

М 410960  
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

на правах рукописи

КОХАНОВСКИЙ ГЕННАДИЙ ИВАНОВИЧ

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДЛЯ  
ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ МОДУЛЕЙ ПРОМЫШЛЕННОГО РОБОТА

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 - 1983

Работа выполнена в Воронежском производственном объединении (Воронежагрегат)

Научный руководитель: канд. техн. наук, доцент  
Шувалов С.А.

Официальные оппоненты: доктор техн. наук, профессор  
Солдаткин Е.П.

канд. техн. наук Пантюхин П.Я.

Ведущее предприятие: Всесоюзный научно-исследовательский  
и проектно-конструкторский институт  
редукторостроения (ВНИИредуктор)

Защита состоится "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1983 г.

на заседании специализированного совета "Машиностроение"  
Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и  
ордена Трудового Красного Знамени высшего технического учили-  
ща имени Н.Э.Баумана по адресу:

107005 Москва, 2-я Бауманская ул., дом.5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью  
учреждения, просим направлять по указанному адресу, ученому  
секретарю специализированного совета.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

Автореферат разослан "\_\_\_\_" \_\_\_\_\_ 1983 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
канд. техн. наук, с.н.с.

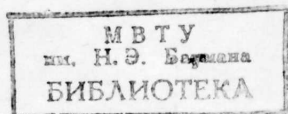
ПОПС Н.К.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1410960

Кохановский Г.И. Разработ



## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**А к т у а л ь н о с т ь.** В "Основных направлениях экономического и социального развития народного хозяйства СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", утвержденных XXVI съездом КПСС, предусмотрено дальнейшее развитие производства и обеспечение широкого применения автоматических манипуляторов (промышленных роботов). Развитие робототехники требует создания и выпуска качественно новых механизмов: машин, а также средств управления, отвечающих высоким требованиям в отношении надежности, экономичности, имеющих повышенные к.п.д., точность и небольшие габариты. Решению этой задачи, в определенной мере, способствует внедрение в электроприводы промышленных роботов (ПР) планетарных и волновых зубчатых передач (ВЗП). В связи с изложенным выше, а также учитывая, что в настоящее время недостаточно изучено влияние различного вида механических передач (МП) на работу следящего электропривода ПР, задача разработки и исследования зубчатых передач для электромеханических модулей (ЭММ) промышленного робота является актуальной.

**Ц е л ь р а б о т ы.** Разработка и исследование механических передач, состоящих из цилиндрических зубчатых колес и волновой зубчатой передачи для электромеханических модулей промышленного робота. Целью работы также является исследование статического момента трогания и сил деформации гибкого колеса волновой передачи.

**М е т о д ы и с с л е д о в а н и я.** При проведении теоретического исследования МП использовалось математическое описание передач с последующим моделированием переходного процесса в составе ЭММ. При исследовании статического момента трогания ВЗП учитывался преднатяг в зубчатом зацеплении. На основе энергетического метода из теории оболочек исследовалось влияние различных конструктивных факторов на силы деформации гибкого колеса ВЗП. Сравнительные экспериментальные исследования разработанных МП проводились в составе следящего привода на установке имитирующей поворот колонны промышленного робота.

**Н а у ч н а я н о в и з н а.** 1) Разработана методика инженерного расчета статического момента трогания ВЗП в режиме редуктора. 2) При вводе выражений для силы, с которой гибкое

колесо ВЭП воздействует на генератор волн, был использован энергетический метод из теории оболочек и было учтено влияние зубчатого венца на жесткость колеса. Разработана установка для экспериментальной проверки выведенных выражений, которая принципиально отличается от установок предложенных другими авторами.

3) Проведены комплексные экспериментальные исследования различных видов МП предназначенных для ЭМ промышленных роботов.

4) Разработаны рекомендации по выбору конструкции МП для ЭМ предназначенного для поворота колонны и узлов качания ПР.

Практическая ценность заключается в следующем: 1) Результаты проведенных комплексных исследований МП различных видов, помогут разработчикам ЭМ для роботов выбрать наиболее рациональную схему передачи. 2) Разработанная методика инженерного расчета статического момента трогания ВЭП, может быть применена при расчете электродвигателя для следящего привода. 3) В ходе проведения исследовательских работ была разработана конструкция трех видов ЭМ мощностью 90 Вт в соответствии с ТЗ ОАА.103.781-76. 4) Результаты работы используются ВНИИредуктором при разработке МП для цифро-аналоговых следящих приводов с электродвигателями постоянного тока мощностью от 0,01 до 0,18 кВт, управляемых от микропроцессоров.

