

1553035

Московский государственный технический университет
им. Н. Э. Баумана

На правах рукописи
УДК 621.88.084

Попов Павел Кириллович

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ
ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

05.02.02 — Машиноведение и детали машин

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Москва — 1996

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

Официальные оппоненты:

- д. т. н. проф. ТИМОФЕЕВ Борис Павлович
- д. т. н. проф. СНЕСАРЕВ Георгий Андреевич
- д. т. н. проф. КРАХИН Олег Иванович

Ведущее предприятие: — НПО им. Лавочкина, г. Москва.

Защита состоится «13» февраля 1997 г. на заседании диссертационного Совета ДО53.15.06 в МГТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, каф. РК-4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Баумана.

Ваш отзыв на диссертацию с печатью, просим направить по адресу:

Автореферат разослан _____

Ученый секретарь диссертационного Совета
к. т. н., доц. каф. _____

1553035

Общая характеристика работы

Актуальность темы

1. Представленная работа посвящена созданию методов расчета стационарной динамической кинематической погрешности различных типов зубчатых передач. Учтены как первичные погрешности изготовления и монтажа деталей и узлов, так и нагрузки на передачу, в том числе от моментов инерции приводных масс в рабочем диапазоне частот вращения.

Актуальность работы определилась в 70-х годах при создании опорноповоротных устройств высокой точности и динамичности для астрофизических инструментов оборонного назначения. В этот период под руководством Попова П.К. выполнялся цикл работ по выбору типов зубчатых передач для указанных механизмов. Работы выполнялись по постановлениям ВПК.

В дальнейшем теоретические и практические результаты работы подтвердили свою актуальность при проектировании приводов промышленных роботов, в которых велики моменты инерции нагрузки, широк диапазон рабочих частот вращения и предъявляются высокие требования по точности в эксплуатационных условиях.

В последние годы актуальность работы связана с обязательной сертификацией зубчатых редукторов общемашиностроительного применения, позволяя расчетными методами повысить их качество и конкурентоспособность.

Цель работы

Создание методов расчетно-экспериментального определения стационарной динамической кинематической погрешности зубчатых передач и приводов с зубчатыми передачами.

Методы исследования

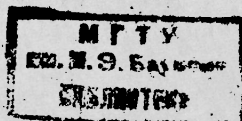
Теоретическое исследование процесса возникновения кинематической погрешности зубчатых передач выполнены на основе векторно-вероятностного представления первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов передач. Поперечные и крутильные колебания узлов передач и привода в целом, возбуждаемые погрешностями изготовления, рассмотрены на основе теории механических

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1553035

Попов П.К. Расчетно-экспер



колебаний с привлечением экспериментальных данных по параметрам жесткости и демпфирования.

Достоверность

Достоверность полученных в диссертационной работе результатов обусловлена использованием традиционных фундаментальных положений математики и механики, подтверждена хорошим совпадением результатов численных расчетов стационарной динамической кинематической погрешности различных типов зубчатых передач приводов с экспериментальными данными и результатами эксплуатации.

Научная новизна

Научная новизна работы заключается в расширении понятия "кинематическая погрешность" и приближении его к реальным условиям эксплуатации зубчатых передач, когда ошибка углового рассогласования валов определяется не только погрешностями изготовления и монтажа деталей, но и упруго-диссипативными характеристиками передачи и привода в целом, нагрузкой на передачу, моментами инерции приводных масс и реальным диапазоном частот вращения. Определяемая в этих условиях автором работы расчетно-экспериментальным путем стационарная динамико-кинематическая погрешность (ДКП) включает в себя традиционно рассчитываемую кинематическую погрешность как частный случай.

Практическая ценность

Практическая ценность работы заключается в том, что в ней на основе векторно-вероятностного представления первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов разработана методика и алгоритмы расчета текущего значения кинематической погрешности различных типов зубчатых передач, позволяющие на основе конструкторской документации определить предельную вероятную кинематическую погрешность и, сопоставляя ее с найденной экспериментально в измерительных условиях, научно-обоснованно судить о качестве изготовления и диагностировать отклонения в технологическом процессе производства.

Для определения углового рассогласования валов передачи в реальных условиях эксплуатации разработаны методы и алгоритмы расчета стационарной ДКП с учетом как ошибок изготовления, так и

реальных нагрузок на передачу в рабочем диапазоне частот вращения.

Разработанный для перспективных с точки зрения точности волновых зубчатых передач программно-методический комплекс внедрен в руководящие документы отрасли РД92-0248-89 "Передачи волновые зубчатые высокомоментные повышенной точности. Расчет податливости", РД92-0286-91 "Передачи волновые зубчатые высокомоментные повышенной точности. Расчет динамической кинематической погрешности."

Руководящие документы утверждены приказом Министерства М142 от 26.07.87, введены в действие ЦКБС 21.10.92 и разосланы для практического использования более чем 100 предприятиям страны. Для передач общемашиностроительного применения рекомендации работы вошли в проект Российского стандарта ПГ604-7-92 п. 4.4.4. и Приложение 2 и учтены в окончательной редакции ГОСТ Р 50891-960, что подтверждает общность и универсальность предложенных в диссертации методов и алгоритмов расчетов. В конструкторских бюро специального назначения, таких как КВСМ г. Санкт-Петербург, НПО "Астрофизика" г. Москва, НПО им. Лавочкина и др. результаты работы используют при проектировании приводов, к которым предъявляются повышенные требования по точности в эксплуатационных условиях, что подтверждено сведениями о внедрении, приводимыми в диссертации. Результаты работы можно также рекомендовать к внедрению на редукторных заводах страны таких как Барышский, Ижевский, Псковский и др. для контроля уровня производства по соответствию комплексного расчетно-экспериментального показателя предельной вероятностной кинематической погрешности требованиям утвержденной конструкторской и нормативной документации.

Апробация работы

Содержание основных разделов диссертации докладывалось на 2-ом международном симпозиуме по прикладной механике (Москва, МГТУ, май 1977 г.); на международной конференции "Зубчатые передачи. Теория зацепления, прочность, кинематическая точность и технология изготовления" (Кишинев 1992 г.); на международном симпозиуме "Прогрессивные зубчатые передачи" (Ижевск, 1994 г.); на всесоюзных конференциях по зубчатым передачам в городах Саратов 1986 г., Ленинград 1987 г., Курган 1988 г., на научно-технических семинарах "Автоматизированное проектирование зубчатых передач"

(Ленинград, 1985, 1987 г.), "Вопросы ускоренных испытаний и техническая диагностика" (Минск, 1988 г.), семинарах проф. Нахпетяна Е.Г. и проф. Крайнева А.Ф. в ИМАШ АН СССР в 1989 и 1990 гг. на кафедрах "Детали машин" ВОЕНМЕХА (г. Санкт-Петербург) июнь 1986 г. и МГТУ им. Баумана (г. Москва) - сентябрь 1987, июнь 1996 г.

Публикации

По результатам исследований опубликовано более 70 работ, в том числе 8 авторских свидетельств и более 10 рукописей научно-технических отчетов. Выпущен комплект из шести руководящих документов отрасли, 8 атласа конструкций, конспект лекций.

Объем диссертации

Диссертация состоит из введения, 6 глав, основных выводов и рекомендаций, списка литературы из 109 наименований и изложена на 270 страницах машинописного текста с 75 рисунками и 19 таблицами.

Краткое содержание работы

Во введении дан анализ требований, предъявляемых к зубчатым передачам точных и одновременно силовых приводов астрофизического и технологического назначения. Он показал, что в реальных условиях эксплуатации традиционно определяемая кинематическая погрешность недостаточна для оценки точности вращения исполнительной оси привода. В связи с этим для решения общей задачи расчетно-экспериментального обеспечения точности зубчатых передач и приводов было необходимо:

- создать математическое описание процесса возникновения кинематической погрешности зубчатых передач с учетом векторного и вероятностного характера первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей, а в ряде случаев - с учетом радиальной податливости звеньев

- рассмотреть процесс суммирования погрешностей, как внутренне возмущающее воздействие на упруго-диссипативную систему зубчатой передачи, и разработать математическое описание для расчета стационарной динамико-кинематической погрешности передач и привода в целом в реальном диапазоне частот вращения и нагрузок, т.е. в условиях, приближенных к реальным - эксплуатационным.

