

На правах рукописи

УДК 621.833.7

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Самойлова Марина Валерьевна

**Исследование комбинированных
планетарно - волновых механизмов**

05.02.18. - Теория механизмов и машин

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва - 2000

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

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор Тимофеев Г.А.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Косов М.Г.

кандидат технических наук, доцент Лычагин В.В.

Ведущая организация: Федеральное государственное унитарное
предприятие ГОСМКБ «Вымпел» им. И.И. Торопова

Защита диссертации состоится « 29 » *ноября* в 10 часов
на заседании Диссертационного совета *К053.15.11* в Московском
государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:

107005, г. Москва, 2-я Бауманская ул. д. 5

С диссертацией
Баумана.

Н.Э.

Авто

Ученый секретарь
Диссертационного
доктор технически

К.

1568954

Общая характеристика работы

Актуальность проблемы. Развитие следящих систем характеризуется повышением требований к их быстродействию и точности. Решение этой проблемы может идти как по пути разработки более эффективных схем управления, так и по пути повышения точности отдельных элементов следящей системы. Дальнейшее совершенствование существующих конструкций ограничено технологическими возможностями производства. В связи с этим задача создания и исследования новых передаточных механизмов с высокими показателями качества является актуальной. Одним из методов повышения точности и быстродействия следящих систем является построение их схем на основе принципов многопоточности. К таким механизмам относятся планетарные и волновые механизмы, имеющие многозонное и многопарное зубчатые зацепления, которые обеспечивают высокую точность и крутильную жесткость при малых габаритных размерах и массе. Оригинальным конструктивным решением, в котором рационально сочетаются достоинства волновых и кривошипно-планетарных механизмов, является комбинированный планетарно-волновой механизм (КПВМ). Конструкция такого механизма была предложена коллективом сотрудников кафедры РК-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана и защищена авторским свидетельством (№1569467). Высокие показатели качества достигаются за счет реализации многозонного и многопарного зацепления (по две зоны зацепления в планетарной и волновой зубчатой передаче), однако, для практического применения таких механизмов необходимо было выполнить комплекс теоретических и экспериментальных исследований.

Цель работы. Теоретическое и экспериментальное исследование приводов с КПВМ, разработка инженерной методики проектирования комбинированных механизмов, реализация созданных алгоритмов на ЭВМ в виде пакета прикладных программ.

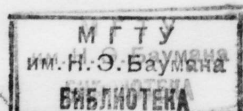
Научная новизна. В работе исследовался новый, ранее не исследованный механизм. На защиту выносятся следующие, содержащие элементы научной новизны, положения:

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1568954

Самоилова М.В. Исследования



- Структурный анализ КПВМ
- Геометро - кинематическое исследование КПВМ.
- Методика геометрического расчета зацеплений в КПВМ
- Исследование областей существования механизма и выбор рациональных параметров проектирования КПВМ.
- Алгоритм и программа силового расчета механизма
- Инженерный метод оценки коэффициента полезного действия механизма
- Экспериментальные исследования опытного образца привода с КПВМ.

Методы исследования. Структурный анализ исследуемого механизма проведен методом графов, геометро-кинематическое исследование базируется на теории внутреннего эвольвентного зацепления, силовой расчет ведется методом кинестатики после раскрытия статической неопределимости, экспериментальные исследования качественных показателей и проверка результатов теоретических исследований проведены на специально созданных стендах.

Практическая ценность. Разработанные методы расчетов позволяют провести силовой расчет, геометро-кинематическое исследование, расчет КПД комбинированного механизма. На стадии проектирования оценить его качественные показатели, повысить надежность редукторов за счет выбора рациональных параметров с использованием областей существования.

