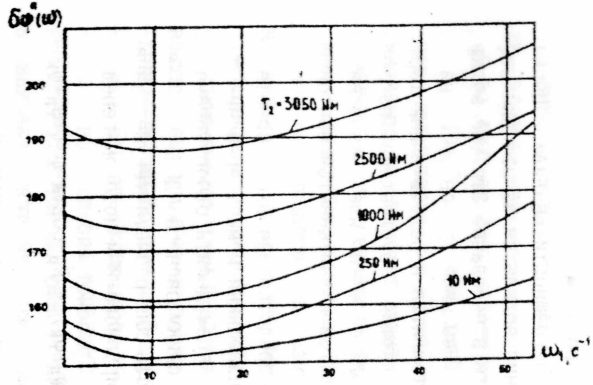


Рис. 4

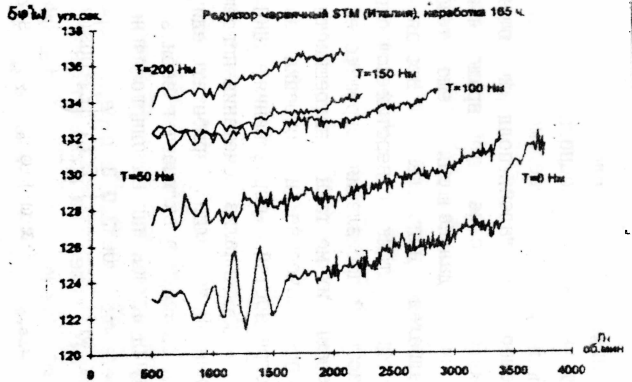


Рис. 5

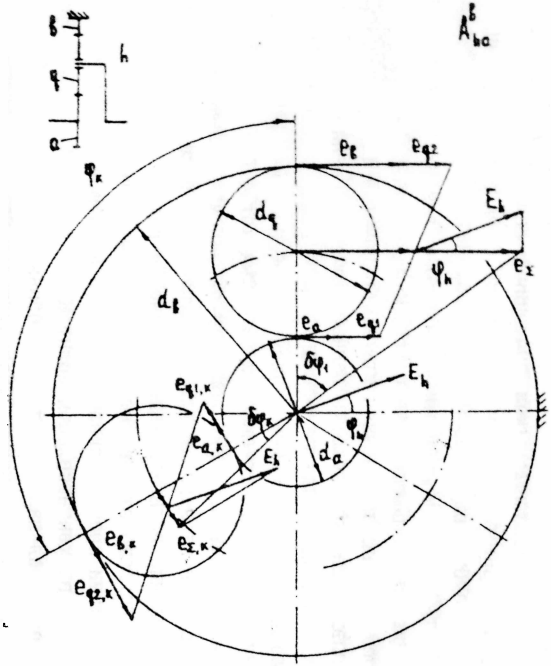


Рис. 6

висимость для расчета их текущего значения и спектрограммы СДКП.

В третьей главе рассмотрен процесс образования СДКП планетарных и волновых зубчатых передач.

При работе в каждом из потоков ПП (волне для ВЗП) реализуется свое сочетание погрешностей, а погрешность углового положения выходного вала передачи в конечном итоге формируется тем потоком, сочетание погрешностей которого, в данный момент времени, обеспечивает максимальное угловое отклонение выходного вала.

Рассмотрим процесс суммирования погрешностей в ПП.

Значения амплитуд погрешностей зубчатых колес ПП, с учетом параметрических колебаний, приведенных к окружному направлению, E_i или E_{zi}, рассчитываются как и для зубчатых колес цилиндрической передачи. Но наличие подвижных в пространстве сателлитов приводит к тому, что эти погрешности проявляются не с абсолютными, а с относительными частотами вращения колес $\omega_i' = \omega_i - \omega_h$ и $\omega_{zi} = \omega_i' \cdot Z_i$, где ω_i, ω_h – частоты вращения колес и водила.

Погрешность водила приводит к образованию разнозазорности в зубчатых соединениях, вызывает неравномерность распределения нагружения и перераспределяет погрешности по потокам. При расчете следует учитывать две основные составляющие погрешности водила. Первая E_h – это радиальное смещение оси вращения водила из-за наличия погрешностей деталей, поддерживающих водило в передаче. Эта составляющая связана с частотой вращения водила, вызывает разовое, не изменяемое в дальнейшем, смещение всех сателлитов передачи в некотором радиальном направлении. Вторая составляющая обусловлена погрешностью расточки отверстий под оси сателлитов в водиле, связана с частотой проявления погрешностей сателлитов и учитывается при определении их монтажной погрешности $E_{\varepsilon M}$.

В качестве иллюстрации на рис.6 представлена схема сочетания погрешностей и образования СДКП в произвольный момент времени для ПП $A_{ha}{}^{b}$. Анализ сочетания погрешностей всех десяти одноступенчатых схем ПП позволил разработать единую методику расчета СДКП.

Методика включает в себя зависимость для расчета текущего значения отклонения выходного звена, формируемого k-м потоком передачи

$$\delta\varphi(\omega_i t)'' = \frac{206,3}{l} \cdot \left[\sum_{j=1}^{3} \xi_j \cdot \left(E_s \cdot \cos(\nu_j \cdot \omega \cdot t + \varphi_s + \varphi_k) + E_p \cdot \cos(æ \cdot \omega \cdot t + \varphi_p + \varphi_k) + \right.\right.$$

$$\left.\left. + E_{zs} \cdot \cos(Z \cdot æ \cdot \omega \cdot t + \varphi_{zs}) + E_{zp} \cdot \cos(Z \cdot æ \cdot \omega \cdot t + \varphi_{zp}) \right) + h \cdot E_h \cdot \cos(\varphi_h + \varphi_k) \right], \quad (2)$$

и две таблицы, наполняющие формулу конкретным содержанием, а теку-

щее и амплитудное значения СДКП всей передачи рассчитываются $\delta\varphi(\omega_1 t)" = \max\{\delta\varphi_k(\omega_1 t)"\}$, $\delta\varphi(\omega_1)" = \max(\delta\varphi(\omega_1 \cdot t)") - \min(\delta\varphi(\omega_1 \cdot t)")$. Здесь E_s, E_p, E_{zs}, E_{zp} – значения погрешностей, с учетом параметрических колебаний, находящихся в зацеплении зубчатых колес передачи, при этом индексы "s" и "p" принимают обозначения по табл. 1; Z – число зубьев венца сателлита, принимается по табл. 1; ω – частота вращения выходного звена ПП; φ_s, φ_p, φ_{zs}, φ_{zp}, φ_h – фазовые углы, при отсутствии специальных требований к сборке передачи являются случайными величинами и принимаются из диапазона от 0 до 2π; 1, h, ξ_j, ν_j, $\varkappa$ – параметры, выбор или расчет которых осуществляется с помощью табл. 2.