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Разработаны и изготовлены опытные образцы трех типов МП, которые входят в состав ЭМ мощностью  $P = 90$  Вт, а также установки имитирующие поворот колонны и узел качания ПР. Результаты работы докладывались: на отчетной конференции по итогам научно-исследовательских работ Воронежского политехнического института, Воронеж, 1974 г.; на XXIII научно-технической конференции Ленинградского института авиационного приборостроения, Ленинград, 1975 г.; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, 1983 г.

П у б л и к а ц и и. По материалам диссертации опубликовано 9 печатных работ и выпущено четыре научных отчета.

О б ъ е м р а б о т ы. Диссертация изложена на 96 страницах машинописного текста и содержит введение, пять глав, заключение (основные результаты работы, общие выводы и рекомендации), включает 71 рисунок, 18 таблиц и список литературы 110 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**В в е д е н и е.** Отмечается, что работы по созданию и освоению производства ПР в нашей стране ведутся по единой комплексной программе утвержденной Госкомитетом СССР по науке и технике. Отмечается также роль советских ученых в создании общих методов расчета, проектирования и исследования роботов. Однако несмотря на значительное количество работ посвященных следящему электроприводу, в настоящее время недостаточно изучено влияние различного вида МП на работу следящего привода непосредственно для ПР.

**Г л а в а I.** Излагается современное состояние вопроса и формулируются задачи исследования. Приводится характеристика привода, применяемого в промышленных роботах и общие требования к механической передаче ЭММ. Отмечается влияние жесткости, люфта выходного вала, к.п.д. и статического момента трогания (момент сухого трения) на работу следящего электропривода. Отмечается также что ВЭП несмотря на свои преимущества обладает такими недостатками, которые недостаточно изучены. К ним относятся статический момент трогания и момент инерции вращающихся частей (генератора волн), превышающий момент инерции аналогичной цилиндрической передачи.

Рассматриваются работы, посвященные конструированию и исследованию МП для следящих систем. Заслуживают внимания работы выполненные под руководством Е.П.Попова, Н.А.Лакоты, В.С.Кулепова, в которых проведено теоретическое исследование статических и динамических характеристик МП, работающих в следящих системах. При рассмотрении работ, посвященных жесткости МП, отмечаются работы Д.Н.Решетова, Э.М.Левиной и Е.И.Ривина, по которым можно провести теоретический расчет жесткости передач, состоящих как из зубчатых так и других видов передач. В области волновых передач заслуживают внимания работы проведенные в ИВТУ им. Н.Э.Баумана под руководством С.А.Шувалова, М.Н.Иванова, Н.А.Скворцовой и работы П.К.Попова, В.А.Эпигенова и Ю.А.Семина. Однако работы, посвященные конструированию и исследованию МП для следящего электропривода не содержат экспериментальных данных о влиянии передач на работу указанных систем.

Обзор работ, посвященных статическому моменту трогания ВЭП, показал что экспериментальные работы, которые проводились на

разнотипных конструкциях передач не отражают влияния всех конструктивных факторов на момент трогания. Экспериментальные работы, посвященные определению нагрузки на генератор волн ВЭП, выполненные Ю.И.Абалтусовым, А.Ф.Комиссаровым и др. методом тензометрирования не могут быть применены при теоретическом расчете, за исключением работы выполненной С.А.Шуваловым и Ю.М.Паршиным, в которой приведено выражение для теоретического определения нагрузки на генератор волн.

Обзор работ, посвященных теоретическому определению сил деформации гибкого колеса показал, что выражения предложенные А.А.Василенко, С.В.Бояриновым, Е.Г.Гинзбургом, И.М.Шапочкиной и др. не учитывают влияния утолщения в месте зубчатого венца. Выражение в работе В.Л.Бидермана, учитывает влияние утолщения в месте зубчатого венца, но не учитывает влияния зубьев на жесткость колеса, что имеет место в реальных волновых передачах. Исходя из выше изложенного, были поставлены следующие задачи:

1. Разработать различные конструкции МП для определенного типоразмера ( $P = 90$  Вт) электромеханического модуля для ПР с одними и теми же величинами передаточного отношения и передаваемого крутящего момента.
2. Разработать установки имитирующие поворот колонны и узел качания ПР, для проведения экспериментальных исследований МП.
3. Выполнить теоретические исследования движения ведомого звена МП в составе ЭМ.
4. Разработать методику инженерного расчета статического момента трогания ВЭП и метод определения сил деформации гибкого колеса с учетом влияния зубьев на жесткость колеса.
5. Провести сравнительные экспериментальные исследования МП по определению к.п.д., крутильной жесткости и люфта (зазора) выходного вала.
6. Провести исследования переходных процессов в ЭМ с разработанными передачами в составе следующего привода.
7. Разработать рекомендации по выбору конструкции механической передачи для ВЭП промышленного робота.

Глава 2 посвящена описанию конструкций разработанных механических передач и установок имитирующих поворот колонны и узел качания промышленного робота.