Реализация результатов работы. Результаты диссертационной работы реализованы в виде алгоритмов расчета и пакета прикладных программ на предприятии ООО НПФ «Дельта» г. Ростов на Дону, а так же в учебном процессе кафедр МТ1 и РК-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научном семинаре кафедры РК-2 МГТУ им. Н.Э. Баумана в 1999, 2000 г.г., юбилейных конференциях МГТУ 1995, 2000 г.г., конференции в Уфимском государственном авиационном техническом университете 1997г., международной конференции в г. Улан-Удэ 2000 г.

Публикации. Основное содержание диссертации представлено в 5 работах, включающих 3 статьи, тезисы доклада на конференции и научно-технический отчет.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, раздела с основными выводами по работе, списка литературы из 151 наименования и приложения. Общий объем работы 141 страница машинописного текста, включая 7 таблиц и 34 рисунка. В приложении приведены документы о внедрении и практическом использовании результатов работы в промышленности и учебном процессе.

Содержание работы

В **введении** обоснована актуальность работы, показана ее научная и практическая ценность. Дана схема и описание исследуемого механизма.

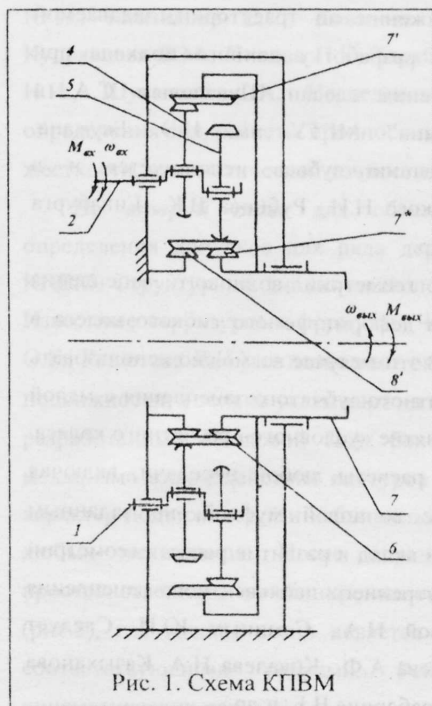


Рис. 1. Схема КПВМ

Механизм состоит из параллельно соединенных кривошипно-планетарной (КПП) и волновой зубчатой передачи (ВЗП) с генератором волн внешнего деформирования. Генератор волн, созданный на базе механизма параллельных кривошипов, состоит из двух кольцевых шайб (4, 5) внутренние поверхности которых деформируют гибкое колесо-кольцо 6 волновой зубчатой передачи, а на наружных поверхностях этих шайб нарезаны зубчатые венцы кривошипно-планетарного механизма. Шайбы установлены на трех кривошипных валиках 1, 2, 3. Зубчатые венцы с внешними зубьями на кольцевых шайбах 4, 5 зацепляются с внутренними зубьями жесткого колеса

КПП 7', закрепленного на выходном валу 7. Гибкое колесо 6 с внутренними зубьями зацепляется с двумя зубчатыми колесами - жестким колесом волновой зубчатой муфты 8', закрепленном в корпусе 8 и жестким колесом ВЗП 7*, закрепленном на выходном валу 7.

В *первой главе* проведен аналитический обзор. Анализ литературных источников, показывает, что в рассмотрении геометрии волнового зубчатого зацепления в настоящее время существует два основных подхода к расчету геометрии волнового зацепления.

Первый подход основан на одном из методов общей теории зацепления - методе относительных положений зубьев колес. Этот метод базируется на использовании уравнений, описывающих траектории движения характерных точек зуба гибкого колеса относительно зуба жесткого колеса. Профиль зуба жесткого колеса определяется как огибающая к совокупности положений профиля гибкого колеса при его движении по траектории, задаваемой генератором волн. Основной вклад в разработку данного подхода при расчете геометрии волнового зацепления сделан Шуваловым С.А. и коллективом кафедры "Детали машин" МГТУ им. Н.Э. Баумана. Аналогичный подход к профилированию зубьев используется и в исследованиях других авторов: Левитского Н.И., Рубцова В.К., Гинзбурга Е.Г., Комарова В.А., Шевелевой Г.И. и др.