Таблица 1

Параметры	A, B, C, (3k)			D		
	s	p	Z	s	p	Z
j = 1	a	q_1	Z_q	a(b)*	q_1	Z_q
j = 2	b	q_2		q_2	f_1	Z_f
j = 3	e	f	Z_f	e	f_2	

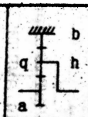
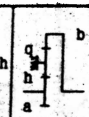
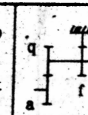
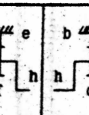
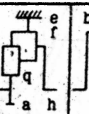
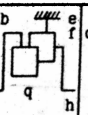
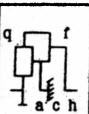
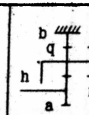
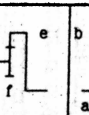
* – для передачи D_{hb}^{e}

На основе разработанной методики был проведен анализ влияния на СДКП ПП количества потоков, точности изготовления, монтажа и условий сборки отдельных зубчатых колес и водила.

В качестве примера на рис. 7 представлены графики зависимости амплитуды СДКП для ПП, выполненной по схеме C_{eh}^{b}, от количества потоков при различной точности изготовления водила. Параметры передачи: Z_b=75, Z_e=72, Z_q=30, Z_f=27; модуль всех колес m=1; степень точности центральных зубчатых колес 9, зубчатых венцов сателлитов 8. Подтверждены исследования других авторов, что увеличение количества потоков более 3-х не ведет к увеличению точности ПП, здесь же показано, что вводимые по результатам экспериментальных исследований коэффициенты, учитывающие многопоточность передачи, существенно зависят от точности водила и совпадают с рекомендуемыми только при соблюдении ряда условий по взаимной точности звеньев.

Анализ взаимного расположения погрешностей зубчатых венцов сателлитов показал, что в зависимости от их сочетания амплитуда СДКП передачи, при прочих неизменных параметрах, существенно меняется. Следовательно, при отсутствии специальных требований к сборке ПП

Таблица 2

											
	$A_{ha}{}^{b}$	$A_{hb}{}^{a}$	$A_{ba}{}^{h}$	$B_{ha}{}^{e}$	$C_{eb}{}^{b}$	$D_{ha}{}^{e}$	$D_{hb}{}^{e}$	$D_{ha}{}^{c}$	$(3k)_{ea}{}^{b}$	$(3k)_{ea}{}^{b}$
1	$d_a + d_b$		d_b	$d_e - d_f$	d_e	$d_e - d_f$		$d_c + d_f$	d_e	
h	4			2	$2(1+\frac{d_f}{d_q}) \cdot tg\,\alpha_t$	2			$2 \cdot (1 + \frac{d_f}{d_q}) \cdot tg\,\alpha_t$	$4 \cdot tg\,\alpha_t$
ξ_1	1			$\frac{z_f \cdot z_a}{z_a \cdot z_f + z_e \cdot z_q}$	0	$\frac{1}{\cos\gamma \cdot (1 + \cos\gamma)}$		0,5	$\frac{z_a \cdot (z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f)}{z_q \cdot z_e \cdot (z_a + z_b)}$	$\frac{z_a \cdot (z_c - z_b)}{z_e \cdot (z_a + z_b)}$
$\xi_2{}^{*}$	1			0	$\frac{d_f}{d_q}$	$\frac{1}{\cos\gamma \cdot (1 + \cos\gamma)}$		0,5	$\frac{d_f}{d_q}$	1
ξ_3	0			$\frac{d_q}{d_e - d_a}$	1	$\frac{z_e - z_f}{z_e}$		$\frac{z_e + z_f}{z_e}$	1	
y_1	$\frac{z_b}{z_a}$	1	$\frac{z_b}{z_a}$	$\frac{z_e \cdot z_q}{z_a \cdot z_f}$	0	$\frac{z_e}{z_a}$	$\frac{z_e}{z_b}$	$\frac{z_c}{z_a}$	$\frac{z_q \cdot z_e \cdot z_b}{(z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f) \cdot z_a}$	$\frac{z_e \cdot z_b}{(z_e - z_b) \cdot z_a}$
y_2	1	$\frac{z_a}{z_b}$	1	0	$\frac{z_e \cdot z_q}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	$\frac{z_e}{z_q}$		$\frac{z_c}{z_q}$	$\frac{z_e \cdot z_q}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	$\frac{z_e}{z_e - z_b}$
y_3	0			1	$\frac{z_b \cdot z_f}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	1			$\frac{z_b \cdot z_f}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	$\frac{z_b}{z_e - z_b}$
x^{**}	$\frac{z_b}{z_q}$	$\frac{z_a}{z_q}$	$\frac{z_b}{z_q}$	$\frac{z_e}{z_f}$	$\frac{z_b \cdot z_e}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	$\frac{z_e}{z_q}$ $\left(\frac{z_e}{z_f}\right)$			$\frac{z_b \cdot z_e}{z_q \cdot z_e - z_b \cdot z_f}$	$\frac{z_e \cdot z_b}{(z_e - z_b) \cdot z_q}$

* $\cos\gamma = \frac{(z_q + z_f)^2 + (z_e - z_f)^2 - (z_a + z_q)^2}{2 \cdot (z_q + z_f) \cdot (z_e - z_f)}$, для $D_{ha}{}^{e}$. и $\cos\gamma = \frac{(z_q + z_f)^2 + (z_e - z_f)^2 - (z_b - z_q)^2}{2 \cdot (z_q + z_f) \cdot (z_e - z_f)}$, для $D_{hb}{}^{e}$.

** - выражение в скобках используют при j = 2 и 3.

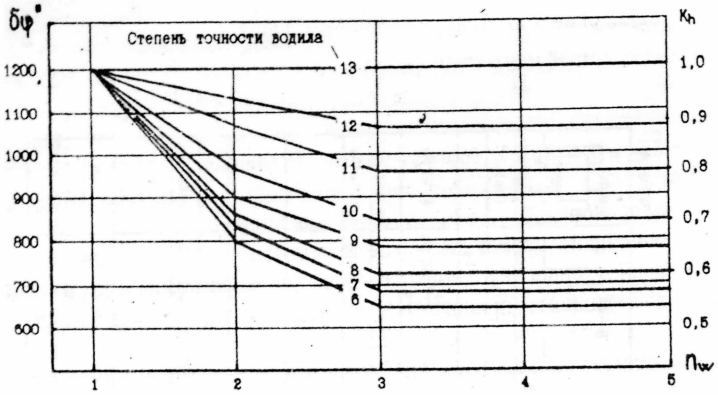

δφ"
Степень точности водила
1200
1100
1000
900
800
700
600
13
12
11
10
9
8
7
6
1
2
3
4
5
Kh
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
nw

