

М239973

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

САВРАСОВ Генрих Андреевич

На правах рукописи

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ И СРЕДСТВ
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ
МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

(05.13.05 — Элементы и технические средства управления и регулирования)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
доктор технических наук, профессор Тищенко О. Ф.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук,
старший научный сотрудник Тарасов С. В.,
кандидат технических наук, доцент Семин Ю. И.

Ведущее предприятие — 1-й ордена Ленина Московский
часовой завод имени С. М. Кирова.

Автореферат разослан « 19 » сент.

1974 г.

З
на з
ског
выс
ресу

И
про

С
лиш

5.11.74 1974 г.
«Описание» Москов-
ского Знамени
Баумана по ад-
м 5.

енные печатью,

блиотеке Учи-

Осокин Ю. А.

11239973

научно-технической революции, осуществляемой советским народом под руководством КПСС, особое место занимает создание новейших приборов и аппаратов для народного хозяйства.

Современное производство точных приборов неотделимо от проектирования и изготовления мелко модульных передач разнообразных видов зацеплений.

В мелко модульных зубчатых передачах имеется значительное расхождение между действительными и теоретическими характеристиками, обусловленное большими относительными погрешностями изготовления. Поэтому они требуют внимательного подбора параметров зацепления и правильного назначения допусков на них. Эта задача значительно может быть облегчена созданием методов и средств комплексного экспериментального исследования мелко модульных передач.

В первой главе диссертационной работы приведен критический анализ методов и средств исследования мелко модульных передач, на основании которого поставлен ряд вопросов для исследования.

Задачей исследования мелко модульных зубчатых передач является установление количественных соотношений между погрешностями элементов зацепления и основными рабочими характеристиками зацепления.

В настоящее время известно несколько методов исследования мелко модульных передач, предусматривающих определенные средства для исследования. В заводской практике широко используется графический метод, сущность которого состоит в том, что серией точных графических построений находят углы входа и выхода зубцов из зацепления. По соотношению этих углов судят о качестве разработанной передачи. Наибольшее применение в исследовательской практике нашли графоаналитические методы с использованием различных заменяющих механизмов. В основе этих методов лежит замена зубчатого колеса и триба плоскими механизмами, составленными из низших кинематических пар.

Аналитический метод исследования передач получил широкое распространение в связи с развитием быстродействующих вычислительных машин. В данном случае, для часового зацепления, так же как и в графоаналитическом методе высшая пара - зубчатая передача заменяется плоскими механизмами с низшими кинематическими парами. Для заменяющих механизмов составляются уравнения движения и программа для вычислительной машины. Этот метод, наряду с графоаналитическим, позволит проводить анализ различных профилей для определенных

M239973

заданных условий работы. Точность расчетов и количество информации, получаемой от исследований, в значительной степени зависит от числа и важности неучтенных действующих факторов.

В последние годы начали появляться средства экспериментального исследования зацеплений. За рубежом, Ф. Абмус, Г. Глассер, Е. Керн, З. Мругальский, и у нас, А.П. Толстиков, Н.И. Галибей, Ю.Н. Юнцин создали ряд оригинальных приборов для исследования мелко модульных передач. Эти приборы послужили для решения частных задач при проведении исследований различных зацеплений. Единая методика экспериментального исследования передачи на различных этапах создания её отсутствует.

Наряду с экспериментальным исследованием реальной передачи большое значение имеет получение рабочих характеристик её на стадии проектирования. Это создает возможность рассмотрения нескольких вариантов зацепления и в значительной степени сокращает затраты времени и средств на создание качественного промышленного образца передачи.

Одним из важнейших вопросов исследования передачи является трение. Чаще всего это связывается с определением коэффициента полезного действия передачи, а также с разработкой зацеплений с теоретически постоянным передаточным отношением моментов. В настоящее время разработано несколько зацеплений, в которых учтено трение. Тем не менее недостаточно точные данные по действию трения в тех или иных условиях, а главное отсутствие учета неизбежных погрешностей изготовления, делает преимущество новых зацеплений по сравнению с уже имеющимися разновидностями, например, часового зацепления очень небольшим.