Второй подход в рассмотрении геометрии волнового зацепления основан на предположении, что форма деформируемого гибкого колеса в зоне зацепления близка к окружности. В этом случае возможно использовать методику расчета внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев колес, введя понятие «условного» расчетного колеса. Данный подход позволяет проводить расчеты любой передачи, включая расчет двухступенчатых ВЗП, ВЗП с волновой муфтой, по заданным параметрам инструмента. Значительный вклад в развитие расчета геометрии волновых передач на базе теории внутреннего эвольвентного зацепления сделан Гавриленко В. А., Скворцовой Н.А., Семиным Ю.И. Следует отметить работы, Волкова Д.П., Крайнева А.Ф., Ковалева Н.А. Казыханова Х.Р., Башкина В.И., Тимофеева Г.А., Тарабарина В.Б. и др.

Работы профессора Гавриленко В.А. явились значительным вкладом в теорию зубчатых зацеплений. Гавриленко В.А. разработал общепринятый в настоящее время метод расчета, который учитывает параметры исходного контура инструмента и предполагает сохранение заданного, в том числе и стандартного, радиального зазора в зацеплении. Наибольший вклад в развитие теории внутреннего зацепления внесли ученые: Кетов Х.Ф., Дикер Я.И., Пугачев И.А., Болотовский И.А., Вулгаков Э.Б., Цилевич Б.Н. и др. Используя подходы предложения Гавриленко В.А., Скворцова Н.А. рассмотрела особенности внутреннего эвольвентного зацепления с малой разностью чисел зубьев колес.

Исследованию силового взаимодействия звеньев КПП и ВЗП посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ Амосовой Э.П., Волкова Д.П., Гинзбурга Е.Г., Горелова Л.К., Иванова М.Н., Кирдяшева Ю.Н., Кленикова С.С., Ковалева Н.А., Косова М.Г., Крайнева А.Ф., Кудрявцева В.М., Попова П.К., Тарабарина В.Б., Тимофеева Г.А., Цейтлина Н.И., Шувалова С.А. Исследователи предлагают различные методы определения сил, расчеты прочностных показателей ВЗП и КПП, крутильной жесткости, кинематической точности, КПД и др.

Во *второй главе* для обоснования технологии изготовления и определения допусков для ряда деталей проводится структурный анализ КПВМ. Структурный анализ многопоточных механизмов довольно сложен. Известные структурные формулы (Чебышева П.Л., Малышева Л.П., Озола О.Г., Решетова Л.Н.) не позволяют определить, какие группы звеньев имеют подвижности, а только указывают на их наличие в механизме. Метод графов, разработанный Павловой Л.А. более нагляден, он основан на анализе механизма взаимодействия контуров и позволяет определить количество и характер подвижностей и избыточных связей, а также их местоположение в любых механизмах. После определения класса кинематических пар пространственного комбинированного механизма, составляется его граф (рис.3), где каждое звено является вершиной, а кинематические пары - соответствующими ребрами. Ребра идентифицируются матрицами кинематических пар.

кинематическими парами $\Pi\Gamma_2$ класса в местах соединений кривошипных валов с деформирующими шайбами. При этом количество избыточных связей уменьшено на 10. Комбинированный планетарно-волновой механизм преобразует вращательное движение во вращательное в параллельных плоскостях, его осевые габариты существенно меньше радиальных, реакции в осевом направлении механизма минимальны, носят случайный характер и не влияют на основное назначение механизма. С учетом этих допущений данный механизм можно рассматривать как плоский механизм.