Рис. 7

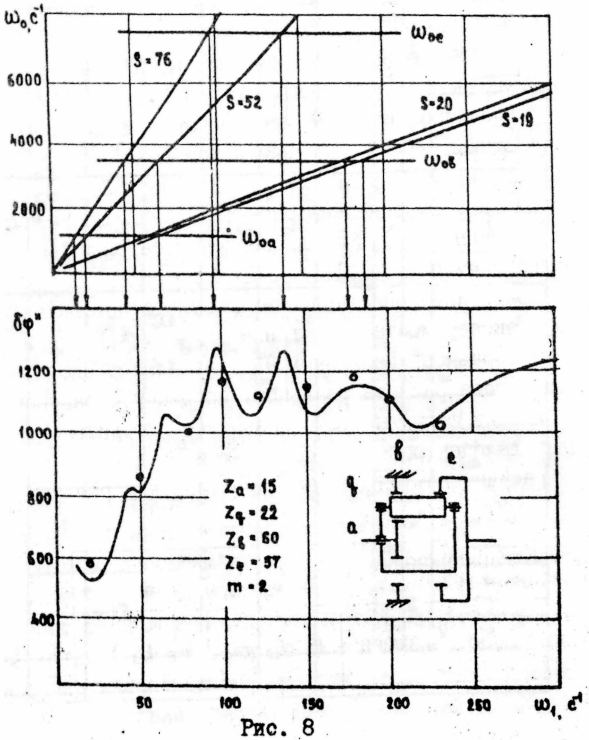

ω₀, с⁻¹
6000
4000
2800
S = 76
S = 52
S = 20
S = 19
ω₀в
ω₀в
ω₀а
δφ"
1200
1000
800
600
400
Zа = 15
Zф = 22
Zб = 60
Zв = 57
m = 2
б
в
ф
а
50
100
150
200
250
ω₁, с⁻¹

Рис. 8

СДКП определяется сочетанием случайных величин, что ведет к необходимости вероятностного подхода к расчету. Вероятностное значение амплитуды СДКП ПП определяется по зависимости

$$\delta\varphi_p''=0,5\cdot K_h\left(\sum_{j=1}^{3}(\delta\varphi''_{max\ j}+\delta\varphi''_{min\ j})+t_v\cdot\sqrt{\sum_{j=1}^{3}(\delta\varphi''_{max\ j}-\delta\varphi''_{min\ j})^2}\right),$$

здесь $\delta\varphi''_{max\ j}$, $\delta\varphi''_{min\ j}$ - максимально и минимально (с учетом компенсаций) возможные приведенные к выходному валу значения СДКП, которые способна вызвать пара соприкасающихся зубчатых колес; t_v коэффициент, принимается в зависимости от процента риска, K_h - коэффициент, учитывающий влияние количества потоков ПП и точность изготовления водила, определяется по графикам, аналогичным приведенному на рис. 7, по нашим расчетам, при точности изготовления водила не ниже точности изготовления зубчатых колес и количестве потоков не менее 3-х, для ПП с одновенцовыми сателлитами можно принимать $K_h = 0,67$ и для ПП с двухвенцовыми сателлитами $K_h = 0,53$.

Вероятностный расчет амплитуды СДКП ПП $C_{eh}{}^{b}$, параметры которой приведены выше, с процентом риска P = 10% дает значение $\delta\varphi''_{P=10\%}$ = 585". Экспериментальное исследование 8-ми таких передач, изготовленных малой серией на одном и том же оборудовании, дали следующие величины амплитуд СДКП: 526", 513", 408", 524", 318", 443", 378", 550".

На рис. 8 приведена расчетная амплитудно-частотная характеристика СДКП ПП $(3k)_{ea}{}^{b}$ с одновенцовым сателлитом, совмещенная с лучевой диаграммой.

Сравнение представленных результатов, а также результатов расчета и экспериментальных данных, полученных при исследовании одиночных образцов различных ПП, позволяет сделать вывод об адекватности метода расчета реальному процессу образования СДКП.

Анализ формулы (2) позволяет строить спектрограмму СДКП ПП. Амплитуды спектральных составляющих, для j-го компонента формулы (2), рассчитываются по зависимостям, которые приведены в табл. 3.

Таблица 3

Номер гармонической составляющей, S	ν_j	$\varkappa$	$Z\cdot\varkappa$
Амплитуда гармонической составляющей $\delta\varphi_1$", угл. с.	$K_I\cdot\xi_j\cdot E_s$	$K_E\cdot\xi_j\cdot E_p$	$K_E\cdot\xi_j\cdot\sqrt{E_{zs}{}^2+E_{zp}{}^2}$

МГТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

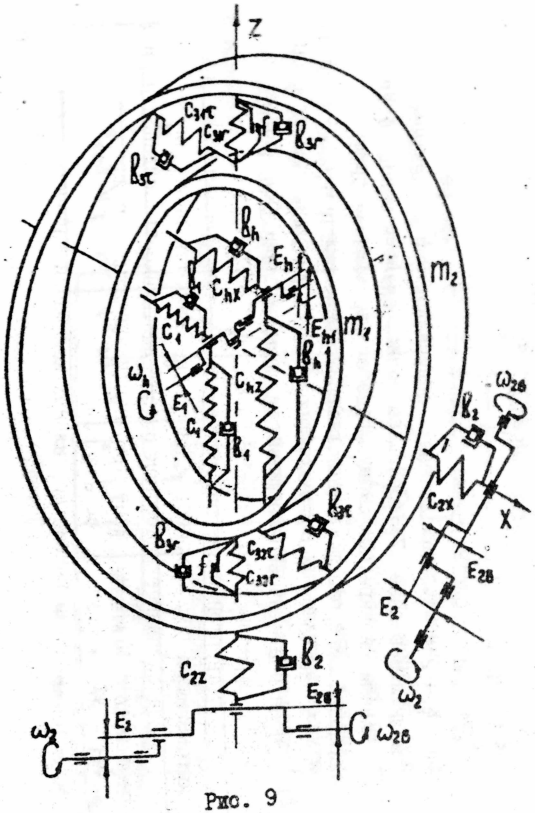

z
m_2
m_1
$C_{3r\Gamma}$
C_{3r}
β_{3r}
$\beta_{3\Gamma}$
β_h
E_h
C_{hX}
C_{hZ}
C_1
E_1
β_1
ω_h
ω_{28}
β_2
C_{2X}
X
E_{28}
E_2
ω_2
C_{2Z}
Z