В связи с изложенным, задачи диссертации формулируются следующим образом.

1. Разработка и исследование комплекса приборов для проверки и анализа рабочих характеристик мелко модульных зубчатых передач на стадии проектирования и изготовления, а также для исследования трения в мелко модульных передачах.

2. Разработать методику экспериментального исследования мелко модульных передач, предусматривающую проверку зацепления по рабочим характеристикам на стадии проектирования и при реальном изготовлении передачи. В том и другом случае главным является выявление влияния технологических и монтажных погрешностей на коэффициент полезного действия передачи, колебание передаточного отношения моментов и угловых скоростей.

М В Т У

И. А. БУЗДАН
БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

3. Провести экспериментальное исследование мелко модульных зубчатых передач, рассчитанных по отечественным нормам на мелко модульные передачи с часовым профилем с целью оптимизации наиболее распространенных типов передач.

4. Исследовать особенности действия трения в часовых передачах и разработать метод учета трения и комплекса действующих погрешностей при разработке геометрии зацепления нечувствительного к действию погрешностей.

Во второй главе приведено описание ряда приборов для экспериментального исследования мелко модульных зубчатых передач, которые позволяют комплексно решать поставленную задачу.

1. Прибор для измерения реальных передач методом снятия моментной характеристики (Моментомер).

2. Прибор для исследования мелко модульных передач с помощью шаблонов (Моментограф).

3. Прибор для контроля кинематической погрешности мелко модульных передач.

4. Для изучения вопросов трения в зубчатых передачах разработано устройство, имитирующее сопряжение рабочих профилей зубцов передачи.

В первом из перечисленных приборов измеряется колебание момента вращения на ведущем (ведомом) колесе передачи. Прибор снабжен устройством для точной установки межосевого расстояния. Колебание измеряемого момента воспринимается упругим чувствительным элементом, деформация которого преобразуется посредством индукционного преобразователя. Момент, как функция деформации чувствительного элемента записывается с помощью универсального самописца. Произведен расчет погрешности метода измерения данным прибором. Получаемая на приборе моментная характеристика, для часовых передач является комплексным рабочим показателем.

С помощью второго прибора возможна предварительная качественная оценка проектируемой передачи. Исследование производится с помощью шаблонов, изготовленных из материалов, соответствующих действительным. Шаблоны зуба колеса закрепляются на плате и помещаются на подвижную каретку, которая движется по дуговой направляющей под действием электромеханического привода. Подвижная каретка в свою очередь имеет направляющие, по которым имеет возможность перемещаться плата с шаблонами зуба колеса. Плата с кареткой связаны пружиной, которая играет роль чувствительного элемента. Шаблоны зуба

колеса находятся в зацеплении с шаблонами зуба триба, также имеющими центр вращения. Нагружение передачи осуществляется с помощью гидравлического устройства, имитирующего действительные условия нагружения передачи. Запись колебания вращения, пропорционального деформации упругого чувствительного элемента производится на встроенное записывающее устройство. Прибор позволяет проводить исследования как по отдельным видам погрешностей, например, шага, межосевого расстояния, так и комплекса действующих ошибок.

Третий прибор работает совместно с часовым проектиром и предназначается для контроля кинематической погрешности мелко модульной зубчатой передачи. Одному из колес, контролируемой зубчатой пары, сообщается нормируемое дискретное движение. На ось второго колеса одет прозрачный диск с несколькими рисками. Край диска падает на экран проектора, на который кладется круговая шкала с градусными делениями. При движении передачи изображение рисков перемещается по шкале. Соответствующая фиксация положений изображения рисков на шкале и сопоставление с расчетными значениями углов их поворотов дает кинематическую погрешность передачи. Произведен расчет погрешности метода измерения данным устройством.