Третья глава посвящена геометро - кинематическому исследованию КПВМ. Геометрическое исследование проводится с позиций общей теории зацепления, принятых на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Параллельное соединение КПП и ВЗП в одном механизме возможно лишь при соблюдении определенных условий:

- Входные и выходные валы кривошипно-планетарной и волновой передачи общие, поэтому передаточные отношения обоих механизмов должны быть равны по величине и по знаку.

$$U_{H2}^{(1)} = U_{HЖ}^{(1)} = \frac{Z_{\Gamma}}{Z_{\Gamma} - Z_{Ж}} = \frac{Z_2}{Z_2 - Z_1},$$

где z_1, z_2 - числа зубьев внутреннего эвольвентного зацепления КПП,

$z_{\Gamma}, z_{Ж}$ - числа зубьев гибкого и жесткого колес ВЗП

- Межосевые расстояния кривошипно-планетарного механизма и волновой зубчатой передачи должны быть равны. Это обусловлено наличием общего для обеих передач механизма параллельных кривошипов. Кольцевые шайбы совершают поступательное движение по круговым траекториям с радиусом, равным эксцентриситету кривошипного вала. Этот эксцентриситет определяет межосевые расстояния ВЗП и внутреннего эвольвентного зацепления КПП.

$$a_{wn} = \frac{m_n(z_2 - z_1)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wn}}; \quad a_{wB} = \frac{m_B(z_y - z_{ж})}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wB}},$$

где z_y - расчетное число зубьев условного колеса;

m_{Π}, m_B - соответственно модули зубчатых колес планетарной и волновой передачи;

$\alpha_{иП}$, $\alpha_{иВ}$ - углы зацепления в планетарной и волновой передачах.

Модуль зацепления планетарного механизма получается существенно больше чем модуль волновой передачи.

$$m_{и} = m_{П} \frac{(z_2 - z_1)}{(z_2 - z_ж)} \cdot \frac{\cos \alpha_{иП}}{\cos \alpha_{иВ}}; \quad m_{В} = (0.06 \dots 0.2) m_{П}$$

- Разность делительных диаметров колес должна быть такой, чтобы обеспечивать размещение подшипников генератора волн.

$$D_{П} < (0.3 \dots 0.4) (d_1 - d_{III}),$$

где $D_{П}$ - наружный диаметр подшипника,

$d_1 = m_{П} z_1$ - делительный диаметр колеса сателлита,

d_{III} - диаметр внутренней поверхности деформирующей шайбы.

Геометрический расчет комбинированного механизма ведется на базе расчета внутреннего эвольвентного зацепления с малой разностью чисел зубьев и расчета ВЗП внешнего деформирования с волновой зубчатой муфтой с учетом дополнительных требований, предъявляемых к рассматриваемым механизмам. При построении области существования планетарно-волнового механизма учитываются геометрические условия существования каждого из зацеплений и дополнительные ограничения комбинированного механизма. В главе подробно рассмотрены условия, ограничивающие выбор значений коэффициентов смещения в зацеплении ВЗП и КГП:

1. Условие отсутствия срезания, подрезания и заострения зубьев колес;
2. Условие отсутствия заклинивания в передаче;
3. Условие обеспечения минимально допустимого коэффициента торцевого перекрытия.

Ограничения на выбор геометрических параметров в эвольвентном внутреннем зацеплении при разности чисел зубьев колес равной единице более жесткие, чем в волновом зацеплении, поэтому вначале рассчитывается геометрия зацепления в планетарном механизме. Расчет проводится при свободном межосевом расстоянии, в качестве независимых переменных принимаются коэффициенты смещения внутреннего эвольвентного зацепления (x_1 , x_2), они определяют систему координат области

существования КПВМ. От этих коэффициентов зависит межосевое расстояние всего механизма. Для заданного межосевого расстояния проверяется возможность существования волнового зацепления с требуемыми параметрами. Коэффициенты смещения ВЗП являются зависимыми переменными, от a_w и x_1, x_2 . Далее аналогичным способом проверяется существование зацепления волновой зубчатой муфты. На рис.5 представлена область существования КПВМ с $U = 124$ в параметрах x_1, x_2 .

