

М 281424

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

МОСКОВСКОЕ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н.Э.БАУМАНА

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ С ГЕНЕРАТОРАМИ ВОЛН
ВНЕШНЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

/01.02.02 - теория механизмов, машин
и автоматических линий/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва.

1975

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

МОСКОВСКОЕ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н.Э.БАУМАНА

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич

На правах рукописи

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ С ГЕНЕРАТОРАМИ ВОЛИ
ВНЕШНЕГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ

/01.02.02 - теория механизмов, машин
и автоматических линий/

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана.

Научные руководители -
заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор ГАВРИЛЕНКО В.А.
кандидат технических наук, доцент СКВОРЦОВА Н.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ИВАНОВ М.Н.
кандидат технических наук, доцент АМОСОВА Э.П.

Будущее предприятие указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан " ____ " _____ 197 ____ г.

Защита диссертации состоится " ____ " _____ 1976 г.
на заседании Совета конструкторско-механического факультета
МВТУ имени Н.Э. Баумана по адресу:
г. Москва, 107005, 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 им. Н.Э. Баумана.

Учёный секретарь Совета
к.т.н., доцент

Л. КОЛОБОВ

УНИВЕРСИТЕТ
ТИТУЛЬНАЯ
Объем 1 п.л.

Зак. 2564 Тираж 120 экз.
И - 113464 от 19/ХП - 75 г.

М В Т У
И М Н. Э. Б А У М А Н
Б И Б Л И О Т Е К А

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Постоянно возрастающие потребности промышленности в специальных высокоэффективных приводах для следящих систем приводят к необходимости создания соответствующих передаточных механизмов, отвечающих высоким требованиям в отношении быстродействия, точности и экономичности. Дальнейшее совершенствование существующих конструкций ограничено технологическими возможностями производства. В связи с этим задача создания новых передаточных механизмов с высокими качественными показателями является актуальной.

Цель работы. Создание принципиально новой конструкции волнового зубчатого редуктора с генераторами волн внешнего деформирования, анализ его структурных и кинематических особенностей, разработка методики расчета и исследование основных качественных показателей экспериментальных образцов.

Методы исследований. Структурный анализ исследуемых конструкций волновых передач производится методом графов, геометро-кинематические исследования проводятся на базе общей теории зацепления с использованием ЭИВМ. Экспериментальные исследования опытных образцов волновых зубчатых редукторов с генераторами волн внешнего деформирования проводились на специально разработанном стенде.

Научная новизна. В работе исследуется новый вид волновой зубчатой передачи, позволяющий осуществлять одно- и многомоторный привод и одновременно обеспечивать установку датчиков обратной связи без дополнительных кинематических цепей. На такую волновую передачу с несоосным расположением входных и выходного валов автором совместно с В.Б.Тарабариним подана заявка на авторское свидетельство /№ 1957591/25-28 от 14.IX.73г./. С помощью нового метода графов установлены местонахождение и количество избыточных связей, определены способы их уменьшения. Для рассматриваемого случая внешнего деформирования установлена взаимосвязь формы деформации гибкого колеса с геометрией волнового зацепления. На основании исследования геометрии зацепления выявлено влияние исходных параметров на величину радиальной деформации гибкого колеса по малой оси и характер изменения осевых зазоров между профилями зубьев гибкого и жесткого колес.

Определены области существования волновых зубчатых передач.

Практическая ценность. На основании проведенных геометро-кинематических исследований разработана инженерная методика расчета, определены рациональные параметры для проектирования волновых передач внешнего деформирования. Результаты экспериментальных исследований указывают на возможность использования данного вида волновых редукторов в приводах систем автоматического управления.

Апробация. Результаты работы докладывались и обсуждались на:

1. Научном семинаре кафедры "Теория механизмов" МВТУ им. Баумана в 1974 и 1975 гг.

2. Ежегодной научно-технической конференции Ижевского механического института в 1974 г.

3. Московском научно-техническом семинаре по волновым передачам, МВТУ им. Баумана, 1975 г.

Исследуемые конструкции волновых редукторов и предлагаемая в диссертации методика расчета используются в разработках МВТУ г. Москва.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и приложений. Изложена на 155 страницах машинописного текста, содержит 59 рисунков, 4 таблицы и список литературы из 112 наименований. В приложении содержатся распечатки программ на алгоритмическом языке АЛГОЛ, области существования волновых передач.