- создать установки для экспериментального определения на реальных передачах и приводах параметров упругости и демпфирования и проверки достоверности расчетов в условиях варьирования типоразмеров передач, частот вращения и моментов инерции нагрузки.

Перечисленные задачи легли в основу настоящей работы и были продиктованы требованиями к реальным приводам машин различного назначения от радиотелескопов до промышленных роботов. Отражение опыта эксплуатации реальных машин также входило в задачи работы.

1. Процесс возникновения кинематической погрешности зубчатых передач.

Для высокоточных приводов астрофизического и технологического назначения, которые рассматриваются в работе, типовым режимом эксплуатации с высокими требованиями к точности вращения является режим движения с установившейся скоростью. Диапазон рабочих скоростей может быть достаточно широк, а нагрузки на передачу, в том числе и от инерционных масс, значительны. Первоисточником возмущений на систему в этом режиме являются погрешности изготовления и монтажа деталей передачи, которые традиционно оцениваются по показателю кинематической погрешности (КП). Расчет КП по существующей нормативной документации ГОСТ 1643-81; ГОСТ 9178-81 и ГОСТ 21098-82 позволяет определить максимальную или вероятную КП, но не дает представления о процессе возникновения КП.

В связи с этим на основе работ Архангельского Л.А., Бруевича Н.Г., Бородачева Н.А., Дунаева П.Ф., Калашникова Н.А., Козлова М.П., Левашова А.В., Маркова Н.Н., Портмана В.Т., Решетова Д.Н., Тайца В.А., Тимофеева В.П. и упомянутых ГОСТов разработано векторно-вероятностное представление первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов передач. Погрешности отдельных деталей - первичные погрешности приводят к возникновению радиальных и торцевых биений, которые характеризуются величиной и направлением, т.е. могут быть представлены в виде векторов. Модули векторов в пределах поля допуска подчинены вероятностным законам распределения с параметрами, зависящими от технологического процесса изготовления, а фазы углового положения подчинены закону равной вероятности.

В процессе работы передачи суммирование векторов погреш-

ности происходит в зависимости от того, вращаются они друг относительно друга или же остаются относительно неподвижными. Погрешности изготовления отдельно взятого зубчатого колеса - домонтажные погрешности, и погрешности, связанные с установкой зубчатого колеса на вал - монтажные погрешности, приводят к появлению КП, измеряемой по дуге делительной окружности. Показано, что КП зубчатого колеса можно заменить на эквивалентный по действию вектор эксцентриситета, и представить все первичные погрешности одинаково - в векторной форме. В пределах поля допуска величина отклонения (модуль вектора) представляет собой случайную величину и в зависимости от технологического процесса изготовления описывается различными законами распределения - нормальными для данной технологии, но не обязательно Гауссовыми. Математическое ожидание отклонения модуля вектора от номинального значения можно записать в виде: $M_x = e_m + \alpha t$, где $e_m = 0.5(e_s - e_i)$ - среднее отклонение размера, $t = (e_s - e_i)$ - допуск размера, α - коэффициент относительной асимметрии. Связь между среднеквадратическим отклонением σ_x и допуском размера t определяется из соотношения $\sigma_x = k \cdot t / 6$, где k - коэффициент относительного рассеяния размера. Например, распределение смещения осей в большинстве случаев подчиняется трем типовым законам: несимметричного Гаусса ($k=1.21$, $\alpha=-0.47$), Симпсона ($k = 1.41$, $\alpha = -0.33$) и равной вероятности ($k = 1.73$, $\alpha=0$). Законы распределения отклонений могут быть найдены либо теоретически - с помощью теоретико-вероятностного расчета точности хода технологического процесса, разработанного Н.А. Бородачевым, либо экспериментально - с помощью измерений фактических размеров деталей и последующей статистической обработки результатов. Применение теоретического способа сдерживается отсутствием рабочих методик теоретико-вероятностного расчета точности типовых технологических процессов, поэтому в работе использован второй - экспериментальный метод. В работах П.Ф. Дунаева и В.П. Тимофеева обобщен большой статистический материал по различным заводам и по различным технологическим процессам для деталей с размерами от 3 до 500 мм, и в ряде случаев построены таблицы для определения параметров законов распределения α и k .

Для векторных величин $Y = t_x \cos \theta$, где: t_x и θ - случайные величины - соответственно модуль и аргумент функции.

Для сумм векторных величин, учитывая, что значения угла

θ равновероятны в пределах от 0 до 2π, получим $k_{wv}^2 t_{wv}^2 = \sum c_v^2 k_v^2 t_v^2$, где k_{wv} и t_{wv} для суммарного вектора, k_v и t_v для частного вектора, c_v - постоянная при случайной векторной величине (коэффициент приведения).

Для случая, когда в размерной цепи имеются детали, равновероятно соприкасающиеся в пределах зазоров $k_{wz}^2 t_{wz}^2 = \sum c_z^2 k_{xz}^2 t_z^2$, где: k_{xz} - приведенный коэффициент относительного рассеяния. Распределение величин зазоров обычно близко к нормальному, поэтому для практических расчетов принимают: $\alpha_z = 0$ и $k_z = 1$.

В конечном виде формула для расчета вероятных значений суммарных векторов погрешностей изготовления и сборки имеет вид:

$$t_{wv}^2 = [\sum_v c_v^2 k_v^2 t_v^2 + \sum_z c_z^2 k_{xz}^2 t_z^2] / k_{wv}^2 \quad (1)$$

Представленные теоретические положения и расчеты соответствуют вероятностным расчетам по действующим стандартам на расчет точности кинематических цепей ГОСТ 21098-82. Одновременно, за счет более подробного рассмотрения в вероятностном аспекте первичных погрешностей изготовления и монтажа, представляется возможным оценивать влияние технологического процесса на результирующую точность, например, методом имитационного моделирования на ЭВМ. В соответствии с упомянутым ГОСТом сложение суммарных векторов производится без учета частот их проявления, т.е. определяются координаты середины и величины поля рассеяния КП. При этом как бы пропадает функциональное взаимодействие векторов в процессе работы передачи и приходится вводить в расчеты эмпирические коэффициенты K , K_s , учитывающие фазовую компенсацию - уменьшение КП в зависимости от относительного положения звеньев.

Предлагаемое в настоящей работе продолжение расчета не противоречит действующим ГОСТам и предусматривает суммирование векторов погрешностей звеньев с учетом частот их проявления. При этом отпадает необходимость в коэффициентах фазовой компенсации, и появляется возможность заложить в систему управления приводом вероятностную функцию текущей кинематической погрешности.

В процессе работы передачи суммарные векторы эксцентриситетов узлов меняют свое угловое положение в соответствии с кинематикой передачи относительно полюса зацепления. Поэтому текущее значение суммарного вектора КП передачи можно записать в виде:

$e_{w1}(\omega_1 \cdot t) = e_{w1} \cdot \cos(\omega_1 \cdot t)$, где e_{w1} - суммарный вектор эксцентриситета узла, вызванный первичными погрешностями группы деталей звена, ошибки которых проявляются с одинаковой частотой; ω_1 - частота проявления векторов погрешностей i -го звена; t - текущее время.

Изложенные теоретические положения иллюстрируются в работе конкретными примерами расчета текущей КП планетарных и волновых зубчатых передач, приведенными в двух последующих главах диссертации, а также результатами расчета цилиндрических и червячных передач.

2. Анализ и суммирование погрешностей планетарных передач.

Исследованиям статики и динамики планетарных механизмов посвящены работы: Айрапетова Э.Л., Булгакова Э.В., Генкина М.Д., Гинзбурга Е.Г., Кудрявцева В.Н., Короткова В.П., Решетова Л.Н., Сивоконенко И.М., Тимофеева Б.П. Основное внимание в работах уделено вопросам прочности и виброактивности передач. Только в работах Короткова В.П. и Сивоконенко И.М. приведены методики расчета КП, которые, для одной и той же передачи, схема которой представлена на рис. 1а, дают в два раза отличающиеся друг от друга результаты: 1272 угл.с. - вероятная максимальная КП, - и 681 угл.с. - наибольшая КП. В работе приведены параметры и показатели точности зубчатых колес и составлены расчетные схемы для определения суммарных векторов погрешностей по узлам передачи: E_{hw} , E_{fw} , E_{gf} , и т.д. с учетом частотного спектра их проявления.