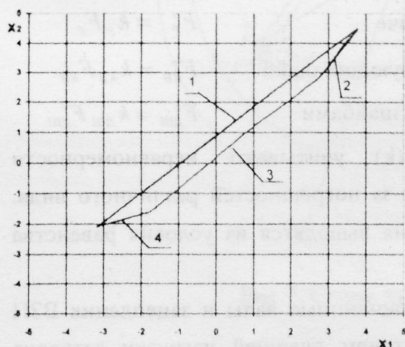


Рис. 5. Блокирующий контур
КПВМ с $U = 124$.

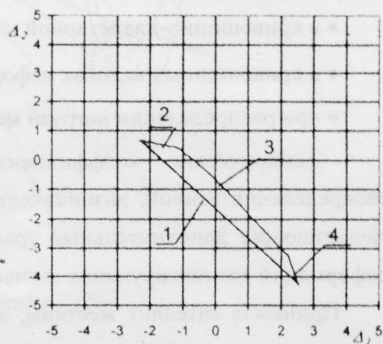


Рис. 6. Блокирующий контур
КПВМ в параметрах (Δ_1, Δ_2) .

- 1- ограничения по коэффициенту торцевого перекрытия КПП
- 2- граница попадания вершины зуба колеса на переходную кривую колеса в КПП.
- 3- граница заклинивания при упоре вершин зубьев колес КПП на входе (выходе) зубьев в зацепление
- 4- граница пересечения окружностей вершин шестерни и колеса КПП после выхода из зацепления

При построении областей существования в системе координат, определенных коэффициентами изменения толщины зубьев $(\Delta_1$ и Δ_2), можно получить область существования комбинированного механизма без учета влияния параметров инструмента (рис. 6).

В четвертой главе проводится силовой расчет КПВМ. Механизм рассматривается как плоский. Число избыточных связей плоского механизма $q = 7$, поэтому при силовом расчете методом кинестатики необходимо дополнительно составить и решить семь уравнений.

Часть дополнительных уравнений определяются из соотношений между реакциями в симметричных элементах схемы.

- в волновой зубчатой передаче $F'_V = k_V F_V$
- в волновой зубчатой муфте $F'_{VM} = k_{VM} F_{VM}$;
- в кривошипно-планетарной передаче $F'_P = k_P F_P$
- в кривошипных валиках деформирующих шайб $F'_{KB} = k_{KB} F_{KB}$
- при распределении нагрузки между шайбами $F'_{ДШ} = k_{ДШ} F_{ДШ}$

Эмпирические коэффициенты (k) учитывают неравномерности распределения усилий, возникающие из-за погрешностей различного вида. Недостающие дополнительные уравнения выводятся из условия равенства деформаций контактирующих звеньев.

Принимая сателлит жестким, а кривошипные валы и зацепления ВЗП податливыми, полагаем, что под действием внешней нагрузки сателлит поворачивается относительно полюса зацепления КПП (рис. 7). Из данного условия определяется дополнительное соотношение между нормальными реакциями в опорах кривошипных валов.

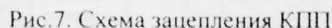
При рассмотрении схемы поворота кольцевой шайбы относительно полюса внутреннего зацепления:

$$l_{PB} = \sqrt{r_0^2 + r_{W1}^2 - 2r_0 r_{W1} \cdot \cos\left(\frac{2}{3}\pi + \varphi\right)}; \quad l_{PD} = \sqrt{r_0^2 + r_{W1}^2 - 2r_0 r_{W1} \cdot \cos\left(\frac{2}{3}\pi - \varphi\right)};$$

$$\frac{r_0}{\sin \gamma} = \frac{l_{PB}}{\sin\left(\frac{2}{3}\pi + \varphi\right)}; \quad \frac{r_0}{\sin \beta} = \frac{l_{PD}}{\sin\left(\frac{2}{3}\pi - \varphi\right)};$$

$$\gamma = \arcsin\left[\frac{r_0}{l_{PB}} \cdot \sin\left(\frac{2}{3}\pi + \varphi\right)\right]; \quad \beta = \arcsin\left[\frac{r_0}{l_{PD}} \cdot \sin\left(\frac{2}{3}\pi - \varphi\right)\right];$$