Глава I. Анализ существующих геометрических и кинематических исследований волновых зубчатых передач, цели и задачи исследований.

В настоящее время волновые передачи получили признание и широкое распространение во многих странах. Исследования волновых передач за рубежом носят в основном экспериментальный характер. В США, Японии и ФРГ уже выпускаются серийно волновые редукторы специального и общего назначений. В Советском Союзе более интенсивно проводятся комплексные теоретико-экспериментальные исследования. Успешно работают большие коллективы исследователей под руководством Ковалева Н.А., Цейтлина Н.И., Иванова М.Н. и Шувалова С.А., Гавриленко В.А. и Скворцовой Н.А., Волкова Д.П. и Крайнева А.Ф., Левитского Н.И., Гинзбурга Е.Г., Павлова Б.И. и другие.

В работах этих исследователей освещаются вопросы исследования кинематики и геометрии, расчета и конструирования волновых зубчатых передач с различными генераторами волн внутреннего деформирования и гибкими колесами, имеющими внешние зубья. В большинстве разработанных методов при выборе параметров волновые зацепления рассматриваются как плоские.

Волновые передачи с генераторами волн внешнего деформирования представляют собой отдельную группу волновых зубчатых передач. Анализ технических данных по волновым передачам показал, что в советских и зарубежных изданиях отсутствуют публикации о теоретических и экспериментальных исследованиях волновых зубчатых передач с генераторами волн внешнего деформирования при несосисно расположенных входных и выходном валах. Поэтому целью, поставленной перед автором реферируемой работы, является создание работоспособных конструкций волновых передач данного вида и всестороннее их исследование. Для достижения этой цели необходимо было решить следующие задачи:

1. Провести структурный анализ различных конструкций волновых редукторов с генераторами волн внешнего деформирования с целью уменьшения в них до минимума числа избыточных связей.
2. Разработать методику геометрического расчета на базе общей теории эвольвентных зубчатых передач при удовлетворительном напряженном состоянии гибкого колеса.
3. Произвести анализ влияния исходных параметров на изменение радиальной деформации по малой оси и величины боковых зазоров между рабочими профилями зубьев на возможной дуге зацепления.
4. Определить рациональные параметры, необходимые для расчета волновых передач.
5. Исследовать особенности кинематики.
6. Экспериментально исследовать работоспособность редукторов данного вида и определить их основные качественные показатели.

Глава II. Структурное и кинематическое исследование волновых зубчатых передач с генераторами волн внешнего деформирования.

Новым конструктивным решением редуктора для специальных

систем автоматического управления, удовлетворяющим требованиям, предъявляемым к исполнительным механизмам таких систем, является волновой редуктор с генератором волн внешнего деформирования и несоосно расположенными ведущими и ведомым валами. Кинематическая схема такого редуктора показана на рис. 1. Редуктор состоит из корпуса /1/, гибкого колеса /2/ с внутренними зубьями, жесткого колеса /3/ с внешними зубьями, генератора волн внешнего деформирования и выходного вала /4/.

Гибкое колесо деформируется внешним образом генератором волн, состоящим из двух деформирующих шайб /5/, установленных на шейках трех кривошипных валиков /6/. Кривая деформации гибкого колеса состоит из двух участков постоянной кривизны, где осуществляется зацепление гибкого и жесткого колес, и двух участков переменной кривизны, где зацепление отсутствует. Деформирующие шайбы совершают плоское движение, которое вызывает перемещение волны деформации на гибком колесе. Все точки деформирующих шайб движутся по круговым траекториям, радиус которых равен эксцентриситету кривошипных валиков.

Привод редуктора может осуществляться от одного или нескольких двигателей, на неприводные валки можно устанавливать датчики обратной связи без дополнительных кинематических цепей, что является достоинством такого вида редукторов перед соосными волновыми редукторами внутреннего деформирования. Несосоосное расположение двигателей и датчиков обратной связи позволяет высвободить центральную полость редуктора для прохода коммуникаций. Возможность свободного расположения осей кривошипных валиков позволяет наилучшим образом компоновать конструкцию.