Рис. 9

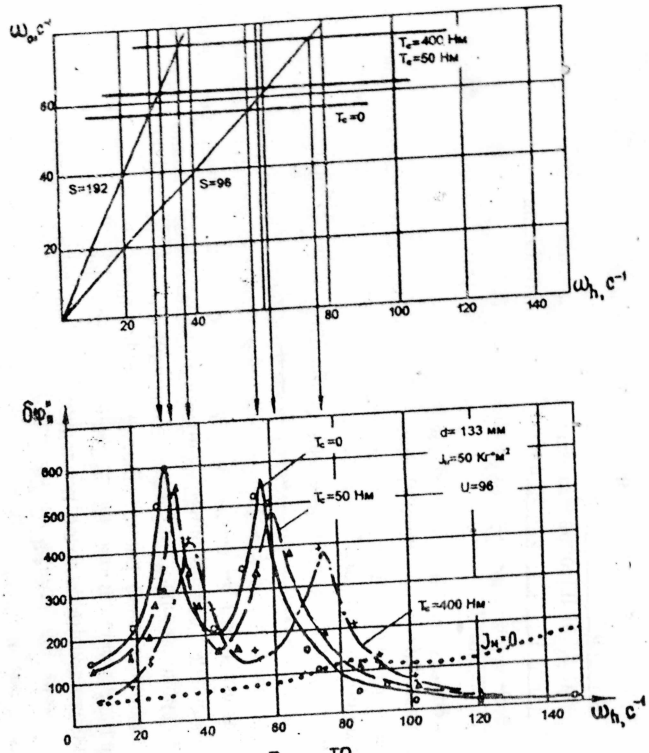

ω_h, c^{-1}
T_c=400 Нм
T_c=50 Нм
T_c=0
S=192
S=96
ω_h, c^{-1}
$\delta\varphi_n''$
T_c=0
T_c=50 Нм
T_c=400 Нм
d= 133 мм
J_H=50 Кг·м²
U=96
ω_h, c^{-1}

Рис. IO

В табл. 3 коэффициент $K_E = 412,5 \cdot K_b / l$.

Методика, как показано в работе на примере передачи $A_{h1a1}{}^{b1} A_{h2a2}{}^{b2}$, распространяется и на многоступенчатые ПП.

Далее рассматривается процесс возникновения СДКП ВЗП. Динамическая модель двухволновой ВЗП приведена на рис. 9. Особенностью модели является наличие двух систем координат, одна из которых ZOX подвижна, связана с генератором волн и вращается вместе с ним, причем оси Z и X направлены вдоль большой и малой осей генератора волн. Вторая $\xi O \eta$ – неподвижна и связана с корпусом передачи. Движение центра масс генератора волн может быть выражено в любой момент времени в виде вектора. Пользуясь комплексным представлением векторов, можно записать перемещение центра масс генератора волн в плоскости $\xi O \eta$: $\vartheta = \xi + i \cdot \eta$ и плоскости ZOX: $Y = z + i \cdot x$. Связь этих систем координат $\vartheta = Y \cdot e^{i \omega_h t}$, где ω_h частота вращения генератора волн.

Система уравнений, описывающая колебания узлов "генератор волн–гибкое колесо" и "жесткое колесо", с учетом принятых в работе допущений, в комплексном виде содержит два нелинейных дифференциальных уравнения, а после выражения их через подвижную систему координат – четыре, решается методом Рунге-Кутта.

Сочетание текущих смещений обоих узлов передачи определяет ведущую волну, то есть ту волну, которая в данный момент времени обеспечивает максимальное угловое отклонение выходного вала

$$\delta\varphi(\omega_1 \cdot t)'' = \max\left\{ \frac{412,5}{d_1 \cdot \sqrt{Z_E}} \left[(x_1 + x_2) + (z_1 + z_2) \cdot tg\, \alpha_t \right] \cdot \cos \varphi_k \right\},$$

здесь $\varphi_k = 2 \cdot \pi \cdot (k - 1) / n_w$; где k – порядковый номер волны; n_w – число волн в передаче; Z_E – суммарное число зубьев в зацеплении.

Анализ конкретных схем ВЗП зачастую ведет к упрощению системы уравнений и, соответственно, решения, без снижения точности последнего. В частности для двухволновой ВЗП с плавающим генератором волн получено аналитическое решение системы, которое было положено в основу РД отрасли (РД92-0315-92 Расчет ДКП ЗВВПТ).

<u>В четвертой главе</u> рассматривается вопрос расчета ОУП рабочего органа механизма с приводом на основе зубчатой передачи.

Все сказанное ранее показывает достижимость создания нормативной документации на расчеты точности зубчатых передач, но для привода в целом этого недостаточно.

При моделировании крутильных колебаний рабочего органа привод

механизма представляется в виде многомассовых колебательных систем. Вынуждающим колебания фактором в такой модели выступает внутренний возмущающий момент передачи, возникающий из-за наличия СДКП. При дальнейшем анализе собственных частот таких систем количество масс может быть сокращено. В общем случае амплитудные значения спектральных составляющих ОУП рабочего органа привода, выполненного на основе зубчатых передач, будут рассчитываться по зависимости

$$\delta\varphi_{пв}(\omega)'' = \mu_s \cdot \delta\varphi_s(\omega)'',$$

здесь μ_s - коэффициент динамичности спектральной составляющей ОУП

$$\mu_s = \left(\left(1 - \left(\frac{S\cdot\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(\frac{S\cdot\omega}{\omega_0}\right)^2 \cdot \left(\frac{\psi}{2\cdot\pi}\right)^2\right)^{-0,5},$$

S - номер гармонической составляющей СДКП, $S = \omega_j/\omega$, где ω_j - частота проявления гармонической составляющей СДКП; ω - частота вращения выходного звена передачи; ω_0 - собственная частота крутильных колебаний привода.

Полная модель колебаний привода реализована на ЭВМ и проверена на разных типоразмерах передач. Результаты расчетов и экспериментов, проведенных на приводе с двухволновой ВЗП параметры которой: $Z_1 = 190$, $Z_2 = 192$, $m = 0,7$ мм, при изменении момента сопротивления, приведены на рис. 10. Поскольку коэффициент крутильной жесткости ВЗП зависит от нагрузки, то изменение последней приводит к смещению резонансных режимов работы привода, что иллюстрируется лучевой диаграммой. При этом амплитуда ОУП рабочего органа привода, особенно в зонах резонанса, существенно отличается от СДКП передачи ($J_н=0$). Проведенный в работе анализ позволяет найти конструктивные параметры передач и режимы эксплуатации, при которых ОУП рабочего органа привода имеет приемлемые значения.

Зачастую перед конструктором стоит задача подобрать в привод механизма редуктор из числа имеющихся в том или ином каталоге. При этом выбор конкретного типоразмера проводится, как правило, по нагрузочной способности, при заданном сроке службы, и частоте вращения приводного двигателя. Такой подход не гарантирует от появления в рабочем диапазоне частот вращения привода, при установившемся режиме его работы, резонансных колебаний рабочего органа.

Поэтому, на основе имеющейся модели для приводов ОМП разработан и рекомендуется достаточно простой проверочный расчет при помощи номограмм. Номограмма содержит три основные оси с логарифмическим масштабом. Взаимное положение осей неизменно для всех типов пе-

редач и приведено на рис. 11. В промежутках между осями строятся парные вспомогательные оси по числу спектральных составляющих СДКП передачи. Для полноценного использования номограмм необходимо иметь в каталогах на редуктора и соединительные муфты характеристики их крутильной жесткости. При отсутствии таких данных эти характеристики определяются расчетным путем.

В работе проиллюстрирован выбор ВЗП нового поколения с коротким гибким колесом в привод промышленного робота с конкретными параметрами. При этом показано, что очевидный выбор передачи только по нагрузочной способности может быть далеко не оптимальным.

Метод расчета положен в основу проекта 1-й редакции ГОСТ Р.