$$l_{F1F2} = \frac{F_F}{C_F}; \quad l_{D1D2} = \frac{F_D}{C_D}, \text{ где } C_D = C_F = C - \text{ жесткость кривошипного вала.}$$



$$\frac{F_f}{C} = l_{pf} \cdot \Delta \cdot \sin \gamma; \quad \frac{F_D}{C} = l_{pD} \cdot \Delta \cdot \sin \beta;$$

$$C \cdot \Delta = -\frac{F_f}{l_{pf} \cdot \sin \gamma} \quad C \cdot \Delta = \frac{F_D}{l_{pd} \cdot \sin \beta}; \quad \frac{F_D}{l_{pd} \cdot \sin \beta} = -\frac{F_f}{l_{pf} \cdot \sin \gamma}.$$

Искомое уравнение связи реакции в шарнирах F и D : $F_D = -F_F \frac{l_{FD} \cdot \sin \beta}{l_{FE} \cdot \sin \gamma}$.

Для определения соотношений между реакциями в волновом и внутреннем эвольвентном зубчатом зацеплении, составляется уравнение упругих перемещений, считая выходное звено механизма жестким, а зацепления упругими. Выходное звено для волнового и планетарного механизма общее, поэтому угол поворота выходного вала для обоих передач одинаков, а усилия в зацеплениях пропорциональны жесткости зацеплений.

Из уравнений упругой деформации под действием сил в ВЗП и КПП:

$\Delta r_{вжП} \cdot C_{П} = 2 \cdot F_{П}$ - для планетарной передачи;

$\Delta r_{вжВ} \cdot C_{В} = 2 \cdot F_{В}$ - для волновой передачи.

где $C_{П}$ и $C_{В}$ приведенная жесткость зацеплений в КПП и ВЗП,

$r_{вжП}$ и $r_{вжВ}$ - радиус основной окружности жесткого колеса КПП и ВЗП,

Δ - угол поворота выходного вала.

$F_{П}$, $F_{В}$ - силы в зонах зацеплений КПП и ВЗП.

$$\Delta_{ж} = \frac{2 \cdot F_{П}}{C_{П} \cdot r_{вжП}} = \frac{2 \cdot F_{В}}{C_{В} \cdot r_{вжВ}}; \quad F_{П} = F_{В} \cdot \frac{C_{П} \cdot r_{вжП}}{C_{В} \cdot r_{вжВ}}; \quad M_{вых} = 2 F_{П} r_{вжП} + 2 F_{В} r_{вжВ};$$

$$F_{В} = \frac{M_{г}}{\left\{ 2 \cdot r_{вжВ} \left[\frac{C_{П}}{C_{В}} \cdot \left(\frac{r_{вжП}}{r_{вжВ}} \right)^2 + 1 \right] \right\}}$$

Силовой расчет проводится для планетарно-волнового механизма с моментом нагрузки на выходном валу 600 Н.м. На рис. 8 приведены графики изменения реакций в кинематических парах сателлита.

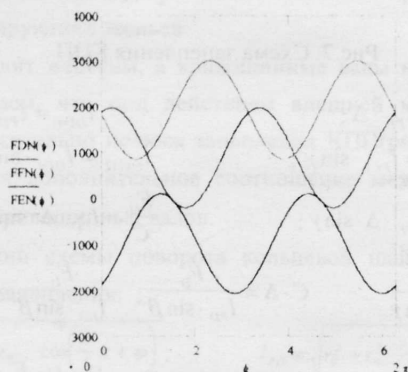


Рис. 8. Графики изменения составляющих реакций в КП деформирующих шайб и кривошипных валов

В **пятой главе** рассматривается методика оценки КПД комбинированного механизма, с учетом того, что рассматриваемый механизм является многопоточным механизмом с последовательным и

параллельным разделением потоков мощности и последующим их суммированием на выходном валу (рис. 9).