Устройство для исследования вопросов трения в зубчатых передачах спроектировано с таким расчетом, что можно исследовать трение со следующей геометрией образцов нормированной шероховатости: цилиндр - плоскость, цилиндр - цилиндр. Это отвечает действительной геометрии исследуемых зацеплений (часового и др.). Один из образцов закрепляется в приборе на качающемся рычаге, а второй образец помещается на каретку. Горизонтальное положение рычага соответствует контакту исследуемых образцов. Нормальное давление создается с помощью грузов, которые подвешиваются к рычагу. В процессе измерений каретка выталкивается из под рычага с помощью упругого чувствительного элемента индукционного датчика, помещенного на подвижном узле привода. Усилие выталкивания, характеризующее трение между образцами, в виде электрического сигнала с датчика регистрируется универсальным самописцем.

В третьей главе приводится разработка методики экспериментального исследования реальных зубчатых передач комплексным методом. Непосредственные измерения проведены на приборе Моментмер.

Колеса и трибы для исследований отбирают с погрешностями элементов зацепления менее половины соответствующего допуска, колеса или трибы с погрешностью по одному из элементов равной полу допуска.

С целью изучения влияния отдельных погрешностей на рабочие характеристики детали из брака выбираются с погрешностями I,5 поля соответствующего допуска.

Аттестованная пара ставится на прибор и снимается моментная характеристика передачи за полный оборот колеса либо только на определенном участке зацепления, например, за оборот триба. По ходу измерений моментная характеристика снимается несколько раз при изменении межосевого расстояния от наименьшего ($\alpha_{\text{нм}}$) до ($\alpha_{\text{ноб}}$). Расчет ($\alpha_{\text{нм}}$) и ($\alpha_{\text{ноб}}$) ведется по следующим формулам:

$$\alpha_{\text{нм}} = \alpha_{\text{ном}} - \Delta\alpha_{\varepsilon}^{\text{ум}}$$

$$\alpha_{\text{ноб}} = \alpha_{\text{ном}} + \Delta\alpha_{\varepsilon}^{\text{уб}}$$

Здесь :

$$\Delta\alpha_{\text{ум}} = / f_{\alpha} / + F_{\alpha\alpha_1} + F_{\alpha\alpha_2}$$

$$\Delta\alpha_{\text{уб}} = / f_{\alpha} / + F_{\alpha\alpha_1} + F_{\alpha\alpha_2} + \frac{A_{\alpha\alpha_1}}{2} + \frac{A_{\alpha\alpha_2}}{2}$$

Где : f_{α} - предельное отклонение межосевого расстояния.

$F_{\alpha\alpha}$ - допуск на радиальное биение окружности вершин колеса - индекс (1); триба - индекс (2).

$A_{\alpha\alpha}$ - предельное отклонение диаметра вершин зубчатых колес.

Проделав серию измерений, можно получить спектр моментных характеристик, на основании которых можно делать вывод о действии погрешностей элементов зацепления, влияющих на расположение сопряженных зубчатых венцов относительно друг друга.

С целью определения влияния погрешностей отдельных элементов на моментную характеристику отбираются зубчатые колеса с характерным проявлением этих погрешностей. Это погрешность профиля в виде одностороннего съема металла, пилообразность профиля, смятие вершин и др. Найденные моментные характеристики послужили материалом для разработки типовых примеров кривых для облегчения анализа характеристик. С помощью этих примеров подобный анализ может проводить работник не имеющий специальной подготовки.

Моментные характеристики передач, получаемые на Моментометре, служат для приближенного определения к.п.д., которое рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{1}{K} \left[\sqrt{\Delta P^2 + K^2} - \Delta P \right]$$

Здесь : ΔP — средняя разница в усилии на упругом чувствительном элементе, получающаяся при снятии моментной характеристики для ведущего и ведомого колеса.

K — постоянная, характеризующая параметры передачи и условия ее нагружения.

Более точное определение к.п.д. связано с графическим интегрированием моментной характеристики или подключением интегрирующего электронного устройства с использованием сигнала с датчика прибора. Совокупность получаемой моментной характеристики и к.п.д. реальной передачи является эффективным средством проверки её работоспособности. Разработанные типовые примеры характеристик позволяют количественно оценивать действие отдельных погрешностей на рабочие характеристики передачи.