Для проведения комплексной оценки характеристик МП различных типов, которые могут быть использованы в электромеханическом модуле ПР, были разработаны три типа передач (редукторов). Технические характеристики, кинематические схемы и геометрические параметры передач указаны в таблице. Первый тип редуктора (схема I) выполнен на базе ВЗП с кулачковым генератором волн. Второй тип редуктора (схема II) состоит из двух цилиндрических пар и волновой передачи, также с кулачковым генератором волн. Третий тип (схема III) состоит из двух цилиндрических пар и планетарной передачи, типа 2КН. Все механические передачи спроектированы на максимальный крутящий момент 75 Н·м, при номинальном моменте нагрузки 40 Н·м с одним и тем же передаточным отношением ( $i = 140$ ). В качестве смазки применялся ЦИАТИМ-221. При проектировании по возможности учитывались вопросы унификации и технологичности конструкций. Так в опорах выходного вала всех передач и в опорах первых двух ступеней (схема II и III) был применен один тип шарикоподшипников, а для ВЗП один гибкий подшипник. Для проведения исследований разработанных передач в условиях характерных для работы ПР были спроектированы установки имитирующие работу поворота колонны и узла качания робота.

Глава 3 посвящена теоретическому исследованию движения ведомого звена привода (ЭМ) для ПР, разработке методики инженерного расчета статического момента трогания ВЗП, определению сил деформации гибкого колеса ВЗП и исследованию к.п.д. механических передач для ЭМ робота.

А. При исследовании движения ведомого звена, ЭМ рассматривался как двухмассовая система, состоящая из двигателя и нагрузки, соединенных зубчатой передачей (редуктором).

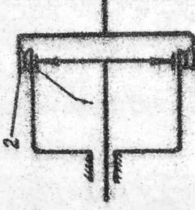
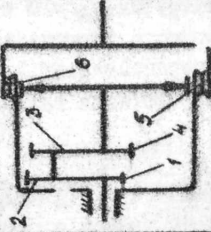
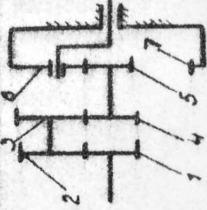
Момент передаваемый от одной массы к другой

$$M = K_y \delta \quad (1)$$

где  $\delta$  — величина упругой деформации;  $K_y$  — коэффициент упругости передачи. Деформация " $\delta$ " с учетом люфта шириной  $2\Delta$ , запишется как:

$$\delta = \begin{cases} y_1 - y_2 - \Delta & \text{при } y_1 - y_2 > \Delta \\ 0 & y_1 - y_2 < \Delta \\ y_1 - y_2 + \Delta & y_1 - y_2 < -\Delta \end{cases} \quad (2)$$

Техническая характеристика механических передач

|     | Кинематическая<br>схема передачи                                                    | Геометрические параметры                                                        |                                        |                                                                                           | Передаточ-<br>ное отно-<br>шение | Март-выт-<br>хального ва-<br>ля, усл. мин.<br>л/д, усл. мин. | Жесткость<br>передачи,<br>н·м/рад. | Масса,<br>кг |
|-----|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|--------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------|
|     |                                                                                     | Число<br>зубьев                                                                 | Глубина за-<br>цепления, мм            | Ширина зуб-<br>чатого вен-<br>ца, мм                                                      |                                  |                                                              |                                    |              |
| I   |  | $Z_1 = 280$<br>$Z_2 = 282$                                                      | $m = 0,3$                              | $b_1 = 15$<br>$b_2 = 14$                                                                  | 144                              | 2,85                                                         | $0,82 \cdot 10^4$                  | 4,65         |
| II  |  | $Z_1 = 30$<br>$Z_2 = 50$<br>$Z_3 = Z_4 = 40$<br>$Z_5 = 166$<br>$Z_6 = 168$      | $m = 0,5$                              | $b_1 = 4,5$<br>$b_2 = b_3 = 3,0$<br>$b_4 = 4,0$<br>$b_5 = 15$<br>$b_6 = 14$               | 140                              | 10,28                                                        | $0,57 \cdot 10^4$                  | 5,14         |
| III |  | $Z_1 = Z_3 = 20$<br>$Z_2 = Z_4 = 85$<br>$Z_5 = 17$<br>$Z_6 = 49$<br>$Z_7 = 115$ | $m_1 = m_4 = 0,6$<br>$m_5 = m_7 = 1,0$ | $b_1 = 5,0$<br>$b_2 = 4,5$<br>$b_3 = b_4 = 4,0$<br>$b_5 = 18$<br>$b_6 = 16$<br>$b_7 = 22$ | 140, 14                          | 19,53                                                        | $0,94 \cdot 10^4$                  | 6,47         |

где  $\varphi_1$  - угол поворота на валу двигателя, приведенный к выходному валу;  $\varphi_2$  - угол на валу нагрузки. С учетом упругости пружинистое движение двух масс, разделенных люфтом, учитывая (1) и (2) описывается уравнениями

$$(J_{дв} + J_p) \ddot{\varphi}_{дв} = M_{г} - (M_{дв.тр} + M_{ред.тр}) - M_{дв.в} - \frac{M}{t} \beta, \quad (3)$$

$$J_H \ddot{\varphi}_2 = M - M_H, \quad (4)$$

Здесь  $\ddot{\varphi}_{дв}$  - ускорение на валу двигателя;  $M_{дв.тр}$  - момент сухого трения двигателя;  $M_{ред.тр}$  - момент сухого трения редуктора (момент трогания), приведенный к валу двигателя;  $M_{дв.в} = f \ddot{\varphi}_{дв}$  - момент вязкого трения двигателя;  $f$  - коэффициент вязкого трения;  $J_{дв} + J_p$  - суммарный момент инерции ротора двигателя и редуктора, приведенный к валу двигателя;  $M_H$  - момент нагрузки;  $J_H$  - момент инерции нагрузки. Для учета потерь в редукторе, пропорциональных нагрузке, вводится коэффициент  $\beta$ .

$$\beta = \begin{cases} \frac{1}{\eta_{п.х.}} & \text{при } M\dot{\varphi} > 0 \quad (\text{прямой ход}) \\ \eta_{о.х.} & M\dot{\varphi} < 0 \quad (\text{обратный ход}) \end{cases} \quad (5)$$

где  $\eta_{п.х.}$  и  $\eta_{о.х.}$  - к.п.д. прямого и обратного хода передачи. Уравнения (1) и (5) характеризуют динамические свойства МП для следящего привода и позволяют представить ее в виде структурной схемы, с помощью которой можно перейти непосредственно к моделированию переходного процесса в ЭМ. На аналого-вычислительном комплексе АНК-2(3) было выполнено моделирование переходного процесса (времени торможения) ЭМ с передачей выполненной по схеме III. Моделирование проводилось при  $n_{дв} = 356$  рад/с с моментом инерции нагрузки  $J_H = 0$  и  $J_H = 6,12$  кгм<sup>2</sup>. Значения времени протекания процесса торможения хорошо согласуются с данными полученными экспериментально.

Б. Момент трогания волного редуктора можно определить по выражению:

$$M_{тр}^0 = M_1 + M_2 + M_3 + \sum_{j=1,2} M_{тр} + M_4, \quad (6)$$

где  $M_1$  - момент трения в опорах ведущего вала;  $M_2$  - момент трения в генераторе волн;  $M_3$  - момент трения в зубчатом зацепле-

нии приведенный к входному валу;  $M_{тр}$  - приведенный статический момент трения на ведущем валу от  $j$  - ступени;  $M_4$  - приведенный момент трения в опорах ведомого вала.

Для определения момента трения в опорах ведущего и ведомого вала, а также генератора волн применим выражение

$$M_{тр} = f_0 \cdot 10^{-8} (v n)^{\frac{2}{3}} d_m^3 + f_1 P \left( \frac{P}{B_{пр}} \right)^C d_m, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (7)$$

где  $n$  - частота вращения, сек<sup>-1</sup>;  $v$  - кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/сек  $10^{-6}$ ;  $d_m$  - средний диаметр подшипника, м;  $f_0$  и  $f_1$  - коэффициенты, зависящие от типа подшипника;  $C$  - показатель степени;  $P$  - нагрузка на подшипник, Н;  $B_{пр}$  - предельно допустимая статическая нагрузка для данного типоразмера подшипника, Н. Выражение (7) действительно для  $vn \geq 2000$ , при  $vn < 2000$  полагают  $(vn)^{\frac{2}{3}} = 160$ .

Нагрузку, приходящуюся на кулачковый генератор ВЗП, в случае когда зацепление без преднатяга и отсутствует нагрузка на ведомом валу определяем по выражению

$$P = P_0 + P_1, \quad (8)$$

где  $P_0$  - сила, действующая на генератор волн после сборки передачи;  $P_1$  - усилие, необходимое для деформации наружного кольца (обоймы) гибкого подшипника, определяется по выражению

$$P_1 = \frac{EJ}{0,149 R^3} \cdot 2w_0, \quad (9)$$

где  $2w_0$  - диаметральный деформация;  $J = \frac{\ell h^3}{12}$ , см<sup>4</sup> - момент инерции прямоугольного сечения кольца шириной  $\ell$  и толщиной  $h$ .

Момент  $M_3$  для передач без преднатяга и отсутствии крутящего момента на выходном валу, имеет незначительную величину и поэтому можно считать  $M_3 = 0$ .

$$M_{тр} = \frac{M_{тр. II}^0}{i \eta}, \quad (10)$$

где  $M_{тр. II}^0$  - статический момент трогания второй ступени;  $i$  и  $\eta$  - передаточное отношение и к.п.д. первой ступени.

$$M_4 = \frac{M_{тр. 2}}{i \eta_{защ.}} \quad (11)$$

где  $M_{\text{тр}}$  - суммарный момент трения в опорах ведомого вала, определяется по выражению (7).

Если волновая передача собрана с преднатягом, величина которого известна, то выражение (8) примет вид

$$P = P_0 + P_1 + P_2, \quad (12)$$

где  $P_2$  - контактное давление между гибким и жестким колесом.

Используя выражение для соединения тонкостенных колец с натягом, получим

$$P_2 = \frac{\delta}{2 \left( \frac{R_1^2}{E_1 h_1} + \frac{R_2^2}{E_2 h_2} \right)}, \quad (13)$$

где  $\delta$  - диаметральный натяг;  $R_1$  - радиус срединной поверхности гибкого колеса с приведенной толщиной  $h_1 = 1,08 h_0$ ;  $h_0$  - толщина оболочки под зубчатым венцом;  $R_2$  - радиус срединной поверхности жесткого колеса толщиной  $h_2$ ;

$$h_2 = \frac{D_H - d_{a2}}{2}; \quad D_H - \text{наружный диаметр жесткого колеса};$$

$d_{a2}$  - диаметр делительной окружности жесткого колеса;

$E_1, E_2$  - модуль упругости материала сопрягаемых колес.

В. Для определения усилия  $P_0$ , с которым гибкое колесо воздействует на генератор волн после сборки передачи, воспользуемся вариационным уравнением Лагранжа.

$$\delta V = \iint_{(S)} (X \delta u + Y \delta v + Z \delta w) dS, \quad (14)$$

где  $X, Y, Z$  - внешние силы,  $\delta u, \delta v, \delta w$  - вариации перемещений;

$\delta V$  - приращение потенциальной энергии деформации.

Полная потенциальная энергия деформации гибкого колеса в виде ступенчатой цилиндрической оболочки с учетом изгиба и кручения имеет вид

$$V = \int_{(j-1)l}^{(j-1)-(j-2)} \Gamma_j(x) dx_j, \quad (j=1, 2, \dots) \quad (15)$$

$$\Gamma_j(x) = \frac{D_j}{2} \int_0^{2\pi} \left[ \frac{1}{2} \left( w + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \frac{2\nu}{2} \left( w + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{2(1-\nu)}{2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] 2d\varphi, \quad (16)$$

где  $D_j = E h_j^3 / [12(1-\nu_j^2)]$  - жесткость гибкого колеса при изгибе;

$\Gamma_j$  - потенциальная энергия участка колеса на интервале  $[q, l]$ ;

$\Gamma_2$  - на  $[l, L]$ ;  $h_j$  - толщина стенки гибкого колеса на соответствующем участке.

ших интервалах;  $\ell$  - длина цилиндрического участка колеса до зубчатого венца;  $L$  - общая длина колеса;  $\nu$  - коэффициент Пуассона;  $E$  - модуль упругости.

Условия, при которых деформация гибкого элемента не сопровождается растяжением срединной поверхности в продольно и окружном направлениях, имеют вид

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad \epsilon_\varphi = \frac{\partial v}{r \partial \varphi} - \frac{w}{r} = 0; \quad \gamma = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{r \partial \varphi} = 0, \quad (17)$$

Этим требованиям можно удовлетворить, если представить смещения по координате  $w$  в виде

$$w = - \sum_{n=1, \dots} n (a_n \sin n\varphi + b_n \cos n\varphi), \quad (18)$$

Функция (18) удовлетворяет также условиям заделки (шлицевое соединение) края гибкого колеса

$$w = 0, \quad M_x = 0 \quad \text{при} \quad x = 0 \quad (19)$$

Интегрируем по  $\varphi$  выражение (16) с учетом (18), получим

$$\Gamma_j(x) = \frac{\pi D}{2 \ell^2} \sum_{n=1, \dots} (n^2 - 1)^2 [n^2 x^2 + 2(1 - \nu) z^2] (a_n^2 + b_n^2), \quad (20)$$

Подставляя в (15) вместо  $\Gamma_j(x)$  выражение (20) и интегрируя по  $x$ , находим для гибкого колеса длиной  $L$  выражение для полной потенциальной энергии деформации

$$V = \frac{\pi \Delta}{2 \ell^2} \sum_{n=1, \dots} (n^2 - 1)^2 \left[ \frac{1}{3} L^2 n^2 + 2(1 - \nu) z^2 \right] (a_n^2 + b_n^2), \quad (21)$$

Здесь  $\Delta = D_1 \ell + D_2 (L - \ell)$ ;  $L_1^2 = \frac{a}{b}$ ;  $a = k_1^3 \ell^3 + k_2^3 (L^3 - \ell^3)$ ;  
 $b = k_1^3 \ell + k_2^3 (L - \ell)$ ;  $E_1 = E_2 = E$

Для определения деформации в гибком колесе от действия силы  $P_0$  положим в выражении (14)  $z = -P_0$ ,  $x = y = 0$  и будем подсчитывать работу этих сил в точках их приложения ( $x = c$ ,  $\varphi = 0$ ,  $\varphi = \pi$ ) на перемещениях  $w$ . Так как члены с коэффициентами  $a_n$  обращаются в нули, то в выражение для деформации войдут лишь члены с коэффициентами  $b_n$ . Обозначая работу сил  $P_0$  на возможном перемещении гибкого колеса через  $\delta A_{P_0}$ , на основании принципа виртуальных перемещений находим

$$-\delta V + \delta A_{P_0} = 0, \quad (22)$$

$$\delta V = \frac{\pi \Delta}{2 \ell^2} \sum_{n=1, \dots} (n^2 - 1)^2 \left[ \frac{1}{3} L^2 n^2 + 2(1 - \nu) z^2 \right] b_n \delta b_n, \quad (23)$$

$$\delta A p_0 = 2 p_0 \sum_{n=1,2,\dots}^{\infty} \frac{c n}{z} (1 + \cos n \varphi), \quad (24)$$

Подставляя равенства (23) и (24) в (22) получим при ( $n = 2, 4, \dots$ )

$$\delta_n = 2 p_0 z^2 n \left\{ \pi \Delta (n^2 - 1)^2 \left[ \frac{1}{3} L^2 n^2 + 2(1 - \nu) z^2 \right] \right\}^{-1}, \quad (25)$$

Выражение для перемещения  $w$  (18) с учетом (25) принимает вид

$$w = 2 p_0 z^2 x (\pi \Delta)^{-1} \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} (n^2 - 1)^{-2} n^2 \delta_n \cos n \varphi, \quad (26)$$

где  $\delta_n = c z \left[ \frac{1}{3} L^2 n^2 + 2(1 - \nu) z^2 \right]^{-1}$

Выразим силу  $p_0$  через диаметральною деформацию  $\Delta = 2w$ . Положив в формуле (26)  $\varphi = 0$ ,  $x = c$  получим

$$p_0 = \pi \Delta \Delta \left[ 4 z^2 c \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{n^2 \delta_n}{(n^2 - 1)^2} \right]^{-1}, \quad (27)$$

В случае четырех сил

$$p_0 = \frac{\pi \Delta \Delta}{8 z^2 c \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} (n^2 - 1)^{-2} \delta_n n^2 \cos n \beta}, \quad (28)$$

где  $c$  — расстояние от места крепления гибкого колеса до точки приложения силы  $p_0$ . Для учета влияния зубьев на жесткость гибкого колеса в выражение изгибной жесткости на участке зубчатого венца ( $L - \ell$ ), введем коэффициент ужесточения, т.е.

$$D_2 = \frac{E h_2^3}{12(1 - \nu^2)} \cdot K_j, \quad (29)$$

где  $h_2$  — толщина условно выделенного кольца под зубчатым венцом;  $K_j$  — коэффициент ужесточения  $K_j = \left( 1 + 0,63 \frac{m}{h_2} \right)^3$ ;  $m$  — модуль зацепления.

Глава 4 посвящена экспериментальному исследованию механических передач для ЭМ промышленного робота. В соответствии с целью работы ставились и решались следующие задачи:

а) исследование движущего момента двигателя ЭМ и к.п.д.

передач в зависимости от частоты вращения входного вала и момента нагрузки на выходном валу; б) исследование жесткости и люфта (зазора) выходного вала передач; в) исследование переходных процессов в ЭМ; г) исследование МП в составе следящего привода.

В режиме редуктора нагрузочный момент создавался тормозом ПТ-6М, величина движущего момента, создаваемого электродвигателем, определялась по току двигателя, а величина частоты вращения — по встроенному тахогенератору двигателя. По результатам эксперимента были построены графики зависимости  $M_1 = f_1(M_2, n)$  для всех видов передач.  $M_1$  — движущий момент на валу электродвигателя,  $M_2$  — момент нагрузки на тихоходном валу,  $n$  — частота вращения быстроходного вала.

Для снятия характеристик передач в режиме мультипликатора были состыкованы два ЭМ, один из которых выполнял роль мотора и создавал движущий момент, а другой, исследуемый, работал в режиме мультипликатора и его двигатель создавал тормозящий момент. Величина движущего момента определялась по току двигателя — мотора и по характеристикам передачи в режиме редуктора, величина тормозящего момента определялась по току исследуемого ЭМ.

По результатам эксперимента были построены зависимости  $M_2 = f_2(M_1, n)$ , где  $M_1$  — момент нагрузки, создаваемый электродвигателем на быстроходном валу,  $M_2$  — движущий момент на тихоходном валу,  $n$  — частота вращения быстроходного вала.

По полученным экспериментальным данным для всех трех типов передач были построены зависимости к.п.д. от момента нагрузки при различных частотах вращения быстроходного вала. К.п.д. вычисляется по формулам  $\eta_p = \frac{M_2}{M_1 \cdot i}$  — для редуктора и

$\eta_m = \frac{M_1 \cdot i}{M_2}$  — для мультипликатора, при различных значениях частоты вращения быстроходного вала.

Исследования по определению люфта (зазора) выходного вала и жесткости передач проводились с помощью кодового датчика положения. При этом методе режим работы МП соответствует режиму при работе следящего привода.

При снятии статических характеристик жесткости исследуемых МП, стопорился быстроходный вал. Тихоходный вал нагружался крутящим моментом. Нагружение (разгружение) производилось последо-

вательно в обе стороны вращения вала. Таким образом экспериментально была получена полная характеристика "мертвого хода" передач включающая люфт выходного вала и крутильную жесткость.

Экспериментальные исследования переходных процессов в ЭММ проводились на установке, имитирующей поворот колонны ПР, максимально приближающей условия работы ЭММ к реальным. В ходе эксперимента были получены осциллограммы переходных процессов (время торможения) ЭММ с тремя типами разработанных передач при номинальной скорости вращения электродвигателя и изменяемом моменте инерции нагрузки. При этом было проведено сравнение реального переходного процесса ЭММ с передачей выполненной по схеме III и смоделированного процесса для этой же передачи. Сравнение этих характеристик показало высокую степень идентичности полученной математической модели реальным ЭММ.

Для определения влияния конструкции МП на работу следящего электропривода ПР, были проведены исследования разработанных передач на установке для исследования переходных процессов, но уже в составе автономного цифро-аналогового следящего привода постоянного тока. Исследования проводились путем задания определенного углового положения выходного вала МП (редуктора) с помощью пульта задания и индикации и записью переходного процесса работы привода при заданном угловом положении. При этом исследования проводились при частоте вращения  $n = 314$  1/с - номинальная частота и  $n = 157$  1/с - в реверсивном режиме. Менялся также и момент инерции нагрузки от нуля до максимального значения согласно технического задания.

Глава 5 посвящена экспериментальному исследованию сил деформации гибкого колеса и статическому моменту трогания ВЭП. Для проверки выражений предложенных в реферлируемой работе была спроектирована специальная установка, позволяющая проводить исследования с различными типами генераторов волн. Исследования проводились как на цилиндрических оболочках, так и на оболочках с утолщением в месте зубчатого венца. Для сравнения расчетных и экспериментальных данных были построены графики зависимости силы деформации от величины диаметральной деформации при шлицевом крепении. Расхождение между расчетными и экспериментальными значениями не более 20 процентов. Проведенные расчеты и экспериментальная проверка показали, что наибольшее влияние на силы деформации гибкого колеса оказывает толщина кольца под зубчатым вен-

цом, а также толщина цилиндрической оболочки. Незначительное влияние оказывает конструкция генератора волн. Проводились исследования и на реальных гибких колесах ВЭП. В ходе эксперимента проверялось влияние толщины кольца под зубчатым венцом  $h_2$ , толщины цилиндрической части  $h_1$ , длины  $L$ , ширины зубчатого венца "В", способа крепления (шлицевое, фланцевое и с помощью диафрагмы) и модуля зацепления гибкого колеса на силы деформации. Исследовались колеса с модулем зацепления  $m = 0,3+0,7$  мм. За основной вариант гибкого колеса, на котором исследовалось влияние  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $L$ , В способа крепления и тип генератора волн были приняты колеса с модулем зацепления  $m = 0,4$  мм.

Экспериментальная проверка методики инженерного расчета статического момента трогания ВЭП проводилась на реальных волновых передачах. Конструктивно передачи отличались только модулем зацепления гибкого и жесткого колеса. Все передачи были изготовлены с тремя типами генератора волн: кулачковый, дисковый и четырехроlikовый для модуля зацепления  $m = 0,3+0,7$  мм при одном и том же внутреннем диаметре гибких колес. Предварительно все передачи прошли обкатку в течение 30 мин, смазка ЦИАТИМ-221. Статический момент трогания замерялся с помощью рычага, через каждые  $30^\circ$  поворота входного вала. При этом замеры проводились в обе стороны вращения с изменением начального положения входного вала. Расхождение с расчетным значением составило не более 10 процентов. Проведенные исследования также показали, что наибольший момент трогания у передачи с четырехроlikовым генератором волн. Модуль зацепления незначительно влияет на момент трогания.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ. ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана методика инженерного расчета статического момента трогания ВЭП, которая может быть применена как при расчете электродвигателя для следящего привода с волновой передачей так и для проверки качества сборки самого редуктора.
2. Выведенные выражения для определения силы деформации гибкого колеса ВЭП двумя и четырьмя силами с достаточной точностью могут быть применены при инженерном расчете статического момента трогания волновой передачи.

3. Впервые проведены сравнительные экспериментальные исследования различных видов МП в составе следящего электропривода для промышленных роботов.

4. Общая методика проведения экспериментальных исследований зубчатых механических передач, а также теоретические исследования используются при разработке ряда цифро-аналоговых следящих приводов с электродвигателями постоянного тока мощностью от 0,01 до 0,18 кВт, управляемых от микропроцессоров. Работа ведется согласно задания 04.06 комплексной программы ГКНТ СССР по проблеме 0.16.09 на 1981-1990 г.г.

### Выводы и рекомендации

1. Механические передачи, содержащие волновые ступени (схема I и II) по сравнению с зубчатыми передачами (схема III) обладают рядом преимуществ. Это меньший люфт выходного вала, меньшие габариты и масса-параметры весьма существенные для передач, работающих в составе приводов роботов. Люфт имеющий место в обычных цилиндрических передачах и который не всегда может быть устранен конструктивно, требует разработки методов компенсации его влияния на динамику следящей системы, т.е. создание специальных устройств в системе регулирования.

2. Система с МП на основе волновой передачи (схема I) менее склонна к автоколебаниям (вследствии малой величины зазора) и имеет меньшее перерегулирование по скорости двигателя в момент разгона.

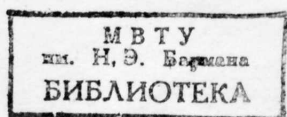
3. Вследствие повышенного момента инерции, время разгона до номинальной скорости у "чисто" волновой МП почти в 3 раза больше чем у системы с планетарной передачей и в  $\sim 2$  раза по сравнению с комбинированной передачей (схема II).

4. Из двух типов передач I и II наиболее приемлемы для использования в приводах робота является передача, выполненная по схеме II, имея люфт одного порядка с передачей I, но обладающая большим к.п.д. и меньшим значением приведенного момента инерции вращающихся частей.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В РАБОТАХ:

1. Кожановский Г.И., Поленов В.С., Спиридонов В.В. К расчету напряженного и деформированного состояния гибкого колеса волновой зубчатой передачи. - Прикладная механика, 1973, 9, №12, с.103-107.
2. О расчете волнового мультипликатора для электрических источников питания с ручным приводом /В.С.Поленов, Г.И.Кожановский, В.В.Прокофьев и др. - Труды МЭИ, 1974, выпуск 202.-Электро-механические устройства с цифровым управлением, с.149-151.
3. Экспериментальные исследования волновых зубчатых мультипликаторов /В.С.Поленов, Г.И.Кожановский, В.В.Прокофьев, С.А.Шувалов - Изв. вузов. Машиностроение, 1975, № 8, с.39-42.
4. Волновой ручной привод для электрических источников питания /Г.И.Кожановский, В.С.Поленов, В.В.Прокофьев, В.В.Спиридонов - Электромеханика, 1976, № 8, с.29-30.
5. Поленов В.С., Шувалов С.А., Кожановский Г.И. Определение сил деформирования гибкого колеса волновой зубчатой передачи. - Изв. вузов. Машиностроение, 1981, № 6, с.32-37.
6. Лодочников Э.А., Спиридонов В.В., Кожановский Г.И. К вопросу применения волновой зубчатой передачи в электроприводе с двигателями постоянного тока для пространственного перемещения элементов робота. - Промышленные роботы. Научно-технический сборник /Ленинградского политехнического института им. М.И.Калинина - Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1979, № 2, с.101-105.
7. Экспериментальные исследования механических передач для электромеханических модулей промышленных роботов /Н.А.Лакота, И.В.Булин-Соколов, Г.И.Кожановский и др. - Вестник машиностроения, 1982, № 10, с.6-9.
8. Поленов В.С., Шувалов С.А., Кожановский Г.И. Статический момент трогания волновой зубчатой передачи. - Изв.вузов. Машиностроение, 1982, № 6, с.3-5.
9. Динамические характеристики электромеханических модулей для промышленных роботов /И.В.Булин-Соколов, А.С.Гончаров, Г.И.Кожановский, С.М.Миронов - Электротехническая промышленность. Сер. Электропривод, 1982, вып. 12, с.4-8.

*Kob*  
24/1-83.



Подписано к печати 2.II.1983 года, ЛЕ-09793, Заказ 104.  
Объем I п.л. Тираж 100 экз. Множительный участок  
ПО "Воронежагрегат".