КПД механизма зависит от потерь на трение во всех зацеплениях, вращательных парах валов и механизма генератора волн. Исследовался комбинированный механизм в целом и его составляющие: волновая и кривошипно-планетарная передачи. Согласно полученным результатам можно сделать вывод, что параллельное соединение волновой и планетарной передач хоть и увеличивает количество кинематических пар, но уменьшает усилия в зацеплениях планетарной и особенно волновой передач, относительные скорости, найденные согласно разработанным методикам, не изменяются. Следовательно уменьшаются потери мощности в соответствующих кинематических парах. Расчетный КПД комбинированного механизма получается ниже чем у КПП, но выше чем у ВЗП.

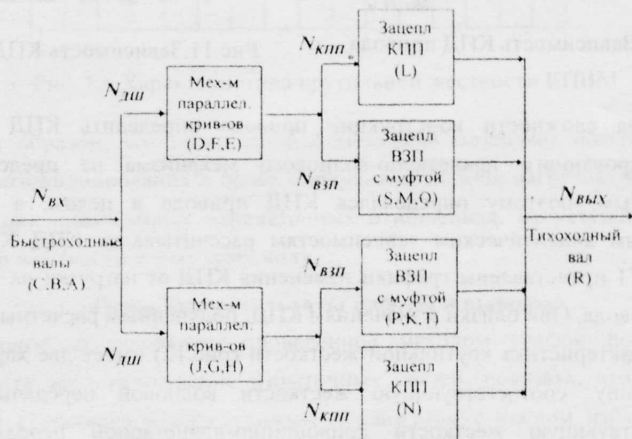


Рис. 9. Схема распределения потоков мощности в КПВМ.

В *шестой главе* дается описание экспериментальных стендов и приводятся результаты экспериментальных исследований основных качественных показателей опытного образца привода.

Целью экспериментальных исследований, была проверка возможности и

эффективности применения комбинированных планетарно-волновых механизмов в приводах систем автоматического управления. Экспериментально определялись: КПД, крутильная жесткость и мертвый ход комбинированного механизма. Экспериментальные исследования проводились на опытном образце привода, выходная ступень которого представляет собой КПВМ.

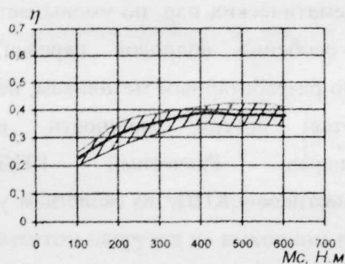


Рис. 10. Зависимость КПД привода

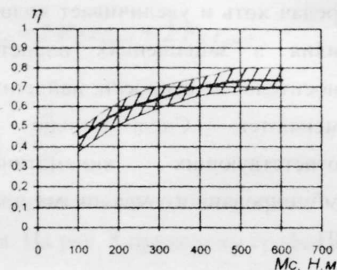


Рис. 11. Зависимость КПД КПВМ

Из-за сложности конструкции привода определить КПД отдельно комбинированного планетарно-волнового механизма не представлялось возможным, поэтому определялся КПД привода в целом, а далее по известным аналитическим зависимостям рассчитывался КПД КПВМ. На рис. 10, 11 представлены графики изменения КПД от нагрузки на выходном валу привода. Они близки к значениям КПД, полученным расчетным путем.

Характеристика крутильной жесткости (рис. 12) имеет две характерные зоны: зону, соответствующую жесткости волновой передачи и зону соответствующую жесткости кривошипно-планетарной передачи. При нагрузках до 300 Н·м, когда зазоры между зубьями в зацеплении планетарной передачи еще не выбраны, нагрузку передает только волновая передача. С увеличением нагрузки, в работу включается планетарная передача. Так как планетарная передача имеет зубья большего модуля и больший диаметр зубчатых колес, то ее жесткость больше жесткости

волновой передачи. Поэтому при больших нагрузках основная ее часть преобразуется планетарным механизмом, а меньшая – волновым.