Для уменьшения влияния установки деформирующих шайб в двух параллельных плоскостях и обеспечения беззазорного зацепления при работе в широком температурном диапазоне при различных нагрузках предлагается выполнять редуктор с предварительно напряженным генератором, в котором деформирующие шайбы выполняются с торцовыми зубцами и опорными поясками.

Для обоснования технологии изготовления и определения допусков для ряда деталей и узлов в работе производится структурный анализ нескольких конструкций редукторов. Анализ проводится новым методом графов, впервые примененным для структурного анализа сложных многосконтурных механизмов Павловой

Л.А. Метод основан на анализе механизма взаимодействия контуров и использует аппарат теории графов. Структура механизма исследуется на его математической модели - графе. Предполагается, что оси всех кинематических пар расположены в пространстве самым общим образом. Это позволяет установить истинное количество избыточных связей в структурной схеме механизма. Структурный анализ проводится следующим образом: составляется структурная схема механизма и определяются классы всех кинематических пар; по структурной схеме строится математическая модель механизма - граф; далее производится разбиение графа на независимые контуры, в которых подсчитываются избыточные связи и подвижности; при помощи контурной сети устанавливается взаимосвязь между контурами, определяются местонахождение и число избыточных связей.

Для установления зависимости геометрических параметров зацепления от зоны облегания гибкого колеса генератором волн и исследования особенностей кинематики волновых передач с генератором волн внешнего деформирования в данной работе решается задача об определении формы кривой деформации гибкого колеса. Радиальные перемещения в гибком колесе - кольце находятся по известной зависимости $\frac{d^2 w}{d\varphi^2} + w = \frac{M_{\text{изг}}}{EJ}$. Изгибающий момент, входящий в это выражение, определялся с использованием того условия, что в силу прилегания тонкостенного кольца к деформирующей шайбе на угле 2β он постоянен на этом участке и равен $M_I = EJ(\frac{1}{r_{cy}} - \frac{1}{r_{cz}})$. После определения изгибающих моментов M_I и M_E для участков постоянной и переменной кривизны, с использованием условий нерастяжимости срединного слоя, были получены зависимости для перемещений по участкам:

$$w_I = - \frac{Pz_{cz}^3}{4EJ} (A \cos \varphi - B) \quad /1/$$

$$w_{II} = - \frac{Pz_{cz}^3}{4EJ} \left[(1 + \sin^2 \beta) \sin \varphi + \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi - 2 \sin \beta - B \right] \quad /2/$$

Тангенциальные и угловые перемещения для I и II участков были определены с использованием зависимостей теории оболочек.

Оценка изгибных напряжений тонкостенного кольца произведена с использованием выражений /1/ и /2/ и зависимостей теории оболочек. Анализ полученных кривых показывает, что с точки зрения уменьшения амплитудных напряжений, определяющих долго-

вечность гибкого кольца, и изгибных напряжений по большой и малой осям целесообразно использовать углы облегания $\beta < 60^\circ$.

Исследование кинематики волновой передачи проводится в два этапа. Вначале исследуется кинематика точек гибкого колеса, а затем и особенности кинематики волновой передачи внешнего деформирования в целом. Скорости точек срединной линии деформированного гибкого колеса определяются дифференцированием по времени выражений радиальных, тангенциальных и угловых перемещений для обоих участков. Скорости всех точек деформирующих шайб одинаковы и равны $V_g = \omega_g \cdot a_w$. Для сравнения скоростей точек контакта деформирующих шайб и гибкого колеса проектируем векторы V_g на направления u' и v' в каждой расчетной точке. Сравнение этих скоростей показало, что в зоне контакта имеется скольжение, характеризуемое скоростью скольжения $V_{ск} = V_g' - V_w$. В волновой передаче с остановленным гибким колесом скорость скольжения больше, чем в передаче с подвижным гибким колесом. Учитывая это, рекомендуется проектировать волновые передачи с подвижным гибким колесом. Для исследуемого случая деформирования получены зависимости передаточных отношений для волновых передач: с остановленным гибким колесом $U_{g1}^{(2)} = - \frac{z_1}{z_2 - z_1}$; с остановленным жестким колесом

$$U_{g2}^{(1)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}.$$

Глава III. Геометрическое исследование двухволновой зубчатой передачи внешнего деформирования.

Геометрическое исследование волновой зубчатой передачи производится с позиций общей теории зацепления, принятых на кафедре "Теория механизмов" МВТУ им. Баумана. Рассматриваемое волновое зацепление представляется как зацепление жесткого и условного колес, числа зубьев которых равны Z_1 и Z_y . Определение расчетного числа зубьев условного колеса производится совместным решением уравнений срединной линии деформированного гибкого колеса с уравнениями внутреннего эвольвентного зацепления. Приравнивая выражения для межосевого расстояния передачи и эксцентриситета установки деформирующих шайб, получаем уравнение для определения расчетного числа зубьев :

$$\begin{aligned} z_y^3 B - z_y^2 \left[\left(\frac{A}{B} - 2 \right) z_2 + (B+1) z_1 + Q \right] + \\ z_y \left[\left(\frac{A}{B} - 1 \right) z_2^2 - Q \left(\frac{A}{B} - 2 \right) z_2 \right] + z_2^2 Q \left(\frac{A}{B} - 1 \right) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

где: $Q = 2\hat{h}_\alpha^* + 2c^* + 2x_2 + \frac{h_c}{m}$ - параметр, определяющий расстояние между делительной и срединной линиями деформированного гибкого колеса;

h_c - толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом;

$$A = \frac{x}{2} - \beta - \sin \beta \cdot \cos \beta; \quad B = \frac{4}{x} \cos \beta + \frac{4\beta}{\pi} \sin \beta - 2 \sin \beta.$$

Анализ уравнения (3) показал, что Z_y сложно зависит от всех параметров, входящих в него. Так увеличение β и уменьшение α_w приводит к нелинейному уменьшению Z_y . Упростить уравнение (3), применяя численные методы решения, невозможно, поэтому для вычисления Z_y , необходимого для расчета геометрии зацепления, составлена программа для ЭВМ на языке АЛГОЛ.

В работе исследовалось влияние исходных параметров на заклинивание и теоретический коэффициент перекрытия. В результате исследований заклинивания от упора вершин зубьев колес и при соприкосновении вершин зубьев одного колеса с переходными профилями другого было установлено, что в диапазоне исследуемых параметров основным является ограничение от упора вершин зубьев колес. Для проверки проектируемых волновых передач на отсутствие заклинивания по этому условию были построены номограммы углов $\varphi = \varphi(\alpha_w; \beta; \alpha)$. Опасность заклинивания от упора вершин зубьев колес уменьшается при увеличении коэффициента смещения x_2 , увеличении числа зубьев долбяка Z_0 и уменьшении угла облагания β . Теоретический коэффициент перекрытия увеличивается при уменьшении x_2 , β , Z_0 и увеличении угла зацепления α_w .

Глава IV. Выбор рациональных исходных параметров при проектировании волновых зубчатых передач для систем автоматического управления.

На качественные показатели волновой передачи большое влияние оказывает величина радиальной деформации гибкого колеса по малой оси. При малых значениях W_0 улучшается напряженное состояние гибкого колеса, увеличивается к.п.д., уменьшаются статические моменты. Значение радиальной деформации вычисляется по формуле:

$$W_0 = \frac{m}{2} \left[\frac{2 \cos \alpha}{\cos \alpha_w} + (Z_y - Z_2) \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) + Q \left(\frac{Z_2}{Z_y} - 1 \right) \right] \quad (4)$$

Из выражения (4) видно, что при $Q = 0$ и $\alpha = \alpha_w$ $W_0 = m$,

при $Q=0$ и $\alpha_w > \alpha$ $W_0 > m$, при $Q=0$ и $\alpha_w < \alpha$ $W_0 < m$. Для выявления влияния исходных параметров h_a^* , c^* , α_w , x_2 , β и h_c на величину W_0 была составлена программа для ЭЦВМ, в которую были введены ограничения по заклиниванию и перекрытию в волновой передаче. В расчетах значения исходных параметров изменялись в следующих пределах: Z_2 от 150 до 600; α_w от 4° до 32° ; β от 30° до 80° ; x_2 от -5 до +10. По результатам расчетов были построены области существования в различных координатных осях ($\frac{W_0}{m}$, Z_2 ; $\frac{W_0}{m}$, x_2 ; x_2 , Z_2). Они ограничиваются линиями отсутствия заклинивания $\psi = \varphi$, коэффициента перекрытия $\epsilon = 1$ и изолиниями постоянных углов α_w или β . Анализ областей существования показывает, что они увеличиваются при увеличении α_w и уменьшении β .

При проектировании волновых зубчатых передач с определенным передаточным отношением, но с различными качественными показателями (к.п.д., жесткостью) удобно пользоваться областями существования, изображенными на рис. 2. Как видно из рисунка, при уменьшении α_w площадь областей уменьшается. Если при $\alpha_w = 20^\circ$ и $\alpha_w = 12^\circ$ возможно выбирать углы $\beta > 70^\circ$, то при $\alpha_w = 4^\circ$ передача может быть спроектирована с углом $\beta \leq 40^\circ$. При проектировании волновых передач значения W_0 выбираются на соответствующих изолиниях $\beta = \text{const}$, при этом каждому значению W_0 и β соответствует определенное значение коэффициента смещения x_2 .

К исполнительным механизмам систем автоматического управления предъявляются высокие требования по мертвому ходу и кинематической погрешности. Для удовлетворения этих требований в волновой передаче необходимо, чтобы на линии зацепления боковые зазоры отсутствовали, а на возможной дуге зацепления были бы минимальными. Боковые зазоры j определяются по формулам, выведенным из рассмотрения геометрии зацепления двух колес с числами зубьев Z_1 и Z_2 , их исследование производится в обратном движении.

Оценка влияния исходных параметров на величину и характер распределения боковых зазоров производится после расчета геометрии волнового зацепления со всеми ограничениями с использованием ЭЦВМ. Установлено, что наибольшее влияние на величину боковых зазоров в зацеплении оказывает угол α_w . Уменьшение

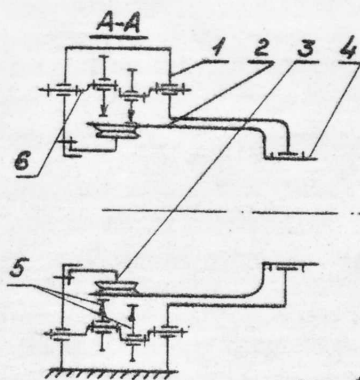


рис. 1

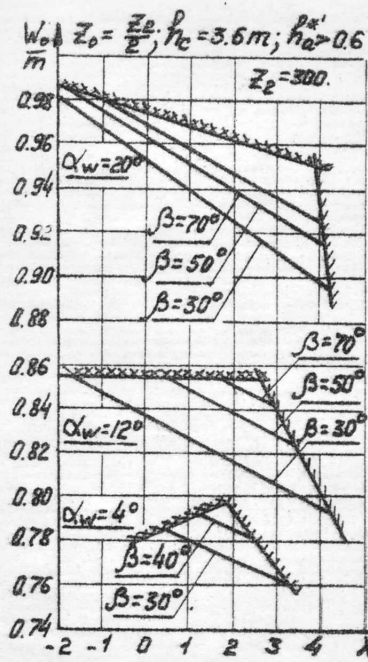
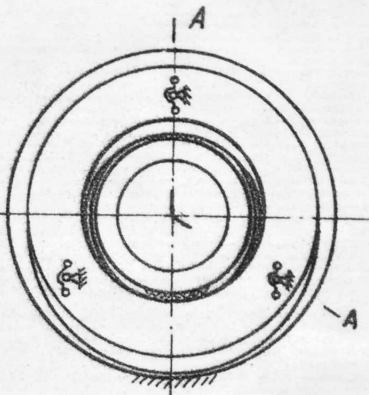


рис. 2

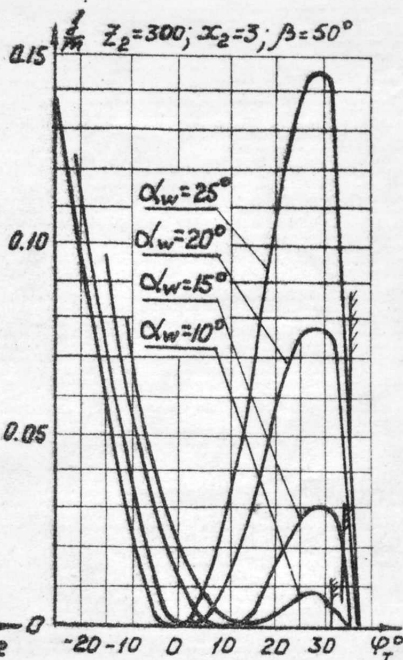


рис. 3

β лишь незначительно увеличивает зазоры на входе в зацепление. Увеличение коэффициента α_2 улучшает условия входа и выхода зубьев из зацепления. Как видно из рис. 3, уменьшение угла зацепления α_w с 25° до 10° уменьшает величину зазоров на входе в зацепление более, чем в 10 раз. Вход зубьев гибкого колеса во впадины жесткого осуществляется с гарантированным зазором. Моменты входа зубьев в зацепления отмечены вертикальными линиями. Анализ полученных в работе зависимостей позволяет сделать вывод, что лучшими с точки зрения величин и характера распределения зазоров будут зацепления с углами $\beta = 40^\circ + 60^\circ$, углами $\alpha_w = 10^\circ + 15^\circ$ и наибольшими (при обеспечении $\epsilon = 1$) коэффициентами смещения α_2 .

В результате проведенных исследований было установлено, что при проектировании волновых зубчатых редукторов для систем автоматического управления с учетом удовлетворительного напряженного состояния гибкого колеса, минимальных значений W_0 и боковых зазоров между профилями зубьев на возможной дуге зацепления необходимо выбирать для расчета следующие исходные данные:

1. Углы облегания $\beta = 30^\circ + 60^\circ$.
2. Углы зацепления $\alpha_w = 10^\circ + 15^\circ$.
3. Число зубьев долбяка $\frac{Z_2}{4} \leq Z_0 \leq \frac{Z_2}{2}$.
4. Толщину обода гибкого колеса под зубчатым венцом определять по формуле $k_c = (60 + Z_2/15) m Z_2 \cdot 10^{-4} \text{ мм}$.
5. Коэффициенты смещения α_2 при расчете с минимальными значениями W_0 вычисляются по формулам из таблицы I.

Для этих значений исходных параметров значения расчетного числа зубьев условного колеса могут быть определены по расчетным зависимостям из таблицы II.

Глава У. Экспериментальное исследование волновых редукторов с генераторами волн внешнего деформирования.

Целью экспериментальных исследований, проведенных в работе, являлось определение работоспособности нового вида редукторов и оценка их основных качественных показателей: к.п.д., статических моментов, жесткости и кинематических погрешностей в динамическом режиме. Исследования проводились на двух волновых редукторах, с передаточными отношениями I49 и I24, имеющих следующие параметры:

Таблица I

α_w	Z_0	Z_2	x_2		
			$\beta = 30^\circ$	$\beta = 40^\circ$	$\beta = 50^\circ$
$I 0^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 70 \div 600$	$2,1+0,0065 Z_2$	$I,30+0,0065 Z_2$	$0,75+0,0065 Z_2$
$I 2^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 50 \div 600$	$2,40+0,006 Z_2$	$I,85+0,006 Z_2$	$I,30+0,006 Z_2$
$I 4^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 50 \div 600$	$2,25+0,0065 Z_2$	$I,95+0,0065 Z_2$	$I,70+0,0065 Z_2$

Таблица II

α_w	Z_0	Z_2	$Z_d = Z_y - Z_1$		
			$\beta = 30^\circ$	$\beta = 40^\circ$	$\beta = 50^\circ$
$I 0^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 70 \div 300$	$5,48+0,0007 Z_2$	$5,35+0,0001 Z_2$	$5,16+0,00005 Z_2$
	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$300 \div 600$	$5,65+0,00015 Z_2$		
$I 2^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 50 \div 300$	$5,55+0,0007 Z_2$	$5,37+0,0002 Z_2$	$5,19+0,0001 Z_2$
	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$300 \div 600$	$5,72+0,00015 Z_2$		
$I 4^\circ$	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$I 50 \div 300$	$5,64+0,0007 Z_2$	$5,35+0,0005 Z_2$	$5,20+0,0002 Z_2$
	$N \begin{smallmatrix} N \\ V \end{smallmatrix}$	$300 \div 600$	$5,80+0,0002 Z_2$	$5,43+0,00025 Z_2$	

№	U	m	d_w	β	z_2	x_2	W_0	h_c
1	149	0.3 мм	20°	40°	300	2	0.28мм	0.9мм
2	124	0.3 мм	20°	50°	250	3	0.27мм	0.65мм

Жесткие колеса редукторов изготовлены по степени точности 7-С, гибкие колеса - по степени точности 8-С. Ресурсные испытания подтвердили работоспособность данного вида редукторов, так редуктор с $U = 149$ уже проработал около 1000 часов без поломок. К.п.д. редукторов определялся энергетическим методом, нагружение осуществлялось порошковым тормозом ПТ-1М. При номинальной нагрузке значения к.п.д. равны 0.73 ± 0.06 . Установка внутрь расточки деформирующих шайб подшипников качения большого выигрыша в к.п.д. не дает.

Жесткость редукторов определялась при торможении одного и двух кривошипных валиков. У первого редуктора коэффициент жесткости $C = 6,3 \cdot 10^4 \frac{\text{нм}}{\text{рад}}$, у второго редуктора $C = 5,2 \cdot 10^4 \frac{\text{нм}}{\text{рад}}$. При торможении двух валиков жесткость увеличивается на $10 \pm 25\%$.

Статические моменты трогания исследуемых редукторов колебались в широких пределах. У первого редуктора статический момент изменялся в пределах $0,10 \pm 0,12$ нм, у второго редуктора, генератор волн которого выполнен с подшипником качения, - в диапазоне $0,08 \pm 0,10$ нм.

Для контроля кинематической погрешности редукторов в динамическом режиме применяется метод измерения с использованием индуктосина, который основан на работе схемы трансформаторного включения вращающегося трансформатора (СКВТ) и индукционного преобразователя угла (ИПУ). Электрическая редукция в схеме считается эталонной, а механическая редукция контролируемого редуктора сравнивается с ней. При наличии в редукторе ошибки с ротора вращающегося трансформатора снимается напряжение, пропорциональное этой ошибке. Это напряжение после усиления и демодулирования регистрируется на шлейфовом осциллографе. Большую точность вращения показал редуктор с $U = 149$. Максимальное значение амплитуды на графике кинематической погрешности ненагруженного редуктора составляет 63 угловых секунды, мертвый ход отсутствует. При нагружении редуктора моментом 40 нм значение кинематической погрешности увеличивается до $5'50''$, а

мертвый ход до 4 угловых минут. Такое увеличение мертвого хода объясняется жесткостью ведущих валиков и скручиванием гибкого колеса.

Сравнительный анализ показал, что волновые редукторы с генераторами волн внешнего деформирования по основным качественным показателям не уступают волновым редукторам с генераторами волн внутреннего деформирования.

Основные выводы

1. Предложены и разработаны новые конструкции волновых зубчатых редукторов с генераторами волн внешнего деформирования.

2. Структурное исследование этих конструкций, проведенное новым методом графов, позволило выявить избыточные связи и уменьшить их число с 17 до 5.

3. Установлена связь геометрии волнового зацепления с формой деформации гибкого колеса, на основе которой создана инженерная методика расчёта.

4. В результате геометро-кинематических исследований определены рациональные параметры для проектирования. Рекомендуется проектировать волновые передачи с подвижным гибким колесом.

5. Экспериментальные исследования подтверждают работоспособность редукторов данного вида. Основные качественные показатели указывают на целесообразность их использования в приводах систем автоматического управления.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Семин Ю.И., Тимофеев Г.А. Структурные особенности малоинерционных волновых передач. Труды МВТУ № 160, вып.6, 1972.
2. Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б. Форма кривой деформации гибкого колеса волновой передачи с генератором наружного расположения. Труды ИМИ "Механические передачи", вып.7, Ижевск, 1975.
3. Сковорода Н.А., Тарабарин В.Б., Тимофеев Г.А. Расчёт геометрии волнового эвольвентного зацепления. "Известия вузов. Машиностроение", 1975, № 7.