Текущее значение КП планетарной передачи в угловых секундах $\delta\varphi_{wp}$ определяется для каждого i -го потока (сателлита) как результат непрерывного суммирования векторов погрешностей узлов с учетом частот их проявления, передаточных коэффициентов и коэффициентов перевода линейных величин в угловые.

$$\delta\varphi_{wpi} = \frac{412.5}{d_b \cdot \cos \alpha} \cdot \left(K_1 \cdot \sqrt{\left(e_h^w \cdot \frac{d_g}{d_f} \right)^2 + \left(e_f^f \cdot \frac{d_g}{d_f} \right)^2 + (e_g^f)^2} \right) +$$

$$+ \left(\sqrt{\left(e_h^f \cdot \frac{d_g}{d_f} \right)^2 + (e_a^f)^2 + \left(e_b^f \cdot \frac{d_g}{d_f} \right)^2} \right) \cdot \cos(\omega_h \cdot t + \varphi_1) +$$

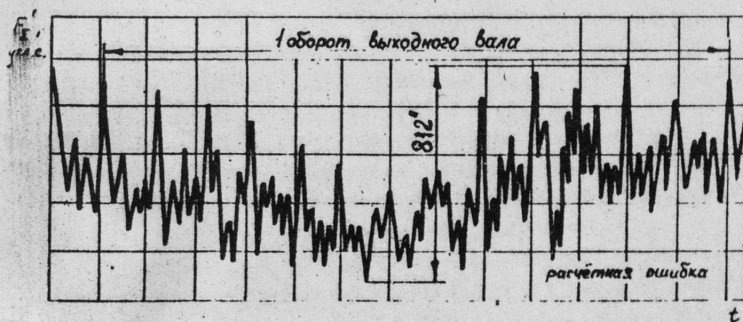
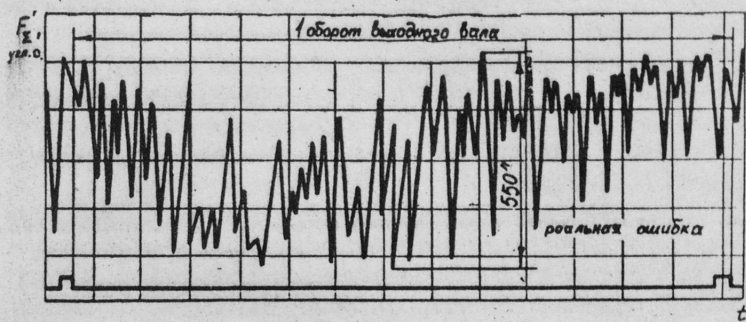
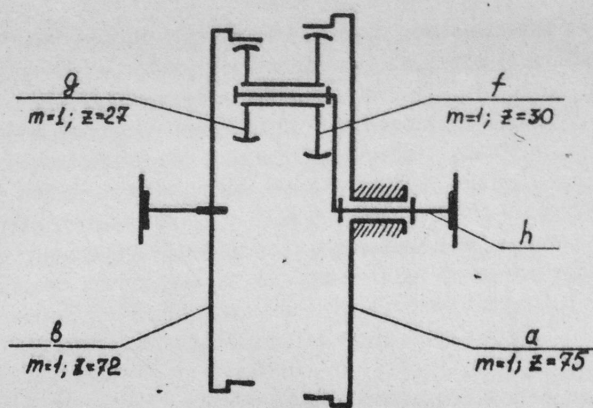


Рис. I

$$+ \frac{\sqrt{\left(\frac{d_g}{d_f} \cdot e_f^w\right)^2 + (e_g^w)^2}}{\sqrt{\left(\frac{d_g}{d_f} \cdot e_f^w\right)^2 + (e_g^w)^2}} \cdot \cos \left(\frac{d_a}{d_f} \cdot \omega_n \cdot t + \varphi_1 \right) +$$

$$+ e_b^w \cdot \frac{d_g}{d_f} \cdot \cos \left((1-1/U) \cdot \omega_n \cdot t + \varphi_1 \right) \quad (2)$$

412,5

где $\frac{412,5}{d_b \cdot \cos \alpha}$ - коэффициент перевода линейных размеров в угловые,

d_a , d_b , d_g , d_f - диаметры делительных окружностей [мм], соответствующих колес; K_1 - коэффициент, учитывающий влияние векторов, не меняющих своего положения относительно полюса зацепления. Например, для вектора биения водила при трех сателлитах, расположенных под 120° $K_1 = 1$; $K_2 = -0,5$; $K_3 = -0,5$; φ_1 - угол, определяющий положение i -го сателлита относительно сателлита, выбранного за исходный.

В каждый момент времени передачу вращения осуществляет сателлит, имеющий большие значения приведенного вектора эксцентриситета. Поэтому в каждый момент времени необходимо определять значения приведенных векторов для каждого из сателлитов, а график кинематической погрешности передачи будет представлять собой огибающую максимальных значений кинематических погрешностей, вызванных векторами эксцентриситетов во всех трех потоках.

$$\delta \Phi_{wp} = \max \delta \Phi_{wpi} \quad (3)$$

Процесс вычисления КП по потокам и поиск максимальных значений с построением графика КП передачи осуществляется на ЭЕМ. По частотному спектру и амплитудам погрешностей (рис.16,в) полу-

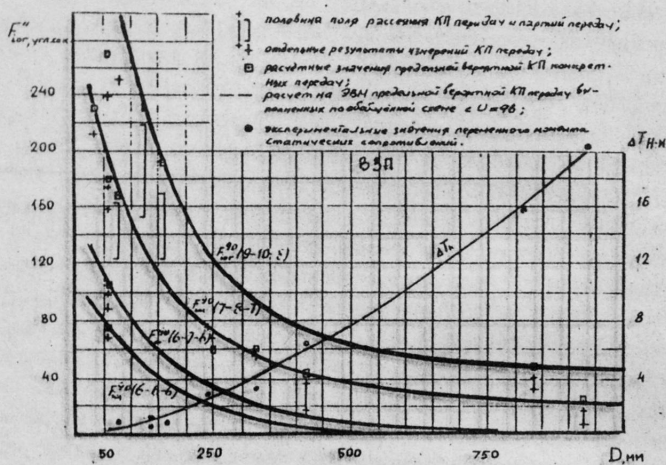
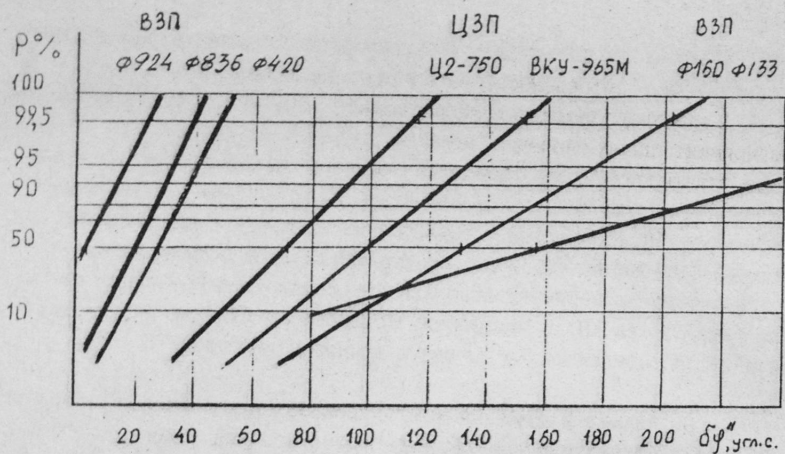
чено хорошее соответствие в вероятностном аспекте результатам эксперимента, проведенного на восьми однотипных передачах.