Пятая глава посвящена методам и средствам экспериментальных исследований, применявшимся в работе для проверки достоверности полученных на математических моделях результатов.

Основной объем экспериментальных исследований был выполнен на специально созданном стенде динамических испытаний (СДИ) с комплектами соизмеримых по передаточному отношению и крутящему моменту зубчатых передач: цилиндрических, червячных, волновых и планетарных. Стенд позволяет варьировать параметрами моментов инерции и сопротивления.

По мере выполнения работы создавались и применялись все более современные измерительные комплексы и методы.

На первой стадии работы использовался зарекомендовавший себя при проведении кинематического контроля в измерительных условиях кинематомер СЛ-066. Дополнительно встроенный при модернизации, проведенной в НИИПТМАШе г. Краматорска, фильтр ФЦ и применение для обработки выходного сигнала анализатора спектра СК4-72/2 позволили определять СДКП передачи в диапазоне частот от 0 до 300 Гц.

Дальнейшее развитие аппаратно-программного обеспечения измерений кинематической погрешности привело к созданию и применению в работе измерительно-вычислительного комплекса ИКТ-2М.

В настоящее время для контроля СДКП применяется приборный измерительный комплекс, разработанный в МГТУ им. Н.Э.Баумана, для целей сертификации редукторов ОМП. Достоинством комплекса является то, что анализирующий блок кинематомера смонтирован на плате, встраиваемой в корпус ПЭВМ, а программное обеспечение позволяет проводить все операции, начиная с контроля работы датчиков и заканчивая построением амплитудно-частотных характеристик СДКП.

Текущее значение СДКП зубчатой передачи является основной пер

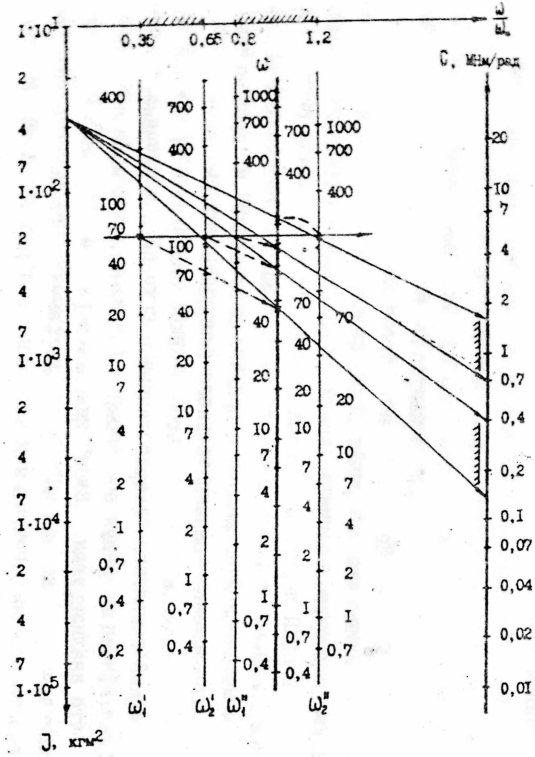


Рис. II

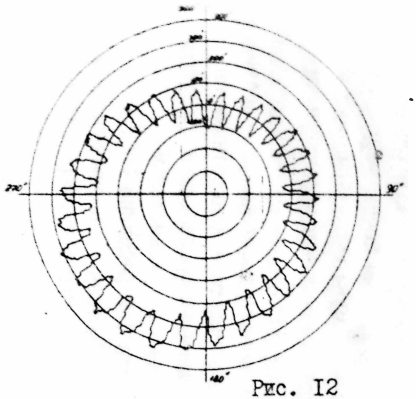


Рис. I2

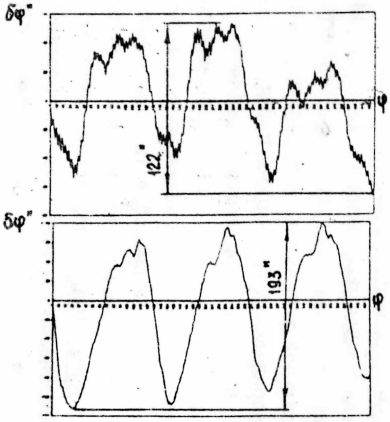


Рис. I3

вичной информацией, получаемой с помощью упомянутых измерительных комплексов. Пример кинематограммы длительностью в один оборот выходного вала, полученной на измерительном комплексе МГТУ им. Н. Э. Баумана, для типового червячного редуктора с параметрами m=5, q = 8, Z_1= 1, Z_2= 31, после наработки в 500 часов под нагрузкой T_c= 350 Нм представлен на круглограмме рис. 12. Круглограмма позволяет количественно оценить вектор низкочастотной составляющей погрешности и при необходимости, осуществить компенсацию погрешностей изготовления червячного колеса соответствующей ориентацией последнего при установке на вал.

Каждой конкретной частоте вращения быстроходного звена зубчатой передачи, при установившемся режиме ее работы, соответствует конкретное значение амплитуды СДКП. Следовательно, характеристику точности работы передачи в зависимости от частоты вращения можно представить в виде кривой в координатах амплитуда-частота вращения

Пример экспериментальных амплитудно-частотных характеристик приведен для ПП на рис. 8 и ВЗП на рис. 10. Программное обеспечение измерительного комплекса МГТУ им. Н. Э. Баумана позволяет автоматизировать процесс построения амплитудно-частотных характеристик В этом случае аппаратными методами задается режим изменения частоты вращения приводного двигателя и производится непрерывная обработка текущего сигнала. Пример такого процесса для червячной передачи представлен на рис. 5.

На стенде проводились испытания по выявлению влияния на характер СДКП конструктивно-технологических и эксплуатационных факторов

Так на рис. 13 в качестве примера показаны два фрагмента кинематограмм серийного червячного редуктора, верхний фрагмент кинематограммы соответствует повороту червячного колеса на три зуба и снят до начала эксплуатации редуктора, второй - те же три зуба после 500 часов приработки под нагрузкой T_c = 350 Нм.

Анализ влияния приработки для ВЗП на примере серийных передач B_3-80 показал, что на начальном участке, до 10 часов эксплуатации, ее воздействие приводит к увеличению числа пар контактирующих зубьев и к снижению амплитуды СДКП. Дальнейшая эксплуатация передачи ведет к износу зубьев, увеличению бокового зазора и росту амплитуды погрешности, причем после 350 часов работы рост стабилизируется, и может быть принят равным 0,015 %/ч.

Для цилиндрических зубчатых передач изменения характера СДКП и ее спектральных составляющих в процессе работы при номинальном ре

жиме эксплуатации в течение 350 часов не выявлено.

Исследовалось также влияние бокового зазора в зацеплении; габаритных размеров; изменения момента сопротивления и момента инерции присоединенного рабочего органа.

В шестой главе рассматривается вопрос применения расчетов точности к определению вибрационных характеристик механизмов и прочностным расчетам зубчатых передач.