В четвертой главе рассматриваются вопросы трения в мелко модульных передачах часовых механизмов. Главной особенностью этих передач является большое изменение нагрузки и скорости движения по ступеням механизма. Вычисление удельной нагрузки для конкретных передач показывает, что она оказывается во многих случаях близкой к допустимой. Для низших передач характерны большие и относительно постоянные нагрузки при малой скорости движения. В более быстрых передачах нагрузка мала, а колебание скорости и нагрузки велико.

В зависимости от условий работы трущихся тел выделяют следующие основные составляющие трения:

1. Трение, связанное с внедрением микронеровностей.
2. Пластическая деформация слоев в зоне контакта.
3. Упругое деформирование.
4. Адгезионное трение за счет сцепления пленок, покрывающих трущиеся поверхности.

По характеру нагрузки и скорости движения в медленно движущихся передачах трение связано главным образом с взаимопроникновением микронеровностей и пластическим деформированием материалов в зоне контакта. Эти факторы влияют на повышение трения, в особенности, при больших удельных нагрузках. В более быстрых передачах на первый план выступает адгезионное трение за счет сцепления пленок, покрывающих трущиеся поверхности и упругое деформирование микронеровностей. Степень проникновения микронеровностей и адгезия зависят от продолжительности контакта. Поэтому влияние этих составляющих на трение зависит от общей скорости движения передачи и

периодичности движения.

Исследования, проведенные с помощью Моментомера и прибора для исследования трения показали, что имеется зависимость моментной характеристики передачи от скорости движения. С уменьшением скорости движения усиливается влияние момента сил трогания на моментную характеристику. Для каждой конкретной реальной передачи имеется переходная скорость, ниже которой передача работает в условиях трения покоя.

В результате экспериментальных исследований составлена таблица зависимости коэффициента трения от скорости и удельной нагрузки. В соответствии с таблицей по расчетной скорости скольжения профилей часовой передачи и удельной нагрузке можно определить вероятный коэффициент трения. Скорость скольжения зубцов приводе в зацепление определяется по формуле:

$$V_{\text{ск}}^{\text{вх}} = \frac{\alpha}{\rho_1 + \rho_2} \cdot \frac{\rho_1 r_2 \sin \varphi_2 - \rho_2 r_c \sin \varphi_{1c}}{r_2 \sin \beta} \cdot \omega_1$$

скорость скольжения на выходе :

$$V_{\text{ск}}^{\text{вых}} = \frac{\alpha r_c \sin \varphi_1}{r_c \cos (\varphi_{1c} + \varphi_2) - \alpha \cos \varphi_2} \cdot \omega_1$$

Здесь ρ_1 и ρ_2 - радиусы кривизны профилей головки зуба колеса и триба.

ω_1 - угловая скорость колеса.

r_2 - радиус делительной окружности триба.

r_c - радиус окружности центров колеса.

φ_{1c} - угол поворота колеса.

φ_2 - угол поворота триба.

β - угол между нормалью к профилям и направлением радиуса r_2 .

Наибольшее напряжение в зоне контакта определяется по формуле:

$$\sigma_{\text{ск}}^{\text{max}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\tau}}$$

Где: $q = P / b$ - линейная удельная нагрузка. P - окружное усилие, b - ширина колеса. E и τ - приведенные модули упругости и радиус кривизны контактирующих поверхностей.

Экспериментальные исследования трения при малых удельных давлениях ($0,02 + 0,1$) н/мм² показали, что главной составляющей трения в этом случае является взаимодействие пленок (адгезионная составляющая). Для уменьшения трения рекомендуется в таких передачах

применять зацепление с уменьшенной площадью контакта зубцов, например, точечные.

В пятой главе содержится разработка методики экспериментального исследования мелко модульных зубчатых передач с помощью шаблонов. Экспериментальные исследования проведены с помощью Моментографа. Шаблоны зубцов изготовляют обычными методами лекальных работ. Масштаб увеличения $400 \div 500$, таким образом 1 мкм на изделии эквивалентен $0,4 \div 0,5$ мм на шаблоне. После установки шаблонов на приборе, задаются требуемые погрешности по шагу, а также межосевому расстоянию. Действие погрешностей профиля учитывается при изготовлении шаблонов.