Предельная вероятная КП передачи - 812 угл. с., полученные экспериментальные значения лежат в пределах от 318 до 550 угл. с. После статистической обработки получена оценка вероятности расчетного значения предельной вероятной КП с учетом ограниченного количества экспериментов, т.е. рассеяние среднего и среднеквадратического отклонений - 0.986. На математической модели выявлено и подтверждено экспериментально влияние конструктивно-технологических факторов на КП. В частности, установлено влияние биения вала и числа сателлитов на выходную точность передачи.

3. Анализ и суммирование погрешностей в волновой зубчатой передаче и математическая модель возникновения кинематической погрешности с учетом податливости звеньев и многопарности зацепления.

Высокая точность волновых зубчатых передач (ВЗП) была декларирована их изобретателем W. Masser (США) за счет большого числа пар зубьев в одновременном зацеплении. В дальнейшем вопросы точности ВЗП в зарубежной литературе не публиковались, а в отечественной отражены в работах Е.Г. Гинзбурга и его аспирантки Л.С.Черновой (70-ые годы), в работах Н.И.Цейтлина и его аспиранта Шамиря-Пахлеваняна О.М. Одновременно вопросы точности ВЗП входили в круг основных научных интересов автора настоящей работы, и результаты теоретических и экспериментальных исследований опубликованы более чем в десятке статей. Основным отличием подхода автора настоящей работы к оценке точности ВЗП является учет первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов передачи и их суммирование с учетом податливости звеньев, тогда как, например, в работах Гинзбурга Е.Г. предлагается прямое суммирование наибольших КП, составляющих передачу зубчатых колес, и умножение этой суммы на некоторый эмпирический коэффициент, меньший единицы, для учета многопарности и многозонности зацепления. Недостатком такого подхода, не говоря об эмпирике, является выпадение из рассмотрения вала генератора волн, ошибки изготовления которого в значительной степени определяют КП передачи.

После выполнения процедуры определения первичных и суммарных векторов погрешностей деталей и узлов передачи и частот их



проявления получена зависимость для расчета предельной вероятной КП БЗП вида:

$$F_{ior} = \frac{412,5}{D \cos \alpha} e_{123}, \quad (4)$$

$$\text{где } e_{123} = e_{13} - (e_{13} - e_{2E}) \frac{\lambda_{13}}{\lambda_{13} + \lambda_z}$$

- предельный вероятный суммарный вектор погрешности передачи с учетом суммарных векторов погрешности гибкого зубчатого колеса в сборе с генератором волн- e_{13} и жесткого зубчатого колеса - e_{2E} с учетом податливостей- λ_{13} и λ_z соответствующих уалов. Суммирование текущих значений векторов погрешностей осуществлено на ЭВМ с учетом частот их проявления и изменения податливостей при действии рабочего вращающего момента, что позволяет воспроизвести процесс формирования КП не только в измерительных, но и в приближенных к эксплуатационным условиях. Выполнено сопоставление результатов расчетов с результатами проверок ряда передач в диапазоне диаметров 40...924 мм, подтвердившее, что уровень вероятности расчетного определения КП лежит в пределах 0.91...0.995 (рис. 2). На основании расчетов и экспериментов выявлено влияние точности изготовления зубчатых колес и деталей передачи, натягов в зацеплении, передаваемой нагрузки и износа на предельную вероятную КП и переменную составляющую статического момента сопротивления. Построен обобщенный график зависимости 90% предельной вероятной КП БЗП в функции характерного диаметра для различных степеней точности изготовления зубчатых колес и качеств точности изготовления деталей (рис. 3).

Показано, что с ростом диаметра передачи КП уменьшается, но одновременно растет соответствующая ей переменная составляющая момента статических сопротивлений T_h .

4. Стационарная динамико-кинематическая погрешность зубчатых передач.

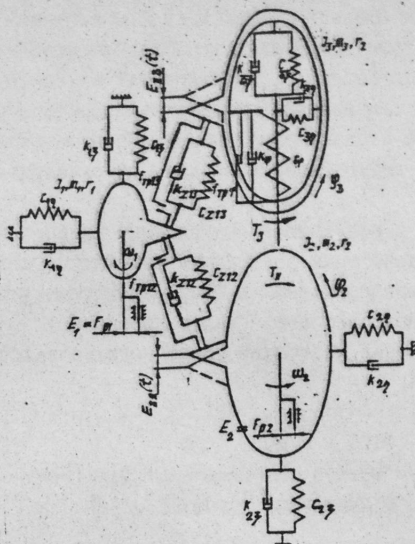
Учет податливостей звеньев в процессе суммирования пог-

решностей привел автора к выводу о необходимости учета поперечных колебаний узлов передачи при расчете точности. При работе передачи с установившейся скоростью в пределах некоторого рабочего диапазона частот вращения возможны резонансные явления в упругой системе и сильное искажение ранее найденной в квазистатических условиях КП. Это положение подтвердилось экспериментально, в частности, для ЕЗП. На это же явление обратили внимание в своих работах Н. Н. Марков и Э. В. Булгаков, последний предложил в реальных условиях эксплуатации называть КП "сигналом кинематической погрешности". С позиций виброактивности, динамика зубчатых передач рассмотрена в работах Э. Л. Айрапетова, Б. М. Абрамова, В. В. Аугустайтиса, Г. В. Кожевникова, Е. И. Поджарова, К. В. Фролова, И. Ш. Давыдова, Л. А. Кудрявцева, Вентона М. и Сейрега А. и др.

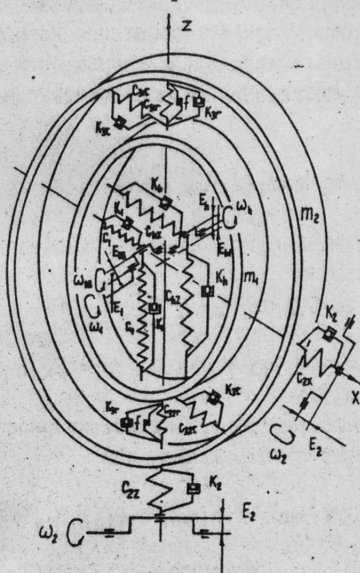
Для приводов астрофизического назначения, приводов промышленных роботов и технологического оборудования, работающих в режиме сложения с постоянной и относительно малой скоростью, основным критерием является точность вращения. В работе введено понятие стационарной динамико-кинематической погрешности (ДКП). ДКП это отклонение углового положения выходного вала от его теоретического значения в результате действия первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов зубчатой передачи в рабочем диапазоне частот вращения при установившемся режиме движения и действии рабочего вращающего момента. КП передачи в традиционном понимании является частным случаем ДКП, определяемой в измерительных условиях: частота вращения выходного вала до 100 об./мин., нагрузка не более 10% от номинальной.

В работе представлены физические модели возникновения ДКП в ЕЗП и цилиндрической зубчатой передаче с устройствами люфтовывбирания (ЦЗПЛ) - рис. 4а, б. Модель ЕЗП представляет собой два коаксиально расположенных жестких кольца, массы которых m_1 и m_2 , имитируют соответственно узлы "генератор волн - гибкое колесо" и "жесткое колесо". Упругие элементы модели представляют собой безинерционные пружины с жесткостями C_{z1r} , C_{z2r} и т. д., соответствующие жесткостям узлов и связей передачи. Диссипативные свойства узлов отображены в виде поршней с соответствующими коэффициентами демпфирования k . Трение в зацеплении показано парами трения с коэффициентом f . Возбуждение колебаний смоделировано коленчатыми валами, радиусы E_j которых равны модулям векторов суммарных погреш-

u)



8)



ностей узлов передачи, а частоты вращения ω_j - частотам вращения этих погрешностей не обязательно равных частотам вращения узлов.

Особенностью модели ЦЗП является наличие дополнительной пружины, с крутильной жесткостью C_f , имитирующей механизм устранения зазоров. Основным условием работы лфтовывбирающего устройства ЦЗП является условие неразмыкания зубьев. Предложенная модель описывает практически любую известную схему устранения зазора в зацеплении.

ДКП появляется в результате вынужденных поперечных колебаний, возникающих под действием внутренних кинематических возмущений от погрешностей изготовления и трансформируемых зубчатый зацеплением в угловые рассогласования валов передачи.