Как было показано ранее, инерционный рабочий орган механизма, при равномерном вращении приводного звена, испытывает высокочастотные колебания относительно своего вращения или поворота, причем ОУП рабочего органа привода и СДКП передачи, особенно в резонансных режимах, могут значительно различаться (рис. 10). Это приводит к появлению дополнительной нагрузки, которая в настоящее время не учитывается прочностным расчетом, поскольку коэффициент внешней динамической нагрузки K_A, отвечающий за поведение передачи в составе привода, зависит только от режима нагружения двигателя и ведомой машины и при равномерном режиме вращения принимается равным единице.

Суммарная внешняя нагрузка на выходном валу передачи будет $T_E = T_c + T_J = K_J \cdot T_c$, здесь T_c - момент сопротивления на выходном валу; T_J - дополнительный инерционный момент, действующий на передачу со стороны колеблющегося рабочего органа; K_J - коэффициент внутренней инерционной динамической нагрузки, рассчитывается по зависимости

$$K_J = \frac{T_E}{T_c} = 1 + 4{,}85 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{J_H \cdot \omega^2}{T_c} \sum_{s=1}^{n} S^2 \cdot \mu_s \cdot \delta\varphi_s(\omega)''$$

Величина коэффициента K_J зависит от спектрального состава СДКП передачи, режима эксплуатации и параметров самого привода.

В качестве примера на рис. 14 представлен график величин K_J в зависимости от частоты вращения при установке различных типов зубчатых передач с передаточным отношением $U = 96$ в привод механизма с параметрами: $J_H = 50$ кгм^2, $T_c = 200$ Нм. Из графика видно, что при частоте вращения быстроходного вала 1500 об/мин K_J для цилиндрической передачи равен 1,5, для червячной - 1,8, для ВЗП - 2,2, причем существуют режимы работы, когда, например для ВЗП, $K_J = 3$.

Колебания рабочего органа приводят также к динамическим нагрузкам на опоры и, в конечном итоге к технологической вибрации механизма, которая для каждой гармонической составляющей СДКП оценивается по параметру среднеквадратического значения виброускорения.

На рис. 15 и рис. 16 представлены результаты расчета и экспери-

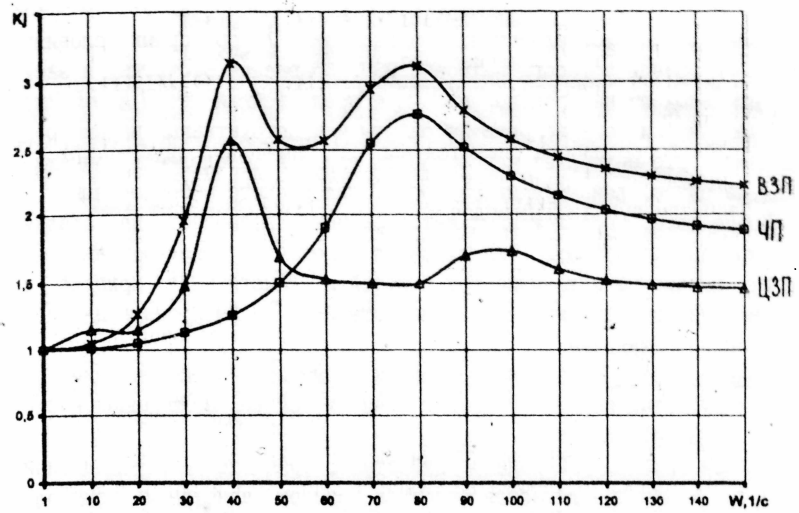


Рис. I4

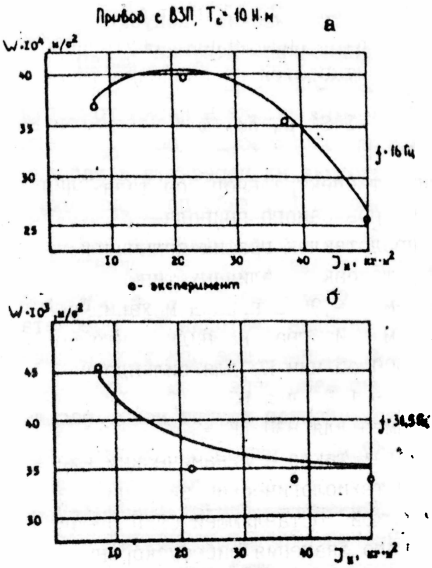


Рис. I5

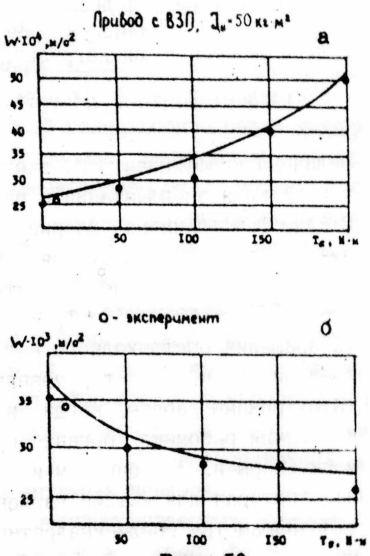


Рис. I6

ментальные данные исследований, проведенных в лабораторных условиях на СДИ, в привод которого встроена ВЗП. Сравнение расчетных и экспериментальных данных показывает, что предложенный метод адекватно реагирует на изменение режимов работы и конструктивных параметров механизма. Это позволяет использовать его для определения динамических нагрузок, действующих на опоры, при расчете виброизоляции.

Кроме того, предложенный метод расчета позволяет на стадии проектирования подобрать тип зубчатой передачи или целенаправленно изменить параметры механизма при имеющейся конструкции привода с целью минимизации динамических воздействий на опоры и снижения вибрации самого механизма.

Седьмая глава посвящена концепции нормативной документации по точности зубчатых передач и приводов на их основе, включающей в себя пять групп стандартов.

Первая группа. "Передачи зубчатые. Точность" - это головной стандарт. В нем предлагается заложить порядок расчетов и контроля показателей точности зубчатых колес, передач и приводов, т.е. увязать между собой все нормативные документы, как существующие, так и те, что будут разработаны позже.

Вторая группа. "Колеса зубчатые цилиндрические. Допуски".
"Колеса зубчатые конические. Допуски".
"Колеса червячные. Допуски".

В стандартах этой группы должны быть заложены нормы точности зубчатых колес относительно базовых (технологических) осей, методы контроля нормируемых параметров и методика их пересчета к рабочим осям с учетом схемы расположения и точности деталей, поддерживающих колеса в передаче.

В качестве основы для этой группы стандартов можно принять существующие нормы точности, отнеся их показатели только к зубчатым колесам относительно базовых осей и снабдив методикой пересчета погрешностей от базовых осей к рабочим. Возникающее при этом расширение допуска может быть легко компенсировано переходом к более высокой степени точности зубчатых колес. Данная группа может расширяться за счет других типов зубчатых колес.

Третья группа.
"Передачи зубчатые цилиндрические. Расчет точности".
"Передачи зубчатые конические. Расчет точности".
"Передачи червячные. Расчет точности".
"Передачи зубчатые многоступенчатые. Расчет точности".

"Передачи зубчатые планетарные. Расчет точности".

"Передачи зубчатые волновые. Расчет точности".

Стандарты этой группы закладывают методики расчета точности работы зубчатых передач в реальных условиях эксплуатации. Результатом расчета по стандартам данной группы являются спектрограммы СДКП зубчатой передачи при заданных (номинальных) режимах эксплуатации.

Здесь же, как частный случай, приводится расчет спектрограммы СДКП зубчатой передачи в традиционных измерительных условиях для контроля качества изготовления, сборки и выявления случайных дефектов без разборки передачи путем сравнения расчетной и экспериментальной спектрограмм.

При необходимости строятся амплитудные значения спектральных составляющих СДКП передачи в требуемом рабочем диапазоне частот.

Четвертая группа.

"Передачи зубчатые. Классы точности. Методы контроля".

В этом стандарте предполагается заложить классификацию точности зубчатых передач и регламентировать методы контроля, позволяющие определять класс их точности. Упор при этом будет сделан на приборы и комплексы кинематического контроля. Стандарт предназначен для контроля хода производства и целей сертификации машиностроительной продукции.

Пятая группа. "Приводы механические. Методы расчета точности".

Здесь регламентируется методика определения ОУП рабочего органа механизма в установившемся реальном режиме эксплуатации.

Режимы работы привода, связанные с изменением условий эксплуатации таких как пуск, торможение механизма, изменение нагрузки или частоты вращения данным стандартом не охватывается.

Для приводов ОМП в стандарте представлена методика технических расчетов при помощи номограмм, позволяющая исключить на стадии выбора передачи резонансные режимы работы привода.

Внедрение предлагаемой нормативной документации позволит:

– конструктору, на стадии проектирования для принятой схемы передачи назначить, исходя из реальных возможностей производства, допуски на изготовление зубчатых колес и квалитеты точности основных деталей, декларируя СДКП передачи в виде спектрограммы для номинального режима работы, которую для технических расчетов можно представить в виде лучевой диаграммы;

– производителю зубчатых колес проконтролировать точность и, при необходимости, провести сертификацию зубчатых колес как конеч-

ной продукции производства;

- производителю зубчатых передач проконтролировать точность монтажа и классифицировать точность всей передачи в целом;

- сертификатору, подтвердить или опровергнуть декларируемую точность редуктора;

- потребителю, который, имея в техническом задании конкретные параметры привода: момент инерции нагрузки; момент сопротивления; частоту вращения рабочего органа, может, в соответствии с известными для выбранной передачи характеристиками крутильной жесткости передачи и соединительных муфт, а также спектром СДКП передачи, спрогнозировать точность работы привода, или проверить возможность его безрезонансной работы, и оценить нагрузочную способность передачи с учетом дополнительной динамической нагрузки.

Реализация данной программы позволит вывести расчеты точности зубчатых передач на новый уровень.

Для стандартов третьей и пятой групп в рамках настоящей работы разработаны 1-е редакции ГОСТ Р.

Основные результаты и выводы.

1. На основе учета погрешностей изготовления и монтажа зубчатых колес, переменной жесткости зубчатого зацепления и подшипниковых опор рассмотрен процесс образования СДКП и ее спектральных составляющих для основных типов зубчатых передач: цилиндрических, конических, червячных, в установившихся условиях эксплуатации.

Показано, что параметрические колебания зубчатых колес вносят значительный вклад в величину СДКП передачи, в то же время для редукторов ОМП, с их сочетаниями конструкционных и эксплуатационных параметров, возникновение параметрических резонансов практически невозможно.

2. На основе учета условий взаимодействия погрешностей всех звеньев кинематических цепей, состоящих из цилиндрических, конических и червячных зубчатых пар, разработаны метод расчета текущего значения и спектральных составляющих СДКП многоступенчатых зубчатых передач в реальных условиях эксплуатации.

Анализ расчетов позволяет выявлять зубчатые пары, вносящие наибольший вклад в СДКП в том или ином частотном диапазоне, рационально назначать степени точности и классы точности изготовления зубчатых колес и деталей, поддерживающих их в передаче, и обеспечить режимы работы, позволяющие избегать резонансных колебаний отдельных звеньев передачи.

Кроме того, сравнение, для конкретной передачи, результатов спектрального анализа расчетных значений СДКП и экспериментальных кинематограмм, снятых в режиме непрерывного вращения, позволяет проводить диагностирование точности изготовления и монтажа, выявлять локальные дефекты всех элементов передачи без ее разборки.

3. Разработаны единые методики расчета СДКП для основных конструктивных схем планетарных и волновых зубчатых передач.

4. На основе анализа полных динамических моделей зубчатых передач разработаны инженерные методики расчета текущего значения и амплитуд отдельных гармонических составляющих СДКП.

Для волновой зубчатой передачи такая методика легла в основу руководящего документа отрасли РД 92-0315-92 "Расчет динамической кинематической погрешности зубчатых волновых высокомоментных передач повышенной точности".

На основе приведенных инженерных методик разработаны проекты 1-х редакций Российских стандартов по расчету точности редукторов общемашиностроительного применения.

6. Показано, что СДКП, являясь неотъемлемым качеством каждой зубчатой передачи, при работе ее в составе привода является источником появления крутильных колебаний рабочего органа механизма относительно своего равномерного вращения или поворота.

В связи с этим, на основе учета спектральных составляющих СДКП зубчатой передачи и характеристик привода, в который передача встраивается, разработан метод расчетного определения ОУП рабочего органа механизма.

На основе метода разработан проект 1-й редакции Российского стандарта по расчету точности работы механического привода с зубчатой передачей того или иного вида в реальных условиях эксплуатации.

7. Показано, что крутильные колебания рабочего органа из-за наличия СДКП, вызывают появление дополнительной, не учитываемой существующим прочностным расчетом, нагрузки на зубчатую передачу, а также являются источником вибрации всего механизма и динамических нагрузок на его опоры.

На резонансных режимах работы механизма дополнительная нагрузка на передачу может превышать номинальную. Поэтому, при выборе типа зубчатой передачи в конкретный привод и при ее прочностном расчете, необходимо учитывать кроме режимов внешнего нагружения особенности образования СДКП конкретной передачи, упруго-диссипативные характеристики передачи и привода в целом, инерционные и эксплуата

ционные параметры привода.

Введение в прочностной расчет предлагаемого в работе коэффициента внутренней инерционной динамической нагрузки $K_д$ позволяет активно влиять, на выбор зубчатой передачи, встраиваемой в конкретный привод с инерционным рабочим органом, что в конечном счете дает возможность повысить надежность и долговечность машины в целом.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Динамическая модель возникновения кинематической погрешности волновой зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. - 1985. - N 4. - С.45-50.

2. Попов П.К., Штриплинг Л.О. О неравномерности вращения волновой зубчатой передачи // Расчет и конструирование ВЗП : Тез.докл. Республ научн.-техн.-конф.- Свердловск, 1986.- С.45-47.

3. Штриплинг Л.О., Лычагин В.В., Фирсаев А.Ф. Средства и методы контроля зубчатых колес волновой передачи // Расчет и конструирование ВЗП: Тез.докл. Республ. научн.-техн.-конф.- Свердловск, 1986. С.51.

4. Попов П.К., Штриплинг Л.О, Шамсутдинов Ф.А. Расчет критических скоростей привода с волновой зубчатой передачей // Вестник машиностроения.- 1987. - N 3. - С.19-21.

5. Штриплинг Л.О. Крутильные колебания привода как источник вибрации машин//Вибрация и вибродиагностика. Проблемы стандартизации: Тез.докл. II Всесоюз.научн.-техн.конф.-Горький, 1988.- С.74-75.

6. Штриплинг Л.О. Обеспечение точности приводов промышленных роботов // Автоматизация и механизация в машиностроении : Тез. докл. Всесоюз.научн.-техн. конф.- Кемерово, 1988.- С.59-60.

7. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Расчет ошибок углового положения выходного вала привода с волновой зубчатой передачей // Вестник машиностроения.- 1989. - N11.- С.15-17.

8. Штриплинг Л.О. Выбор типа передачи привода механизма с учетом динамического проявления кинематической погрешности. - Омск: ОмГТУ. - 1994.- 7с.(Деп. рук. ВИНИТИ.- 1994.- N 2399-В94).

9. Штриплинг Л.О. Расчет парметров технологической вибрации механизмов с приводом на основе зубчатых передач. - Омск: ОмГТУ.- 1994. 11с.(Деп. рук. ВИНИТИ.- 1994.- N 2785-В94).

10. Штриплинг Л.О. Учет динамических свойств привода при расчете вибрации механизма.- Омск: ОмГТУ.-1995.-9 с.(Деп.рук.ВИНИТИ.- 1995 N 298-В95).

11. Штриплинг Л.О. Динамическая модель возникновения кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи.- Омск: ОмГТУ 1995.-21 с.(Деп. рук. ВИНИТИ.- 1995.- N 1903-В95).

12. Штриплинг Л.О. Расчет технологической вибрации механизма с приводом на основе зубчатых передач//Динамика систем, механизмов и машин: Тез. докл. Междун.научн.конф.-Омск, 1995. Книга 2.- С.15 16

13. Штриплинг Л.О. Экспериментальное определение АЧХ кинематической погрешности зубчатых передач в реальных условиях // Динамика систем, механизмов и машин: Тез.докл. Междун.научн.конф.- Омск, 1995. Книга 3.- С.38-39.

14. Штриплинг Л.О. Расчет кинематической погрешности планетарных передач с учетом многопоточности и погрешности водила.-Омск: ОмГТУ.- 1995.-10 с.(Деп. рук. ВИНИТИ.- 1995.- N 2991-В95).

15. Штриплинг Л.О. Особенности расчета кинематической погрешности планетарных передач с двухвенцовыми сателлитами. - Омск: ОмГТУ.- 1996.-9 с. (Деп.рук. ВИНИТИ.- 1996.- N 43-В96).

16. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Прочностной расчет зубчатых передач с учетом характеристик привода // Проблемы обеспечения надежности и качества зубчатых передач: Тез.докл. Междун. научн.-практ. конф. - С.Петербург, 1996.- С.10-11.

17. Попов П.К.,Штриплинг Л.О. Ошибка углового положения рабочего органа машины в установившемся режиме работы привода в зависимости от крутильной жесткости зубчатой передачи//Известия вузов. Машиностроение. - 1996. - N7-9. - С.36-40.

18. Штриплинг Л.О., Аистов И.П., Стишенко Л.Г. Учет влияния динамики привода на прочностной расчет зубчатой передачи// Механика процессов и машин: Сб.научн.трудов.- Омск, 1996. Книга 2. -С.28-32.

19. Штриплинг Л.О. Определение ошибок углового положения выходного вала зубчатых передач // Механика процессов и машин : Сб. научн. трудов.- Омск, 1996. Книга 2. - С.74-79.

20. Штриплинг Л.О. Определение динамических нагрузок на опоры механизма в приводе которого использована зубчатая передача // Известия вузов. Машиностроение. - 1996. - N10-12. - С.30-35.

21. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Инженерный метод расчета ошибок углового положения выходного вала привода с цилиндрической зубчатой передачей // Вестник машиностроения. - 1997.- N9.- С.7-11.

22. Штриплинг Л.О. Счет параметрических колебаний при расчете кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение.- 1997. N 4-6.- С.39-48.

23. Штриплинг Л.О. Расчет кинематической погрешности зубчатых передач // Динамика систем, механизмов и машин: Тез.докл. II Междун. научн. конф. - Омск, 1997. Книга 3.- С.122.

24. Штриплинг Л.О. Нормирование расчетов точности зубчатых передач // Динамика систем, механизмов и машин : Тез.докл. II Междун. научн. конф. - Омск, 1997. Книга 2 - С.123.

25. Штриплинг Л.О. Расчет кинематической погрешности планетарных передач // Прикладные задачи механики: Сб. научн. трудов. - Омск, 1997. Книга 1. - С.81-85.

26. Штриплинг Л.О., Андриенко Л.А. Расчет кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. - 1998. - N 1-3.- С.43-51.

27. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Концепция создания нормативной базы по расчету точности зубчатых передач и приводов на их основе // Точность технологических и транспортных систем: Тез. докл. IV Междун. научн.-техн. конф. Сб. статей.- Пенза, 1998. - С.92-93.

28. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Предпосылки пересмотра нормативной документации по расчету точности зубчатых передач // Вестник машиностроения.- 1998. - N6.- С.59-62.

29. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Выбор зубчатой передачи обеспечивающий безрезонансный режим работы привода // Вестник машиностроения.- 1998. - N8. - С.50-52.

30. Штриплинг Л.О. К расчету кинематической погрешности планетарных передач// Проблемы машиностроения и надежности машин.-1998.- N3.- С.36-42.

31. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Концепция создания нормативной документации по точности зубчатых передач // Конверсия в машиностроении. - 1998. - N4.- С.20-23.

32. А.с. 1087722, МКИ F16H3/00. Волновая зубчатая коробка передач/ В.И.Еременко, И.И.Посивенко, В.Л.Данков, Л.О.Штриплинг//Открытия. Изобретения.- 1984.- N15.

33. А.с. 1153150, МКИ F16H3/00. Волновая зубчатая передача /В.И.Еременко, Л.О.Штриплинг// Открытия. Изобретения.-1985.- N16.

34. А.с. 1222942, МКИ F16H1/48. Планетарная зубчатая передача /П.К.Попов, Л.О.Штриплинг, А.С.Шувалов // Открытия. Изобретения.- 1986.- N13.

35 А.с. 1416780, МКИ F16H1/00. Регулируемый кулачковый генератор волн / Ю.В.Бучаков, Л.О.Штриплинг, В.П.Добровольский // Открытия Изобретения. - 1988.- N30.