

М 407143

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА



На правах рукописи

ТАРАННИКОВ Виктор Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРЦОВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
С МНОГОСТОЯНЫМ ГИБКИМ ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКИМ КОЛЕСОМ

(специальность 05.02.02. — Машиноведение
и детали машин)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва — 1982

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ имени Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ТАРАННИКОВ Виктор Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОРЦОВОЙ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
С МНОГОСЛОЙНЫМ ГИБКИМ ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКИМ КОЛЕСОМ

(специальность 05.02.02. — Машиноведение
и детали машин)

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Москва - 1982

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1407143

Таранников В. Н. Исследования

М В Т У
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Работа выполнена в Московском станкоинструментальном институте

Научный руководитель – кандидат технических наук,
профессор ВЯТКИН Г.П.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ИВАНОВ М.Н.

кандидат технических наук СТУПАКОВ А.А.

Ведущее предприятие – указано в решении специализированного совета

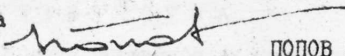
Автореферат разослан " 18 " апрель 1983 г.

Защита состоится " 30 " май 1983 г. на заседании Ученого Совета "Машиностроение" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени Высшего технического училища им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатями, просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Ученый секретарь Совета
к.т.н., с.н.с.



ПОПОВ П.К.

Л-99304 от 23.02.83 г. Объем I п.л. Тип. МВТУ зак. № 379
Тираж 100 экз.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Механические зубчатые передачи в значительной степени влияют на качества современных машин и механизмов, определяя их габариты, массу, прочность, надежность и другие характеристики. Особую значимость приобретают их свойства в робототехнологических комплексах, станках специального назначения, системах автоматического регулирования, приборах, где важны не столько нагрузочная способность и к.п.д., сколько компактность, минимальная металлоемкость, точность и плавность вращения при обеспечении передаточных отношений в диапазоне $i = 20 \dots 70$, наиболее часто применяемом в производственной практике. Возможности обычных зубчатых передач, червячных, планетарных, цилиндрических волновых в этой области машиностроения либо уже исчерпаны, либо весьма ограничены. Поэтому проблема создания компактных, точных, малоинерционных, долговечных зубчатых передач с reduцирующей способностью в пределах $1/20 \dots 1/70$ в настоящее время является актуальной.

Цель работы. Разработка и исследование новой торцовой волновой зубчатой передачи с многослойным гибким эвольвентно-коническим колесом, выявление перспектив ее практического использования, создание методики геометрического расчета, разработка конкретных рекомендаций по проектированию и изготовлению.

Методы исследования. В теоретических исследованиях использовались геометрическая теория эвольвентно-конических зубчатых зацеплений, теория тонких пластинок, методы численного анализа. В экспериментальной части использовались специально разработанные стенды.

Научная новизна. Предложен ряд новых конструкций волновых зубчатых передач (ВЗП) торцового типа с многослойными гибкими колесами (одна защищена авторским свидетельством № 604095 – соавтор А.П. Габов). Разработан аналитический метод расчета напряженно-деформированного состояния модели гибкого колеса (г.к.), испытывающего одновременное воздействие поперечных сил и сил, действующих в плоскости вращения колеса. Предложена методика расчета геометрических параметров передачи. Получены зависимости, определяющие боковые зазоры в зацеплении.

Практическая ценность. По результатам проведенных исследо-

ваний создана работоспособная конструкция торцевой ВЗП с многослойным эвольвентно-коническим г.к. Предложены рекомендации по ее расчету и проектированию, которые используются рядом организаций при разработке устройств, работающих в специфических условиях. Разработаны принципиальные основы технологии изготовления гибкого и жесткого колес новой волновой передачи.

Апробация работы. Опытные образцы волновых редукторов на базе новой передачи успешно прошли испытания в приводе подачу ультразвукового станка 4Д772 и в приводе шарнирно-балансирного манипулятора. Основные материалы диссертации докладывались и обсуждались: на научно-технической конференции "Проблемы развития волнового редукторостроения в СССР", Киев, 1976 г.; на научно-методической конференции, посвященной 60-летию Великого Октября, Мосстанкин, 1977 г.; на Московском семинаре по волновым передачам, МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1979 г.; на объединенном заседании кафедр "Детали машин" и "Графика" Мосстанкина, 1981 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им.Н.Э.Баумана, 1982г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 статей и получено авторское свидетельство.

Объем работы. Диссертация изложена на 154 страницах машинописного текста, включающего введение, пять глав и заключение, содержит 49 рисунков, 3 таблицы, 5 приложений, список литературы из 108 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведен краткий обзор работ, посвященных исследованию ВЗП, дано обоснование актуальности проблемы, сформулированы задачи исследования.

Отмечено, что советскими авторами предложено много кинематических схем механизмов на базе ВЗП. Большая часть их рассмотрена в работах Д.П.Волкова, А.Ф.Крайнева, Н.А.Ковалева, Е.Г.Гинзбурга, М.Н.Иванова, С.А.Шувалова, Н.И.Цейтлина. В последнее время усилился интерес к торцовым ВЗП, позволяющим решать ряд специальных задач: обеспечение заданного диапазона редукции, встройку в малогабаритные устройства и электромеханизмы. Здесь следует отметить работы И.И.Петрова, И.А.Шермакова, Б.И.Павлова, Л.Г.Алехина, О.А.Чихачевой и др.

В реферируемой работе рассмотрена волновая зубчатая передача торцового типа с многослойным гибким эвольвентно-коничес-

ким колесом (рис. I, а), которая, в известной степени, способствует решению сформулированной выше проблемы создания компактной малонагруженной передачи с диапазоном редукции $I/20 \dots I/70$ в одной ступени. Основные звенья передачи: генератор волн 1, гибкое многослойное колесо 2, жесткое колесо 3. Несмотря на существенные конструктивные отличия, она обладает всеми известными достоинствами торцовых ВЗП и дополнительно имеет ряд положительных качеств, приобретенных благодаря перенесению зубчатого венца у г.к. с торцевой поверхности на наружную кромку. Наиболее важные из них – возможность применения крупных модулей зацепления и, соответственно, достижения желаемого диапазона $i = 20 \dots 70$; уменьшение влияния зубьев на прочность г.к. в целом вследствие устранения консольной боковой нагрузки на зубья и резких перепадов жесткости связующего элемента в направлении деформирования (в зоне зубчатого венца); возможность нарезания г.к. точным и производительным методом обкатки.

Новизна и неизученность предложенной передачи определили основные задачи настоящего исследования: выявление технических возможностей конструкции, создание методики ее расчета, решение технологических вопросов изготовления, установление важнейших качественных характеристик и их сравнительная оценка.

Первая глава посвящена исследованию свойств и особенностей предложенной ВЗП. Рассмотрен и обоснован принцип работы нового волнового механизма. Проанализированы свойства составляющих его эвольвентно-конических колес (ЭКК) и отмечена их роль в образовании кинематического эффекта передачи. Указаны особенности зубчатого зацепления и его отличия от зацепления зубьев в цилиндрических и торцовых ВЗП. Установлено, что преобразование движения в передаче осуществляется за счет взаимодействия продольных профилей зубьев, характеризующихся углом наклона β (см. рис. I, а). Расчет угла β_F гибкого ЭКК основан на зависимости, предложенной В.А.Гавриленко и В.И.Безруковым. На диаметре d_F делительного цилиндра колеса

$$\operatorname{tg} \beta_F = \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_F, \quad (I)$$

где α – угол исходного контура инструмента, δ_F – угол между направлением движения средней плоскости инструмента и осью колеса (угол конуса впадин г.к.).

Выделены и определены основные геометрические характеристики ЭКК, отражающие геометрическую сторону зацепления: закон

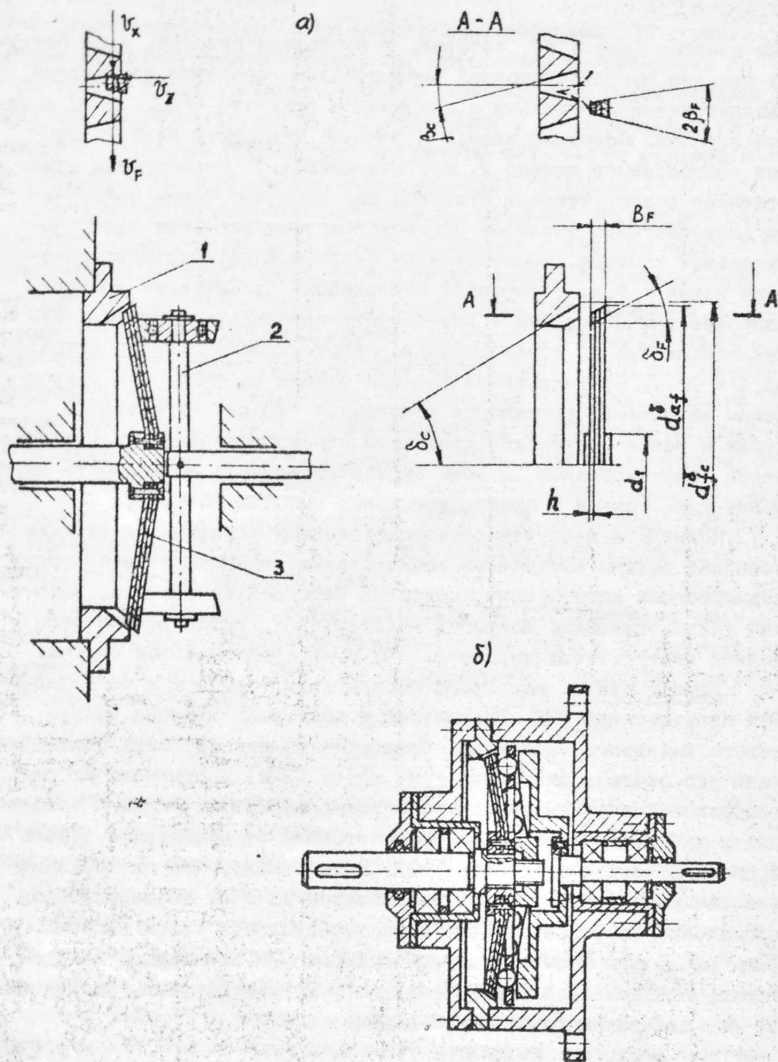


Рис.1. Торцовая ВЗП с многослойным гибким колесом:
 а) устройство и схема зацепления зубьев, б) общий вид опытного редуктора

изменения коэффициента (χ_{TF}) смещения исходного контура на длине зуба (B_F), характер изменения дуговой толщины зубьев (S_F) в цилиндрических сечениях произвольного диаметра d_F , диаметр вершин зубьев (d_{aF}^{δ})

$$\chi_{TF}^{\delta} = \chi_{TF}^m + \frac{B_F}{m} \cdot \operatorname{tg} \delta_F, \quad (2)$$

$$S_F^i = m \frac{\cos \alpha_i}{\cos \alpha_F} \left[\frac{x}{2} + 2\chi_{TF}^i \cdot \operatorname{tg} \alpha_i - Z_F (\operatorname{inv} \alpha_F - \operatorname{inv} \alpha_i) \right], \quad (3)$$

$$d_{aF}^{\delta} = m \left(Z_F + \frac{2h_a^*}{\cos \delta_F} + 2\chi_{TF}^{\delta} \right), \quad (4)$$

где $\alpha_F = \arccos \left(\frac{d_F}{d_p} \cdot \cos \alpha_i \right)$; $\alpha_i = \arctg (\operatorname{tg} \alpha_i \cdot \cos \delta_F)$;

m – модуль зацепления, Z_F – число зубьев г.к., $\chi_{TF}^{\delta(m)}$ – коэффициент смещения исходного контура на большом и малом торцах г.к. соответственно, h_a^* – коэффициент высоты головки зуба.

Рассмотренный принцип преобразования движения положен в основу разработанной гаммы торцовых ВЗП, отличающихся друг от друга сочетанием пар взаимодействующих колес, например: жесткое внутреннее цилиндрическое – гибкое ЭКК, жесткое торцовое – гибкое ЭКК и другие. Проанализированы и сопоставлены возможности и свойства каждой разновидности, указаны предпочтительные области применения. Отмечены в качестве наиболее перспективных схемы зацепления гибкого ЭКК с жестким ЭКК или с жестким торцовым колесом.

Во второй главе исследована кинематика движения точек колес ненагруженной передачи и определена форма деформирования гибкого звена. Установление точной формы деформированного многослойного г.к. является специальной задачей теории упругости. Поэтому в работе предложено приближенное решение – расчет пакета мембран, составляющих г.к., проведен путем замены его эквивалентной круглой пластинкой постоянной толщины h_z , жестко защемленной по внутреннему контуру. Эквивалентные величины толщины h_z , модели и толщины пакета устанавливались экспериментально. Схема расчета модели г.к. показана на рис.2. Действующая на г.к. неравномерная нагрузка представлялась в виде суммы трех усилий: поперечных q_w – от генератора волн и нагрузок q_r и q_t , действующих в плоскости вращения колеса и выражающих собой взаимодействие конических зубьев. Приняты допущения: не учитывались опирание пластины в зонах зацепления и внешняя нагрузка. Результирующие перемещения точек W_z , U_z , V_z вдоль координатных осей согласно методу наложения определялись путем суммирования составляющих

перемещений W , u , V от действия каждого из отдельных усилий.

Расчет осевых W , радиальных u и тангенциальных V перемещений при действии одних поперечных нагрузок q_w проведен на основе работ С.П.Тимошенко, Н.А.Алфутова, Л.Г.Алехина по методике, предложенной О.А.Чихачевой. Методика расчета модели гибкого колеса при действии усилий q_r и q_t разработана автором совместно с Э.П.Амосовой и принципиально одинакова для обоих случаев плоского нагружения.

Уравнение, описывающее напряженно-деформированное состояние пластинки в полярных координатах (r, θ) при плоском нагружении, имеет вид:

$$\nabla^2 \nabla^2 F = 0$$

$$\nabla^2(F) = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial r} - \frac{n^2}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2}, \quad (5)$$

где F - функция напряжений представлялась в форме ряда

$$F = \sum_{n=2,4,6}^{\infty} [F_{1n}(r) \cdot \cos n\theta + F_{2n}(r) \cdot \sin n\theta], \quad (6)$$

n - четное, т.к. передача двухволновая.

Силовые факторы (T_1, T_2, S) связаны с функцией F соотношениями

$$T_1 = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2}; \quad T_2 = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2}; \quad S = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial F}{\partial \theta} \right). \quad (7)$$

На базе теории тонких пластинок с малыми прогибами можно получить

$$\frac{\partial u}{\partial r} = \frac{T_1 - \mu T_2}{E \cdot h_s}; \quad \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V}{\partial \theta} + u \right) = \frac{T_2 - \mu T_1}{E \cdot h_s}; \quad \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V}{r} \right) = \frac{2(1 + \mu)}{E \cdot h_s} S, \quad (8)$$

где E - модуль упругости, μ - коэффициент Пуассона.

Окончательно зависимости, определяющие перемещения точек при плоском нагружении, получены в виде:

$$u = \sum_{n=2}^{\infty} [u_{1n}(r) \cdot \cos n\theta + u_{2n}(r) \cdot \sin n\theta], \quad (9)$$

$$V = \sum_{n=2}^{\infty} [v_{1n}(r) \cdot \sin n\theta + v_{2n}(r) \cdot \cos n\theta]. \quad (10)$$

Анализ полученных значений суммарных перемещений W_z , u_x , V_z точек показал, что очертания деформированного г.к. в цилиндрических сечениях, расположенных в зоне зубчатого венца, наиболее хорошо аппроксимируются зависимостью вида

$$W_z = \frac{W_{\max}}{2} \cdot (1 - \cos 2\theta). \quad (11)$$

Погрешность аппроксимации не превышает 25%. Указанная закономерность принята в качестве исходной при профилировании кулачкового генератора волн, что технологично.

Суммарные радиальные перемещения u_x достигают своего мак-

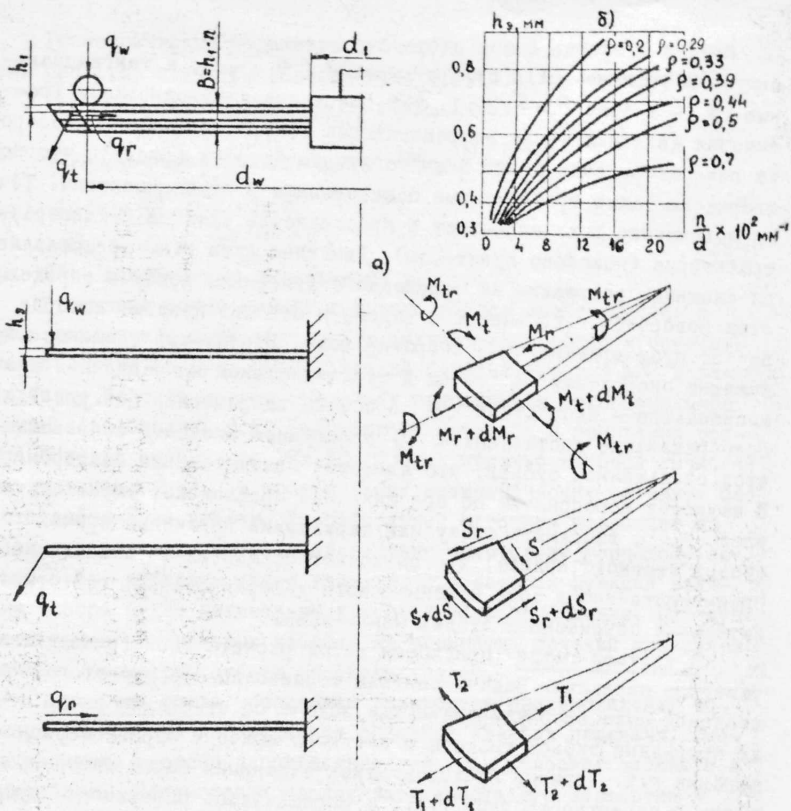


Рис.2. К расчету модели гибкого колеса: а/ схема расчета, б/ номограмма выбора толщины h_2 эквивалентной пластины

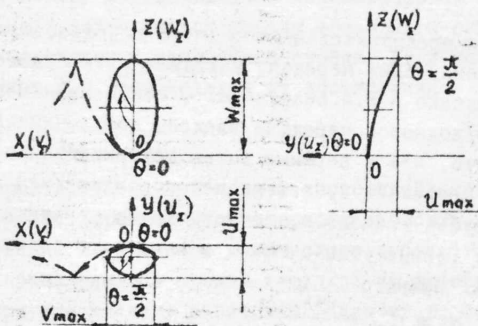


Рис.3. Траектория движения точки деформируемого т.т.

симула в вершине волны деформирования ($\theta = \frac{\pi}{2}$), а тангенциальные V_t — в зоне $\theta = \pi/12 \dots \pi/8$ (передача двухволновая). Траектория движения точки невращающегося г.к. в пределах пол-оборота генератора волн имеет вид "согнутого" овала (рис.3), что подтверждено также графическими построениями и экспериментами. Точки подвижного г.к. описывают в пространстве сложные петлеобразные траектории (показано пунктиром). Движение зуба г.к. представляется сложным, состоящим из переносного движения, которое определяется поворотом г.к. вместе с валом, и относительного, которое задает зубу вращающийся генератор волн. Переносное движение обусловлено скоростями U_t точек в тангенциальном направлении, а относительное — скоростями U_z в осевом направлении (см. рис. I, а). Преобразование составляющей U_z в окружную скорость сопровождается скольжением зубьев, что является нежелательным фактором. В качестве мероприятий по его снижению предложено: уменьшать угол β_F , выполнять фаску или скругление вершинных кромок зубьев жесткого колеса, что позволяет осуществлять зацепление преимущественно в зоне максимального деформирования, где относительные перемещения зубьев минимальны.

В третьей главе предложен метод расчета геометрических параметров передачи. Задача синтеза торцеволнового зубчатого зацепления была сформулирована как задача об отыскании связи между профилями зубьев гибкого и жесткого колес и формой деформирования г.к., причем предполагались заданными форма деформирования и поверхность зуба г.к., а определялась поверхность зуба жесткого колеса. Последовательность геометрического расчета подразделялась на два этапа: предварительный расчет параметров зубчатого зацепления и уточненный расчет геометрии зубьев жесткого колеса.

На стадии предварительного расчета использовалась теория эвольвентно-конических передач, нашедшая свое освещение в работах В.А.Гавриленко и В.И.Безрукова. С целью применения этой теории к расчету волновой передачи введены добавочные допущения: условно принято, что в вершине волны деформирования зазор между сопряженными профилями зубьев на некотором среднем диаметре d_R равен нулю; зубья гибкого и жесткого колес монолитны, недеформируемы и имеют равные углы профиля в плоскости большого торца; угол β_F задан. Принято

$$d_R = d_{af}^{\delta} - \frac{2h_a^* \cdot m}{\cos \delta_F} \quad (I2)$$

Геометрические параметры зубчатого венца жесткого колеса (см. рис. I, а) с учетом зависимостей (2), (3), (4) определяются

$$\sin \delta_c = \frac{d_R}{d_F} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{TF}}{\operatorname{tg} \alpha_{TC}} \cdot \sin (\delta_F + \vartheta_{\max}), \quad (13)$$

где $\alpha_{TC} = \arccos \left(\frac{d_F}{d_R} \cdot \cos \alpha_{TF} \right)$; $\vartheta_{\max} = \frac{2 W_{\max}}{d_{aF}^2 - d_I^2}$.

$$\operatorname{tg} \beta_c = \frac{d_R}{d_F} \cdot \operatorname{tg} \beta_F \cdot \sin \delta_c. \quad (14)$$

$$d_{fc}^{\delta} = d_R + \frac{2 r_i (h_a^* + c^*)}{\cos \beta_F}. \quad (15)$$

где c^* — коэффициент радиального зазора.

Уточнение формы зубьев жесткого колеса производилось с целью исключения интерференции и заклинивания колес и осуществлялось путем анализа распределения боковых зазоров $\Delta \Phi$ в зацеплении. Жесткое колесо считалось неподвижным, относительное движение сообщалось г.к. Разработаны методика и программа расчета боковых зазоров на ЭВМ ЕС-1033, с помощью которой вычислялись величины $\Delta \Phi$ в произвольных цилиндрических сечениях без учета деформации зубьев. Разработанный алгоритм позволяет из массива значений $\Delta \Phi_i$, свойственных некоторому торцовому сечению зуба, выбирать такой вариант, при котором функция величины зазора будет минимальна в каждой фазе зацепления. Совокупность точек минимальных зазоров из множества сечений позволяет уточнить геометрию зубьев жесткого колеса.

Четвертая глава посвящена разработке принципиальных вопросов технологии изготовления основных звеньев передачи. Особое внимание уделено изготовлению г.к. как наиболее сложного и трудоемкого. Рассмотрена последовательность его обработки и сборки, даны рекомендации по выбору материалов, указана применявшаяся оснастка. Нарезание многослойного гибкого ЭКК производилось на зубофрезерном станке модели 5Д32, у которого через дополнительную гитару обеспечивалась кинематическая связь двух движений станка: вертикальной подачи фрезерного суппорта и горизонтального перемещения суппортной стойки. Угол конуса впадин зубчатого венца г.к. определялся из соотношения

$$\operatorname{tg} \delta_F = \frac{v_c}{v_F}, \quad (16)$$

где v_c — скорость поперечной подачи суппортной стойки,

v_F — скорость перемещения фрезерного суппорта.

Формирование внутреннего конического зубчатого венца жесткого колеса производилось резцом-летучкой на зубофрезерном станке при непрерывном делении заготовки. Идея этого способа тож-

дественна по сути предложению Г.Н.Райхмана по нарезанию мелко-шлицевых муфт, однако отличается отсутствием подачи инструмента вдоль зубьев. Технология разработанного способа зубонарезания сравнительно проста и позволяет путем согласования угловых скоростей заготовки и инструмента, выбора количества резцов и их профиля, диаметра инструмента и направления фрезерования - добиться такой геометрии зубьев, которая достаточно хорошо соответствует кинематике движений точек зубьев деформируемого г.к. Предложенный способ зубонарезания был проверен на зубофрезерных станках 5К310 и 5А306П и дал положительные результаты.

В пятой главе сформулированы цели и задачи экспериментальных исследований, описаны методы и средства, приведены результаты, которые представлены в виде графиков, таблиц, номограмм, фотографий. Основной целью проведенных экспериментов стала проверка теоретических положений и выводов реферируемой работы. Они включали в себя изучение напряженно-деформированного состояния г.к.; статические испытания на жесткость, точность, чувствительность; рабочие испытания опытных образцов передачи.

Первым этапом опытного изучения напряженно-деформированного состояния г.к. стало определение величины прогибов W образцов в зоне максимального деформирования при изменении поперечных сил R_w . Установлено, что для пакета мембран (толщиной 0,2 мм каждая) с числом слоев больше четырех зависимость "прогиб - нагрузка" достаточно хорошо подчиняется линейному закону. Угол наклона полученных прямых к оси координат, выражающей функцию прогибов, был использован в качестве критерия при сопоставлении упругих характеристик эквивалентной пластины и пакета мембран. По результатам экспериментов построена номограмма для определения толщины h , эквивалентной пластины (рис.2,б).

На специально разработанных стендах проведено изучение пространственных перемещений точек г.к., образцы которых выполнялись из различных материалов: сталей марок 45, 30ХГСА, бериллиевой бронзы, оргстекла. Выполнено исследование по определению траекторий движения зуба деформируемого г.к., где плоскость симметрии зуба имитировалась приваренной к пластине тонкой иглой. Для всех случаев нагружения пакетов и пластинок различной толщины характер перемещений получен единообразным, а сопоставление расчетных данных с экспериментальными показало

их хорошее соответствие (расхождение 15...18%). Выведена эмпирическая формула для определения максимального осевого прогиба г.к. $W_{max} = 1,2 \psi_p \cdot m \cdot \sqrt[3]{Z_F}$, где ψ_p — коэффициент, зависящий от относительного радиуса ρ в зоне заземления.

Качественные характеристики распределения напряжений в моделях г.к. получены муар-отражательным способом на установке, созданной на кафедре "Сопротивление материалов" МВТУ им. Н.Э. Баумана. Анализ фотографий муаровых полей показал, что наиболее нагруженным участком является зона внутреннего заземления мембран, прилежащая к плоскости действия поперечных сил.

На основании данных, полученных в результате проведенных исследований, были разработаны опытные образцы исследуемой ВЗП с кулачковым генератором волн (рис. 1, б) следующих типоразмеров: $\dot{t} = 70$, $m = 0,5$ мм, $Z_c = 142$, $Z_F = 140$ и $\dot{t} = 35$, $m = 1$ мм, $Z_c = 72$, $Z_F = 70$. Образцы были испытаны как в лабораторных условиях, так и в рабочих условиях промышленных установок. Значения к.п.д., полученные на стенде с открытым контуром, достигали 0,78. Установлено, что предел нагрузочной способности (16...25 Нм) данных торцовых волновых передач ограничивается явлением "проскока" зубьев. Некоторые пары колес надежно функционировали в различных режимах более 750 часов при частоте вращения генератора от 1500 до 3000 мин⁻¹. После разборки следов разрушения или усиленного износа зубьев не отмечено, что позволяет сделать предварительный вывод о работоспособности передачи при длительном использовании в режиме малых нагрузок.

Крутильная жесткость передачи измерялась в статике по обычной методике — ведомый вал опытного редуктора стопорился, угол φ поворота ведущего вала измерялся в обоих направлениях при ступенчатом увеличении нагрузки M . Коэффициент крутильной жесткости $c = dM/d\varphi$ получен в пределах $(3...5) \times 10^4$ Нм/рад, что несколько меньше, чем у цилиндрических ВЗП аналогичных типоразмеров.

Мертвый ход передачи измерялся по методу без стопорения звеньев. Его величины составляют 4...9 угл. мин. Измерение кинематической погрешности производилось при вращении ведущего вала в одну сторону. Установлено, что высокочастотная составляющая кинематической погрешности имеет размах ± 35 угл. сек., а низкочастотная — ± 3 угл. мин. Таким образом, показатели точности новой торцовой волновой передачи одного порядка с аналогичными характеристиками известных ВЗП идентичных типоразмеров.

Работоспособность волновых редукторов ($i = 70$, $m = 0,5$ мм, $Z_F = 140$, $Z_c = 142$) проверялась непосредственно в действующих агрегатах: в приводе подач ультразвукового станка 4Д772 и в приводе шарнирно-балансирного манипулятора. Отзывы предприятий о работе редукторов положительные. Отмечены следующие преимущества торцового волнового редуктора перед заменяемыми червячными редукторами: меньшие габариты и вес, соосность ведущего и ведомого валов, эффективная реверсивность, удобство компоновки и др.

ВЫВОДЫ

К основным результатам работы относится следующее:

1. Предложен ряд новых конструкций торцовой ВЗП с многослойным гибким эвольвентно-коническим колесом (одна конструкция защищена авторским свидетельством). Наиболее перспективная схема передачи с кулачковым генератором волн реализована в виде одноступенчатого двухволнового редуктора и проведено ее исследование.

2. Разработан аналитический метод расчета напряженно-деформированного состояния модели гибкого колеса, испытывающего одновременное воздействие поперечных сил и сил, действующих в плоскости вращения колеса. Определена форма деформирования гибкого элемента. Исследована кинематика движения точек деформированного г.к.

3. Рассмотрены вопросы синтеза зубчатого зацепления новой торцовой ВЗП. Предложена методика расчета геометрических параметров передачи. Получены зависимости, определяющие боковые зазоры в зацеплении.

4. Даны практические рекомендации по вопросам технологии изготовления основных звеньев передачи. Предложен способ нарезания внутреннего конического зубчатого венца жесткого колеса резцом-летучкой, позволяющий выполнять форму впадины между зубьями жесткого колеса, достаточно хорошо соответствующей условиям кинематики движения точек деформируемого гибкого колеса.

5. Выполнены статические и динамические исследования отдельных свойств и характеристик новой передачи: к.п.д., мертвого хода, крутильной жесткости, кинематической точности и др. Отмечено, что выявленные показатели и характеристики торцовой

волновой зубчатой передачи с многослойным гибким эвольвентно-коническим колесом практически не уступает аналогичным характеристикам известных ВЗП сопоставимых типоразмеров. Несмотря на несколько меньший к.п.д., ее применение в малонагруженных и кинематических приводах машин и механизмов представляется целесообразным благодаря таким положительным качествам, как компактность в осевом направлении, удобство регулировки и монтажа при эксплуатации, малая металлоемкость, возможность обеспечения редукции в одной ступени в пределах $1/20 \dots 1/70$.

Высокая податливость свободной кромки многослойного гибкого колеса в осевом направлении делает перспективным ее применение в волновых устройствах с электромагнитным генератором волн, а также для передачи движения в герметизированное пространство.

6. Волновые редукторы на базе торцевой ВЗП с многослойным гибким эвольвентно-коническим колесом ($i = 70$, $m = 0,5$ мм, $Z_c = 142$, $Z_f = 140$) успешно прошли рабочие испытания в приводе шарнирно-балансирного манипулятора и в приводе подач ультразвукового станка 4Д772 и зарекомендовали себя в эксплуатации положительно.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Габов А.П., Таранников В.Н. Малогабаритный волновой редуктор. — М: ГОСИНТИ, информационный листок, 1976, № 513-76.

2. Таранников В.Н., Габов А.П. Формообразование и расчет геометрии зубчатых колес торцевой волновой передачи. — Деп. в НИИМАШ, 1976, № 42-76.

3. Таранников В.Н. О возможности применения эвольвентно-конических колес в торцевых волновых передачах. — Деп. в НИИМАШ, 1977, № 17-77.

4. Таранников В.Н. О нарезании внутренних конических зубьев жесткого колеса торцевой волновой передачи. — Деп. в НИИМАШ, 1977, № 21-77.

5. Амосова Э.П., Чхачева О.А., Таранников В.Н. Конструкция и расчет торцевой волновой зубчатой передачи, составленной из эвольвентно-конических колес. — Известия вузов. Машиностроение, 1978, № 9, с. 40-44.

6. Таранников В.Н., Карманов В.С. Некоторые вопросы исследования волновой передачи торцевого типа с гибким эволь-

вентно-коническим колесом.- Сб. науч. трудов / Челябинский
политехнический институт, 1978, № 215: Совершенствование
конструкций машин и методов обработки деталей, с. 49-51.

В.В. В.