Для вывода уравнений колебаний узлов использовалось уравнение Лагранжа 2-го рода.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_j} \right) - \frac{dT}{dq_j} + \frac{dU}{dq_j} = \frac{d\Phi}{dq_j} + Q_j \quad (6)$$

где T - кинетическая энергия; U - потенциальная энергия; Φ - энергия сопротивления; $dq_j, (dq_j)'$ - обобщенная координата и скорость; Q_j - обобщенная сила в направлении обобщенной координаты.

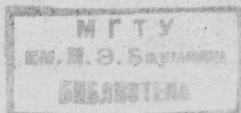
Для ВЗП получена система из 4х уравнений вида

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + K_1 \cdot \dot{z}_1 + (C_{z1} - m_1 \cdot \omega_h^2) \cdot z_1 - 2 \cdot m_1 \cdot x_1 \cdot \omega_h \cdot K_B \cdot \omega_h \cdot x_1 - K_z \cdot z_2 - C_{zr} \cdot z_2 &= F_{1z} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 + K_1 \cdot \dot{x}_1 + (C_{x1} - m_1 \cdot \omega_h^2) \cdot x_1 + 2 \cdot m_1 \cdot z_1 \cdot \omega_h \cdot K_B \cdot \omega_h \cdot z_1 - K_z \cdot x_2 - C_{zt} \cdot x_2 &= F_{1x} \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 + K_{11} \cdot \dot{z}_2 + C_{z2} \cdot z_2 - K_z \cdot z_1 - C_{zr} \cdot z_1 &= F_{2z} \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + K_{11} \cdot \dot{x}_2 + C_{x2} \cdot x_2 - K_z \cdot x_1 - C_{zt} \cdot x_1 &= F_{2x}, \end{aligned} \quad (7)$$

где в правую часть вынесено внутреннее кинематическое возмущающее воздействие от погрешностей изготовления вида

$$F_{1z} = -E_1 \cdot (C_1 \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t + \phi_1) - K_1 \cdot \kappa \omega_h \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t + \phi_1)) - E_{1B} \cdot (C_1 \cdot \cos(\omega_{1B} \cdot$$

4553035



$$\begin{aligned}
 & \cdot t) - K_1 \cdot \kappa \omega_{1B} \cdot \sin(\omega_{1B} \cdot t)) - E_h \cdot (C_h \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t) - K_h \cdot \kappa \omega_h \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t)) - \\
 & - m_1 \cdot g \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t) + 0,71 \cdot E_{h1} \cdot (m_1 \kappa \omega_h^2 - C_h) - T_2 \cdot f \cdot \text{sign}(z_1 - z_2) / d_1, \\
 F_{1x} = & E_1 \cdot (C_1 \sin(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_1) + K_1 \cdot \kappa \omega_h \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_1)) - E_{1B} \cdot (C_1 \sin(\omega_{1B} \cdot t) + \\
 & + K_1 \cdot \omega_{1B} \cdot \cos(\omega_{1B} \cdot t)) - E_h \cdot (C_h \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t) + K_h \cdot \kappa \omega_h \cos(\kappa \omega_h \cdot t) + \\
 & + m_1 \cdot g \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t) + 0,71 \cdot E_{h1} \cdot (m_1 \cdot \kappa \omega_h^2 - C_h), \\
 F_{2z} = & E_2 \cdot (C_2 \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_2) - K_2 \cdot \kappa \omega_h \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_2) + \\
 & + T_2 \cdot f \cdot \text{sign}(z_1 - z_2) / d_1, \quad (8)
 \end{aligned}$$

$$F_{2x} = E_2 \cdot (C_2 \cdot \sin(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_2) + K_2 \cdot \kappa \omega_h \cdot \cos(\kappa \omega_h \cdot t + \varphi_2),$$

здесь φ_1 - угол между неподвижными векторами гибкого колеса и генератора волн; φ_2 - угол между векторами жесткого колеса и генератора волн.

Полученная система уравнений приводится к нормальному виду и решается численным методом (в нашем случае методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности с модификацией Гилла) при следующих начальных условиях: $z_{10} = E_h + 0,71 \cdot E_{h1}$, $x_{10} = 0$, $z_{20} = E_2 + E_{2B}$, $x_{20} = 0$, $z_{10} = x_{10} = z_{20} = x_{20} = 0$.

Поскольку, по определению ДКП, нас интересуют только установившиеся вынужденные (под воздействием возмущения системы из-за погрешностей звеньев) колебания узлов, то начальный участок расчета, соответствующий собственным, быстрозатухающим колебаниям, отбрасывается.

Аналогичным образом составляются и уравнения движения ЦЭП. В общем случае система содержит девять дифференциальных уравнений, которые после преобразования по Лапласу удобно представить в матричном виде

$$D(i\omega) \cdot q = F \quad (9)$$

где q - комплексный вектор перемещений; $D(i\omega)$ - матрица коэф-

фициентов при комплексном векторе; F - вектор возмущающих сил и моментов, включающий в себя как внешнее, так и внутреннее возмущение. Решение системы уравнений проводится численным методом при аналогичных по форме с ВЗП начальных условиях. Результатом решения систем уравнений (7) и (9) являются текущие значения поперечных смещений узлов передач, а для ЦЗПЛ еще и текущие угловые смещения. Те и другие трансформируются зубчатым зацеплением в угловое рассогласование валов. Текущее значение ДКП цилиндрической зубчатой передачи с люфтовывиранием можно определить по формуле:

$$F''_{ior} = \frac{412,5}{2 \cdot r_2} \cdot ((\varphi_1(t) \cdot r_1 - \varphi_2(t) \cdot r_2 + \eta_1(t) - \eta_2(t)) \cdot \operatorname{tg} \alpha + \xi_1(t) - \xi_2(t)), \quad (10)$$

Текущее значение ДКП волновой зубчатой передачи с учетом многопарности и многозвонности зацепления можно определить по формуле:

$$F''_{ior} = \frac{412,5}{d_1 \cdot z_w^{0,5}} \cdot |(x_1(t) + x_2(t) + (z_1(t) - z_2(t)) \cdot \operatorname{tg} \alpha)|. \quad (11)$$

где $\varphi_1(t), \eta_1(t), \xi_1(t), x_1(t), x_2(t), z_1(t), z_2(t)$ - текущие смещения узлов передач:

Разработанные математические описания динамических процессов в передачах с люфтовывиранием позволяют проводить анализ влияния частот вращения, моментов нагрузки и конструктивно-технологических факторов на ДКП. В качестве примера на рис. 5, 6 представлены результаты расчетов и экспериментов по определению ДКП для ЦЗПЛ и ВЗП при различных моментах нагрузки в реальном диапазоне частот вращения. Как видно из графиков модель адекватно реагирует на изменение параметров эксперимента. В рабочем диапазоне частот вращения под нагрузкой ДКП может значительно отличаться от КП, что необходимо учитывать при проектировании передач для приводов ответственного назначения. В работе проанализировано влияние точ-



Рис. 5

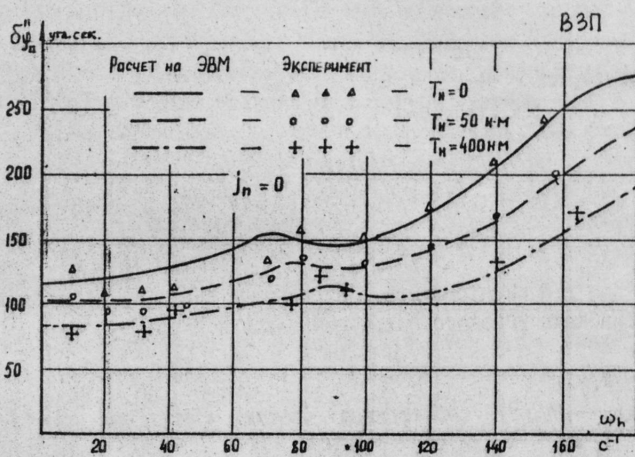


Рис. 6

ности изготовления зубчатых колес, натягов в зацеплении и опорных подшипниках, уровней затяжки устройств люфтовывирания на ДКП. Результаты анализа подтверждены экспериментально.

ДКП реализуется при работе передачи в виде высокочастотных колебаний выходного вала относительно его постоянного и равномерного вращения. Следовательно, исполнительный орган привода со стороны выходного вала передачи будет испытывать действие связанного с передачей кинематического возмущения, что в свою очередь может вызвать увеличение ДКП теперь уже привода в целом. При моделировании этого процесса привод машины представляется в виде многомассовой колебательной системы. Для приводов рассматриваемого класса с $U > 100$ в результате приведения система обычно сводится к двухмассовой, где определяющими инерционными моментами являются моменты инерции ротора электродвигателя и нагрузки.

Частное решение системы уравнений крутильных колебаний, соответствующее установившимся вынужденным колебаниям, дает текущие значения ошибок углового положения валов привода, разность которых $\delta\varphi_n(\omega_j \cdot t)$ определяет ДКП привода:

$$\delta\varphi_n(\omega_j \cdot t) = \frac{J_2}{J_1 + J_2} \sum_{j=1}^n \mu_j \cdot \delta\varphi(\omega_j) \cdot e^{i(\omega_j t + \beta_j)}, \quad (12)$$

$$\text{здесь } \mu_j = \left(\left(1 - \left(\frac{\omega_j}{\omega_0} \right)^2 \right)^2 + \left(\frac{\omega_j}{\omega_0} \right)^2 \cdot \left(\frac{\psi}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right)^{-0.5}, \quad \text{коэффициент}$$

динамичности для j -й спектральной составляющей ДКП; β_j - фазовый сдвиг между ошибками углового положения валов и ДКП;

$$\omega_0 = \left(C_\Phi(T_c) \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \right)^{0.5} - \text{собственная частота крутильных колебаний привода.}$$

Полная модель колебаний привода реализована на ЭВМ и проверена на разных типоразмерах передач. Результаты расчета и экспериментов, проведенных на специально созданном стенде динамических

испытаний для ВЗП и ЦЗПЛ приведены на рис.7,8. На верхней части рисунков приведены лучевые диаграммы, устанавливающие связь частот кинематического возбуждения колебаний с частотами вращения. На этих же диаграммах нанесены горизонтали низших собственных частот крутильных колебаний привода; пересечение горизонталей с лучами кинематического возбуждения указывает на области резонансов, наблюдаемых на нижней части рисунков, где построены амплитудно-частотные характеристики ДКП. Как видно, в этих областях ДКП привода существенно отличается от ДКП передачи ($J_2=0$) и тем более от КП. Проведенный в работе анализ позволяет найти конструктивные параметры передач и режимы эксплуатации, при которых ДКП привода имеет приемлемые значения.

5. Контроль качественных характеристик зубчатых передач.

Для проверки достоверности полученных на математических моделях результатов в процессе работы были созданы специальные стенды-иммитаторы для испытаний различных типов передач. Контроль КП осуществлялся стандартными измерительными средствами - кинематомерами СЛ-066 и КН-7У, которые, по просьбе автора, были соответственно модернизированы и аттестованы для измерения ДКП их разработчиком В.Ф.Ионаком. Впоследствии, аспирантом автора В.Ф. Вербицким был создан автоматизированный измерительный комплекс ИКТ - 2М, позволяющий измерить и обработать на ПЭВМ сигнал ДКП.

Примеры стендовых и натурных испытаний по определению ДКП представлены на рис 9-12. На рис.9 показан стенд в процессе проверки КП и ДКП волновой зубчатой передачи в лабораторных условиях. На рис. 10 представлен лабораторный стенд динамических испытаний в процессе проверки цилиндрической зубчатой передачи в составе привода с рабочим моментом инерции. На рис.11,12 представлены натурные стенды по проверке ДКП приводов астрофизического назначения, в создании которых автор принимал непосредственное участие.

Результатами проверок ДКП являются амплитудно-частотные характеристики и лучевые диаграммы, примеры которых приведены ранее на рис. 5-8. Одновременно на стендах определены качественные характеристики различных типов передач с устройствами люфтовыбирания: крутильная жесткость и поузловая радиальная жесткость, характеристики демпфирования, к. п. д., моменты трогания и холостого хода

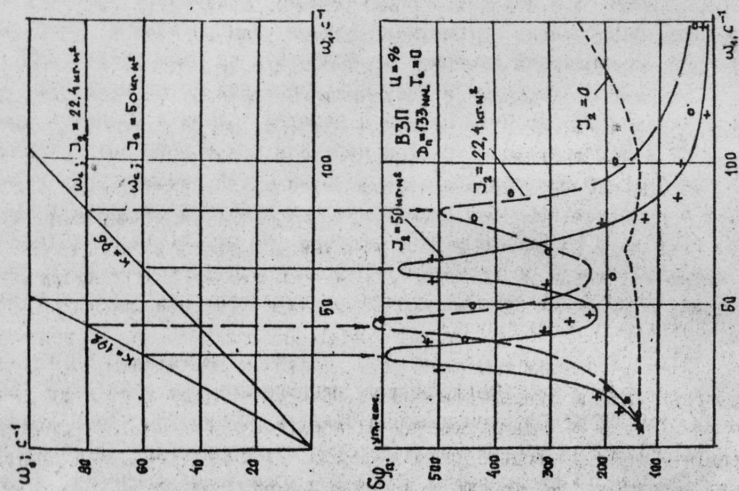


Рис. 7

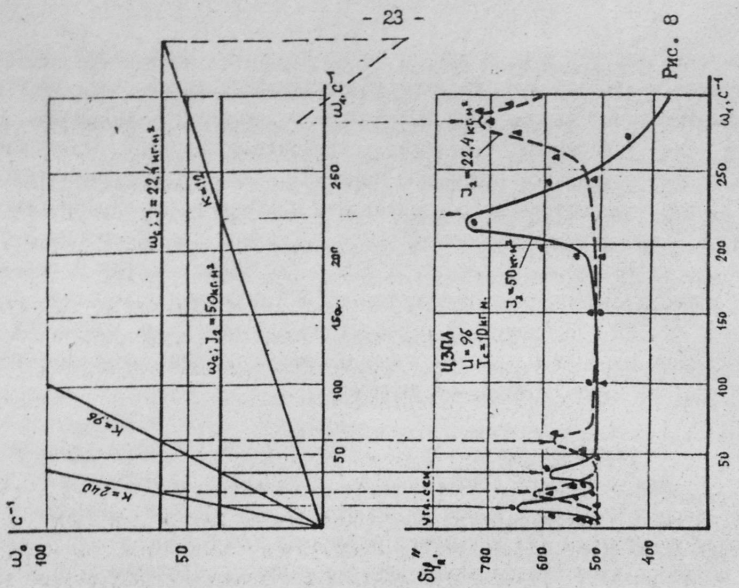


Рис. 8

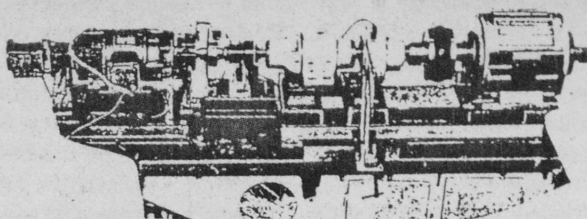


Рис. 9

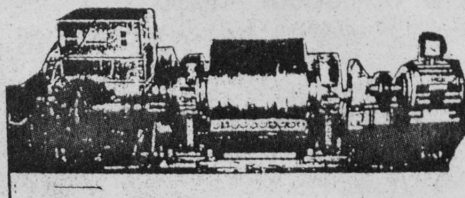


Рис. 10

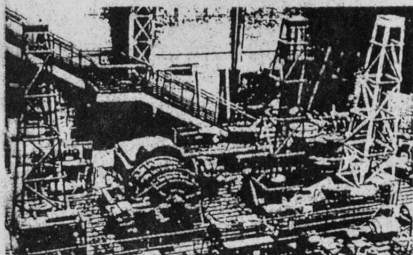


Рис. 11



Рис. 12

и др. Показаны достоинства и недостатки различных способов люфтовывибирания, в частности, показаны преимущества многодвигательного привода с электро-механическим люфтовывибиранием; обосновано рациональное число потоков по критерию точности. Проведены сравнительные испытания конкурирующих между собой планетарных и волновых зубчатых передач с укороченным вдвое гибким колесом с фланцем для приводов промышленных роботов. Полученные в результате исследований на стендах данные позволили вводить в математические модели только подтвержденные экспериментально параметры. Это обеспечило высокую достоверность определения ДКП ответственных приводов.

6. Реализация результатов работы в машинах

Начиная с 1970 года велось поэтапное внедрение результатов работы в приводы ряда изделий астрофизического назначения рис. 13-14, приводы технологического назначения рис. 15-16, и другие, к которым предъявляются повышенные требования по точности в эксплуатационных условиях.

В качестве одного из примеров расчетно-экспериментального обеспечения точности привода астрофизического назначения на рис. 17 приведены КП ВЗП с диаметром гибкого зубчатого колеса 836 мм (рис. 17а), лучевые диаграммы и ДКП привода (рис. 12а,б), соответственно, позволившие определить диапазоны частот вращения, где обеспечивается требуемая точность слежения. Параметры нагрузки привода: масса вращающейся части 90 т., момент инерции $30 \text{ т} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{сек}^2$, ускорение в режиме слежения 0.1 град. сек^2 , момент статических сопротивлений до $5 \text{ тс} \cdot \text{м}$, требуемая точность слежения $\pm 20 \text{ угл. сек}$. Близки по характеру параметры нагрузки и у радиотелескопа серии РТ с диаметром зеркала 32 м. В этих изделиях сочетаются противоречивые функции мощного силового механизма типа подъемного крана грузоподъемностью в $10 \dots 100 \text{ т.с.}$ и точного прецизионного прибора типа оптической делительной головки, обеспечивающей поворот своего "груза" с секундной точностью. В этих условиях точность поворота может быть определена только ДКП, учитывающей нагрузку на привод и реальный диапазон частот вращения.

Использование методов, разработанных в диссертации для приводов технологического назначения, иллюстрируется в работе на примере приводов подач контурношлифовального станка с ЧПУ мод. МАЗ9643 и приводов поворота и ротации кисти промышленного робота

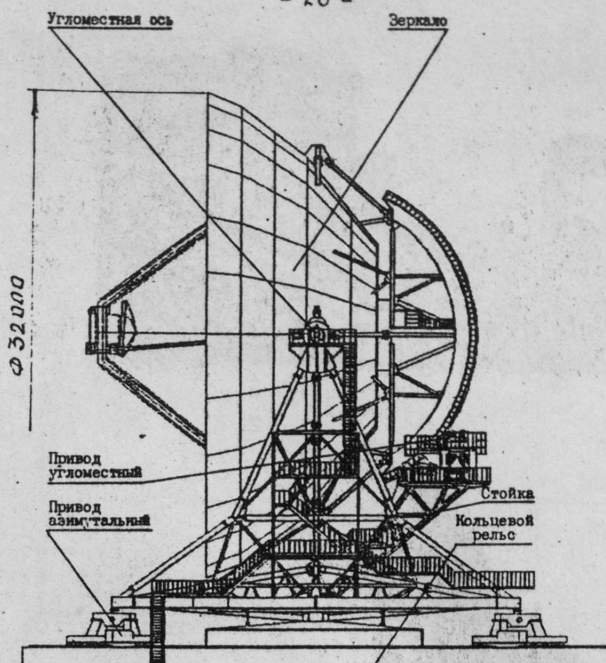


Рис. 13

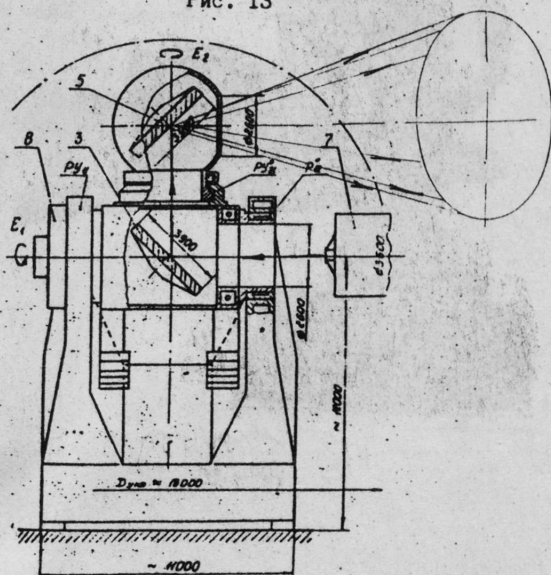


Рис. 14

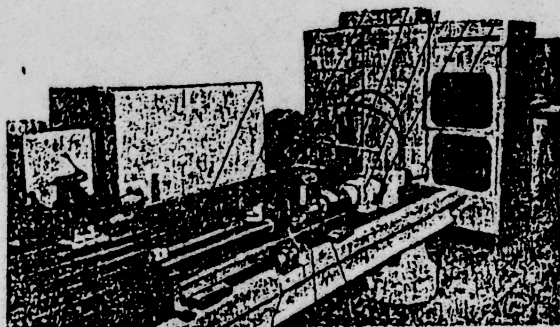


Рис. 15

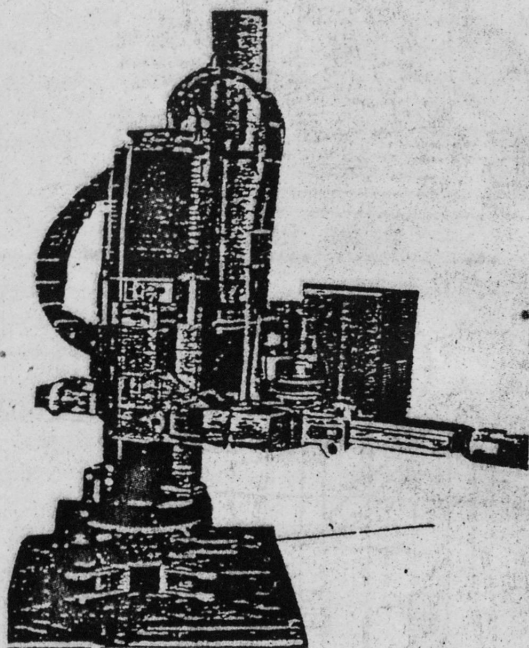


Рис. 16

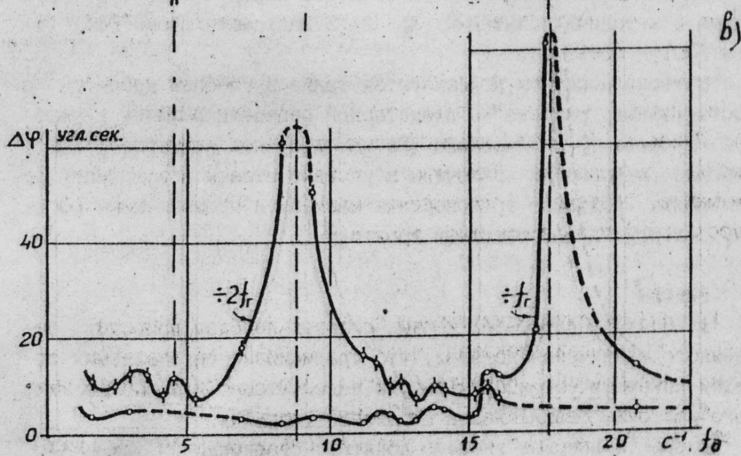
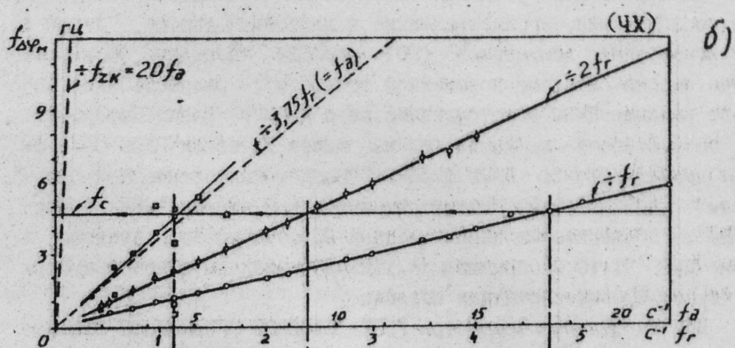
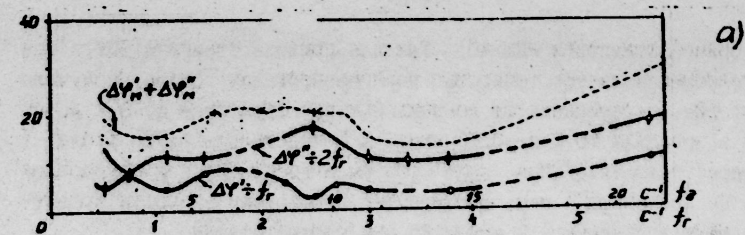


Рис. 17

для горячей штамповки РГШ-40. Так для привода станка с ЧПУ, где определяющей является точность позиционирования стола, получены отклонения перемещения от номинальных при обработке от 3-х до 48 шагов в пределах $+0.5$ и -0.75 мкм, а точность возврата стола в исходное положение при ходе 100 мм и десятикратном повторении цикла не превышала 1 мкм. Достигнутые показатели точности существенно выше требуемых - 3 мкм и 25 мкм соответственно.

Опыт работы по созданию высокоточных приводов и теоретические исследования, представленные в настоящей работе, легли в основу руководящих документов (РД) отрасли "Передачи волновые зубчатые высокомоментные повышенной точности", разработанные автором по заданию ЦКВС в сотрудничестве с КВСМ г. Санкт-Петербург.

В частности в комплект из шести РД вошли РД92-0248-89 "Расчет податливости"; РД92-0286-91 "Расчет кинематической погрешности"; РД92-0315-92 "Расчет динамической кинематической погрешности"; последнее из перечисленных РД утверждено и введено в действие ЦКВС 21.10.92 приказом N 142.РД разосланы и используются более чем на 100 предприятиях отрасли.

При очередном пересмотре ГОСТ 16162-85 "Редукторы общемашиностроительного применения" общие технические условия в проект Российского стандарта ПГ604-7-92 автором по материалам настоящей работы включены требования по точности передач (п. 4.4.4.) и программа и методики испытаний (Пр. 2). В настоящее время ГОСТ утвержден: ГОСТ Р 50891-96.

Материалы работы используются также в учебном процессе, в частности, пример расчета КП планетарной передачи включен в учебник П.Ф. Дунаева, О.П. Леликова "Расчет допусков размеров"; конструкторские разработки включены в учебные атласы конструкций по деталям машин, подъемно-транспортным машинам и промышленным роботам, курс лекций и лабораторный практикум.

Выводы

1. Опыт эксплуатации точных силовых передач приводов ответственного назначения показал, что традиционно определяемых показателей кинематической погрешности недостаточно для определения углового рассогласования валов в рабочих условиях.

В работе впервые введено понятие стационарной динамико-кинематической погрешности (ДКП) зубчатых передач и даны ме-

тоды ее расчетно-экспериментального определения.

2. В основу определения ДКП положено векторно-вероятностное представление первичных погрешностей изготовления и монтажа деталей и узлов передач на основании которого, используя данные конструкторской документации, воспроизведен физический процесс возникновения кинематической погрешности.

В работе показано влияние принятых конструктивных и технологических решений на выходную точность передач.

Результаты расчета подтверждены в вероятностном аспекте экспериментальными исследованиями цилиндрических, червячных, волновых и планетарных передач.

3. Для определения ДКП передач они представлены в виде упруго-диссипативной системы, в которой первичные воздействия рассматриваются как внутреннее возмущающее воздействие. Такое представление позволяет оценить влияние рабочих частот вращения и нагрузок на точность передач. В работе показано отличие ДКП передачи от традиционно определяемой кинематической погрешности и найдены диапазоны частот вращения, где эти отличия наиболее существенны.

4. В эксплуатационных условиях зубчатые передачи работают в составе привода и дополнительно испытывают воздействие от инерционных масс. В работе представлено определение ДКП привода в целом и показано влияние перечисленных эксплуатационных факторов: частот вращения, моментов статических сопротивлений и моментов инерции приводных масс на точность вращения исполнительной оси.

5. На примере БЗП показана возможность рационального выбора типоразмера передачи в зависимости от заданных эксплуатационных условий, т. е. решена задача не только анализа, но и синтеза привода по критерию точности.

6. Результаты работы нашли применение при создании ряда машин астрофизического назначения, в частности радиотелескопа РТЗ2, и ряда технологических машин, - например, станка с ЧПУ, промышленного робота РТШ-40 и внедрены в нормативную документацию (РД отрасли, ГОСТ России) и учебный процесс.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Попов П.К. Диагностика эксплуатационной точности зубчатых пе-

редач//Сб. Научно-технический прогресс в машиностроении. - ИМАШ АН СССР. - М., -1989. -N23. -С. 59-63.

2. Попов П.К. Диагностика волновых зубчатых передач промышленных роботов//Сб. Научно-технический прогресс в машиностроении. -ИМАШ АН СССР. -М., -1990. -N24. -С. 59-63.

3. Попов П.К. Определение показателей переходного процесса в приводе с зубчатой передачей//Волновые зубчатые передачи. -М., -1973. -С. 36-38.

4. Кинематическая точность приборных волновых передач./П.К. Попов, С.А. Шувалов, Б.Н. Истомин и др.: Библиотека приборостроителя. - Машиностроение. - М., -1987. -256с.

5. Попов П.К., Фирсаев А.Ф. Расчет кинематической погрешности БЗП с учетом податливости звеньев//Вестник машиностроения. -1983. -N7. -С. 24-26.

6. Попов П.К., Селезнева В.В. Экспериментальное исследование крутильной жесткости привода станка попутного точения//Изв. ВУЗов. -1981. -N4. -С. 36-38.

7. Попов П.К., Емельянов А.Ф. Исследование внутреннего возмущающего воздействия на привод с зубчатой передачей//Вестник машиностроения. -1983. -N8. -С. 58-60.

8. Попов П.К., Шамсутдинов Ф.А. Расчет моментов холостого хода волновых зубчатых передач.// Изв. ВУЗ'ов Машиностроение. -1986. - N 11. - С. 19-23.

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

10. Попов П.К., Лычагин В.В. Многодвигательный привод поворотных устройств// Вестник машиностроения. - 1989. - N 7. - С. 13-15.

11. Попов П.К., Штриплинг Л.О. Динамическая модель возникновения кинематической погрешности волновой зубчатой передачи//Изв. ВУЗ'ов. Машиностроение. - 1986. - N 1. - С. 46-50.

12. Попов П.К., Лычагин В.В., Фирсаев А.Ф. Вероятностная оценка кинематической погрешности планетарной передачи.//Вестн. машиностроения. -1987. -N 4. -С. 9-12.

13. Попов П.К., Рыбалко С.Н. Динамическая погрешность зубчатых цилиндрических передач с устройствами для выбирания зазора//Вестник машиностроения. - 1992. - N 1. - С. 9-12.

14. Попов П.К., Емельянов А.Ф. Комплексное исследование зубчатых передач с люфтовыбиранием//Изв. ВУЗов. Машиностроение. -

1986.- N11.- С. 30 - 37.- N12.- С.26-29.

15. Попов П.К., Ермоленко В.А., Смоловик А.Е. Динамические характеристики механизма поворота радиотелескопа// Вестник МГТУ. Приборостроение.- 1993.- N1.- С.17-25.

16. Попов П.К., Рейбах Ю.С., Фирсаев А.Ф. Стендовые испытания привода станка с ЧПУ и БЗП// Станки и инструмент.- 1982.- N11.- С.29-31.

В процессе работы над диссертацией получены авторские свидетельства на изобретения NN 842305; 929330; 976153; 1147878; 1222942; и Попову П.К. присвоено звание "Изобретатель СССР". Подавляющее большинство соавторов Попова П.К. в приведенных выше работах являлись его аспирантами. Под его руководством и при его участии на кафедре в период с 1978 по 1995 год подготовлены и успешно защищены семь кандидатских диссертаций (Фирсаев А.Ф., Емельянов А.Ф., Осипов В.И., Лычагин В.В., Шамсутдинов Ф.А., Штриплинг Л.О., Смоловик А.Е.)