Моментная характеристика исследуемой передачи записывается регистрирующим устройством, которое позволяет наложение характеристик разных передач и их вариантов друг на друга. Это создает большие удобства при сравнительном анализе зацеплений.

Для получения коэффициента полезного действия передачи моментная характеристика интегрируется. В целом метод позволяет быстро и эффективно проводить всесторонний анализ действия погрешностей на работу передачи.

Описанным методом был проанализирован ряд передач с часовым профилем. Опираясь на данные, полученные при исследовании реальных передач, можно выделить следующие проблемы, которые возникают при конкретном профилировании передач с часовым профилем:

1) Для передач с большим передаточным отношением в одной паре ($i \geq 10$, $z_2 = 6 \div 8$) наиболее важным можно считать обеспечение малых углов входа.

2) В передачах с относительно небольшим передаточным отношением ($i \leq 8$, $z_2 = 8 \div 14$) и большим количеством зубцов на трибе встают вопросы, связанные с многопарностью зацепления, большими потерями энергии в передаче движения при глубоком зацеплении (тяжелый ход), а также заклинивание как первого так и второго зуба колеса в зоне зацепления.

3) Передачи с ($8 \leq i \leq 10$) можно отнести либо к первой, либо ко второй группе в зависимости от числа зубцов на трибе и первоначальных рабочих характеристик зацепления по предварительным расчетным данным.

Профилирование часовых зубцов сводится к выбору оптимального сочетания коэффициентов (ρ_v^* - коэффициент радиуса кривизны профиля головки зуба колеса, Δ_c^* - коэффициент смещения ок-

ружности центров колеса) Обозначения этих величин даны по ГОСТ 13678-73.

Сам процесс оптимизации включает в себя учет действия возможных погрешностей на работу передачи. Критерием оценки выступают наименьшие потери передаваемой мощности и наименьшее колебание передаточного отношения моментов.

Экспериментальное исследование показало, что передачи с большим передаточным отношением в одной паре ($i \geq 10$, $z_2 = 6 \div 8$) обладают характеристиками, изменяющимися в широких пределах при небольшом отклонении параметров зацепления. Поэтому при их проектировании требуется особо тщательное нахождение оптимального варианта профилей, а при изготовлении строгое соблюдение принятых допусков.

Характерной особенностью передач с относительно небольшим передаточным отношением в одной паре ($i \leq 8$) и с числом зубцов на трибе ($z_2 \geq 8$), рассчитанных по стандартам ГОСТ 13678-68 и ГОСТ 13678-73, а также нормам **NHS** и **EVJ** является повышенная потеря энергии при уменьшении межосевого расстояния.

Для устранения этого дефекта предложен метод коррекции, описанный в ГОСТ 13678-73.

Уравнение связи расчетных элементов зацепления выглядит:

$$\Delta c = z - \sqrt{\rho^2 + \alpha z_c [\cos \gamma + \sin \gamma \sqrt{4\rho^2 - \alpha^2 - z^2 + 2\alpha z \cos \gamma}]}$$

Здесь : z - радиус делительной окружности колеса.

Δc - смещение окружности центров колеса.

ρ - радиус кривизны профиля головки зуба.

α - межосевое расстояние.

γ - половина угловой толщины зуба.

Экспериментальная проверка метода проводилась на передачах 3 + 5 степеней точности в модулях 0,05 + 0,3 мм.

Описанный метод может быть распространен на следующие мелко-модульные передачи часового профиля с ведущим колесом (таблица №1) :

Таблица №1

z_2	8	9	10	11	12	14
z_1	54÷70	63÷90	70÷100	77÷100	71÷100	71÷100

Шестая глава посвящена исследованию зацеплений с малым колебанием передаточного отношения моментов в условиях действия погрешностей и с учетом трения между зубцами передачи.

В реальной передаче передаточное отношение моментов (i_m) и коэффициента полезного действия (η) зависят от комплекса действующих погрешностей элементов зацепления и трения. Задача проектирования сводится к введению элемента компенсации ошибок за счет выбора определенных параметров профилей, удовлетворяющих заданным рабочим характеристикам передачи.

В зубчатой передаче с постоянным моментом на ведомом колесе соотношение плеч передачи момента должно быть постоянным, а результирующая силы нормального давления и силы трения между зубцами должна всегда проходить через одну и ту же точку на линии центров. Линия результирующей силы может занимать определенное положение на плоскости, составляя с линией центров некоторый постоянный угол, либо поворачиваться в процессе протекания зацепления относительно динамического полюса. Такими свойствами должно обладать проектируемое зацепление с теоретически постоянным i_m . Положение динамического полюса на линии центров зависит от общего к.п.д. передачи. Для разных к.п.д. можно найти соответствующий оптимальный вариант зацепления с $i_m = \text{const}$. Для этого можно воспользоваться двумя методами, например, выбрать линию зацепления в виде известной кривой или группы кривых (прямая, окружность, эллипс и т.д.), тогда для построения общей теории зацепления можно воспользоваться аналитическими методами исследования. Если же задаться произвольной кривой, то необходимо исследования проводить графоаналитическими методами.

В настоящей работе исследовано зацепление с теоретической линией зацепления в виде прямой. Теория зацепления построена на базе метода плеча и линии действия. В описанном зацеплении приращение линии действия (L) пропорционально углу (φ) поворота плеча (γ_0) и приращению плеча ($\Delta\gamma$):

$$L = (\gamma_0 + \Delta\gamma) \varphi$$

При сохранении постоянного передаточного отношения моментов (i_m) передаточное отношение угловых скоростей (i) оказывается переменным:

$$i = \frac{\sin(\beta - \tau) \cdot \cos \varphi_1}{(1 + i_m) \sin \beta \cdot \cos(\tau + \varphi_1) - \sin(\beta - \tau) \cos \varphi_1}$$

Где : φ_1 - угол, характеризующий перемещение точки зацепления по линии зацепления.

τ - угол трения.

β - угол между направлением нормальной силы между профилями и линией центров.

В процессе теоретических исследований и графического прочерчивания зубцов определены расчетные формулы, которые позволяют производить построение профилей зубцов в полярной и прямоугольной системе координат.

При проектировании передачи на базе исследования реальных передач конкретного производства по методике, изложенной во второй главе, выбирается коэффициент трения и среднее к.п.д. Затем по известным значениям чисел зубцов колеса и триба определяет i_m :

$$i_m = \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta$$

В дальнейшем расчет параметров зацепления ведется по таблице расчетных формул.

Экспериментальное исследование разработанного зацепления проведено с помощью Моментографа. Оно показало, что моментные характеристики нового зацепления при погрешностях близких к допускаемым находятся на уровне характеристик часового зацепления в передачах с подобранными оптимальными параметрами профилей в соответствии с методикой, изложенной в пятой главе.

Теория разработанного зацепления может быть применена для расчета разноконтурных эвольвентных передач, которые применяются в часовых механизмах.

Кроме того преимуществом разработанного зацепления перед часовым является то, что линия профиля зубцов в нем имеет радиусы кривизны большие, чем достигается уменьшение удельной контактной нагрузки. Это приводит к снижению трения в тяжело нагруженных тихоходных передачах часовых механизмов.

При рассмотрении вопросов трения было показано, что для уменьшения потерь на трение в передачах с малым крутящим моментом

необходимо уменьшать площадь контакта зубцов. Это условие автоматически соблюдается в циклоидально-точечном зацеплении. В процессе разработки циклоидально-точечного зацепления рассмотрены кинематические свойства циклоидальных кривых и найдены их уравнения в форме плеча и линии действия, которые упрощают многие вопросы практического анализа теоретических характеристик работы зацепления. Малые значения углов давления и высокий теоретический коэффициент перекрытия позволяют нормальную работу передач с числом зубцов на трибе $Z_2 = 4$. Построение профилей передач возможно с помощью найденных расчетных формул и с помощью специального прибора несложной конструкции для вычерчивания циклоидальных кривых. При рассмотрении методов изготовления и контроля использовано уравнение для разности приращения линий действия эпициклоиды и эвольвенты:

$$\Delta S = \frac{L_{эв} - L_{эп}}{\cos \alpha} = \frac{Z_0 \rho - (R + 2r) \sin \frac{R \rho}{R + 2r}}{\cos \alpha}$$

$L_{эв}$ — приращение линии действия эвольвентного профиля.

$L_{эп}$ — приращение линии действия эпициклоидального профиля.

R и r — соответственно радиус основной и вспомогательной окружностей для образования эпициклоиды.

ρ — угол поворота заготовки (проверяемого колеса).

α — угол профиля прямобоочного режущего или мерительного инструмента.

Рассмотрение геометрии зацепления и анализ экспериментальных данных показывает, что передачи циклоидально-точечного зацепления с профилями, близкими к теоретическому, могут быть использованы для передачи точного движения с очень малыми моментами, там, где важен точечный контакт для уменьшения залипания зубцов, например, при попадании масла, для снижения адгезионного трения.

Экспериментальным путем была исследована передача циклоидально-точечного зацепления, изготовленная из пластмассы.

В условиях динамических нагрузок передача показала высокую нагрузочную способность.

Таким образом это зацепление можно рекомендовать к использованию в силовых приборных передачах, в особенности, когда число зубцов на трибе из соображений обеспечения жесткости зубцов необходимо сделать минимальным ($Z_2 = 4 \div 6$). Это важно для передач из пластмасс. В данной работе экспериментально исследовалась

передача с пластмассовым трибом ($z_2 = 4$) и металлическим колесом ($z_1 = 19$).

Основные результаты работ.

1. Разработаны приборы и методы измерения, которые позволяют комплексно решать задачи экспериментального исследования мелко-модульных зубчатых передач.

2. Разработана методика экспериментального исследования мелко-модульных передач, предусматривающая проверку зацепления по основным рабочим характеристикам на стадии проектирования и при реальном изготовлении передачи. В том и другом случае возможно выявление технологических и монтажных погрешностей на к.п.д. передачи, колебание передаточного отношения моментов и угловых скоростей.

3. Проведены экспериментальные исследования мелко-модульных зубчатых передач с часовым профилем и разработана методика определения оптимальных вариантов параметров элементов зацепления.

4. При рассмотрении вопросов трения в часовых передачах экспериментальным путем найдены коэффициенты трения для различных условий работы передачи. Разработана методика определения трения при проектировании передач с часовым профилем.

5. Методы и средства комплексного экспериментального исследования мелко-модульных передач применены для определения рабочих характеристик разработанного зацепления, обладающего моментной характеристикой устойчивой в условиях действия погрешностей изготовления.

6. Разработано циклоидально-точечное зацепление для приборных передач, которое можно использовать, как для передач с малым крутящим моментом, так и для силовых, в особенности пластмассовых.

Результаты экспериментальных исследований по мелко-модульным передачам внедрены в производство.

Содержание диссертационной работы опубликовано в следующих работах :

1. Саврасов Г.А., Мурашов И.И. "Циклоидальное зацепление

точечного типа для приборных передач", Кировский межотраслевой центр научно-технической информации, Информлисток №117 и №118. 1971г.

2. Саврасов Г.А. "Прибор для проверки точности приборных передач", Кировский межотраслевой центр научно-технической информации, Информлисток №127 и №128, 1971г.

3. Саврасов Г.А. "Исследование некоторых разновидностей циклоидально-точечного зацепления для приборных передач", сборник Межзаводская школа "Усовершенствование методов изготовления зубчатых передач часовых механизмов", Петродворец, 1972г.

4. Саврасов Г.А. "Влияние технологических погрешностей на к.п.д. мелкомодульных зубчатых передач". Сборник докладов на семинаре в Московском доме научно-технической информации им. Ф.Дзержинского "Проектирование технологии изготовления и контроль деталей и механизмов в точном приборостроении", Москва, 1973г.

5. Саврасов Г.А., Мурашов И.И., Кочкин Л.И. "Прибор для проверки зубчатых колес на кинематическую точность в однопрофильном зацеплении". Авторское свидетельство №362983. Опубликовано в Бюллетне изобретений и товарных знаков № 3 1973г.