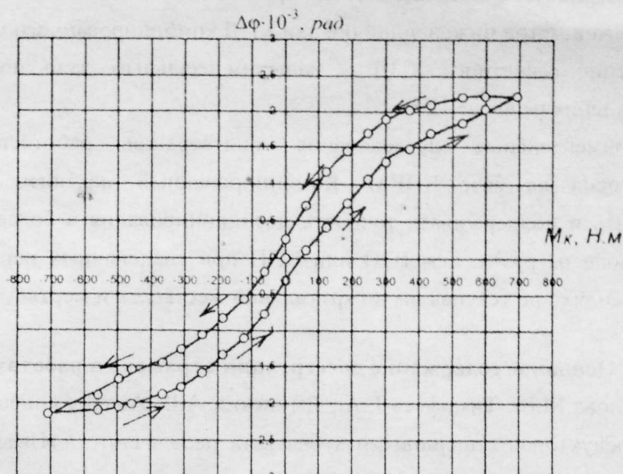


Рис. 12. Характеристика крутильной жесткости КПВМ

Таким образом, комбинированный механизм позволяет обеспечивать точность позиционирования в более широком диапазоне нагрузок, чем ВЗП или КПП при аналогичных передаточных отношениях, не уступая им по крутильной жесткости и мертвому ходу.

Основные результаты работы и выводы:

1. Структурное исследование, проведенное методом графов позволило определить местонахождение избыточных связей, показать, что КПВМ является статически неопределимым механизмом с числом избыточных связей $q = 19$ и уменьшить их число на 10.
2. В результате геометро-кинематических исследований установлена зависимость геометрии волнового зацепления с геометрией внутреннего эвольвентного зацепления КПП, на основе которой разработаны алгоритмы и программы расчета КПВМ, построены области существования КПВМ для определения рациональных параметров при проектировании.

3. Разработаны алгоритм силового расчета КПВМ и программы для определения сил в кинематических парах.
4. Предложен метод инженерной оценки КПД комбинированного механизма. Сравнение расчетного КПД с экспериментальным дало погрешность расхождения не выше 12 %.
5. Экспериментальные исследования подтвердили работоспособность редукторов на базе КПВМ. Комбинированный механизм позволяет получить и поддерживать точность позиционирования в более широком диапазоне нагрузок, чем ВЗП или КПП при аналогичных передаточных отношениях, не уступая им по крутильной жесткости и мертвому ходу.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Самойлова М.В., Тимофеев Г.А., Яминский А.В. Анализ кинематических схем редукторов с волновыми зубчатыми передачами // Известия вузов. Машиностроение. - 1993. - №2. - С.12-16.
2. Тимофеев Г.А., Самойлова М.В., Тарабарин В.Б. Проектирование приводов с планетарно-волновыми механизмами для следящих систем // Проектирование технологических машин: Сборник научных трудов (Станкин.) - 1999 - Вып. 16.- С. 61-67.
3. Тимофеев Г.А., Павлова Л.А., Самойлова М.В. Метод графов в структурном анализе комбинированной планетарно-волновой передачи // Проектирование технологических машин: Сборник научных трудов (Станкин.) - 1999. - Вып. 16.- С. 50-60.
4. Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б., Самойлова М.В. Силовой расчет комбинированного планетарно-волнового механизма // Проблемы механики современных машин: Материалы международной конференции (ВСГТУ.) - Улан-Удэ, 2000. - Т.1. -С. 235.
5. Исследование комбинированных планетарно-волновых механизмов: Отчет о НИР/ МГТУ им. Баумана; Руковод. Г.А. Тимофеев.- МТП1/1-АПП/99; № ГР 01.20.0001422; Инв. № 02.20.000638, - М., 1999.- 91 с.

Подписано к печати 17.10.200г. Зак. 150 т. Объем 1.0 п.л. Тир. 100 экз.

Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана