

05.02.02
1997

На правах рукописи

ЛОПАТИН Дмитрий Борисович

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ПРИВОДОВ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ
ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ
С НАКЛОННЫМИ САТЕЛЛИТАМИ

Специальность 05 02 02 - "Машиноведение и детали машин"

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск -1997

Работа выполнена в Челябинском государственном техническом университете.

Научный руководитель - кандидат технических наук, доцент Безруков В.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор

Сызранцев В.Н.;

кандидат технических наук, доцент

Устиновский Е.П.

Ведущее предприятие – Центральное специализированное конструкторское бюро (г. Самара).

Защита состоится 23 октября 1997 г., в 10 часов, на заседании специализированного совета К053.13.02 по присуждению ученой степени кандидата технических наук в Челябинском государственном техническом университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 16

Автореферат разослан 17 октября 1997 г.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба высылать по указанному адресу на имя ученого секретаря специализированного совета

Ученый секретарь
специализированного совета
к.т.н., доцент



В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современных космических аппаратах широкое применение находят различные конструкции электромеханических приводов, число которых может составлять от нескольких единиц до десяти и более на одно изделие.

Наиболее общими требованиями, предъявляемыми к таким приводам являются: высокая нагрузочная способность, малые массогабаритные показатели, малая энергоемкость, высокая надежность. Наряду с перечисленными, по многим конструкциям предъявляются дополнительные требования, например, самоторможение выходного вала, отсутствие свободных люфтов в механизме. В настоящее время в связи с ростом срока эксплуатации космических объектов (до 10...15 лет и выше) особенно возрастают требования к ресурсу приводов.

Все это заставляет проектировщиков использовать самые современные технические решения при проектировании и изготовлении таких механизмов. Так для увеличения надежности широко применяется резервирование по основным элементам привода. С целью уменьшения массогабаритных характеристик для изготовления деталей привода используются современные материалы с соответствующей химико-термической обработкой. Совершенствование самих конструкций таких приводов с использованием новых, научнообоснованных конструкторских решений, позволяет добиться улучшения одновременно по нескольким показателям. В связи с этим, именно совершенствование конструкций электромеханических приводов с целью увеличения ресурса, повышения надежности, снижения массогабаритных характеристик является актуальной задачей.

Современные конструкции электромеханических приводов космических аппаратов достаточно сложны (рис.1). Имея различные назначения (например: разворот и управление солнечными батареями, управление антеннами, сканирующими устройствами), а следовательно и различные технические характеристики, приводы по своей кинематике принципиально не отличаются.

С ростом срока эксплуатации космической техники применение таких конструкций приводов ограничивается следующими причинами.

1. Относительно низким их ресурсом (не более 2000 ч) . Это объясняется наличием механического износа элементов привода, их поломкой. Наиболее уязвимой в этом плане является выходная ступень редуктора привода, выполненная, как правило, в виде волновой передачи. Ее долговечность трудно обеспечить вследствие применения мелкомодульного зацепления и наличия гибкого тонкостенного стакана. Кроме того, дополнительным фактором, ограничивающим ресурс привода, является наличие щеточного контакта в двигателях.

2. Недостаточной надежностью привода вследствие значительного количества составляющих элементов (типовая схема содержит около 20 зубчатых колес, планетарную волновую передачу, несколько необратимых муфт сложных в регулировке, ряд предохранительных муфт более 30 подшипников качения).

Применение современных вентильных двигателей снимает ограничение ресурса по электродвигателям, так как их долговечность ограничена лишь живучестью механической части, поэтому дальнейшим направлением совершенствования привода явилась разработка конструкции и методики проектирования редуктора с заданным ресурсом. На основе анализа требований, предъявляемых к редуктору, была предложена оригинальная конструкция планетарного редуктора с наклонными сателлитами (пол. реп. от 14.12.96 г. по заявке № 96104483).

В конструкции удастся расположить два сателлита при малой разности чисел зубьев сателлитов и центральных колес. Это позволяет достичь высокой многопарности в зацеплениях, что делает их конкурентноспособными (по нагрузочным характеристикам) с волновыми. Планетарные передачи обеспечивают при этом значительно большую долговечность зацеплений (за счет отсутствия гибких элементов и возможности получения высокой твердости рабочих поверхностей зубьев).

Таким образом, применение планетарных редукторов с наклонными сателлитами может решить актуальную проблему повышения долговечности электромеханических приводов следящих систем.

Однако, отсутствие методик проектирования и опыта эксплуатации таких редукторов сдерживает их практическое применение.

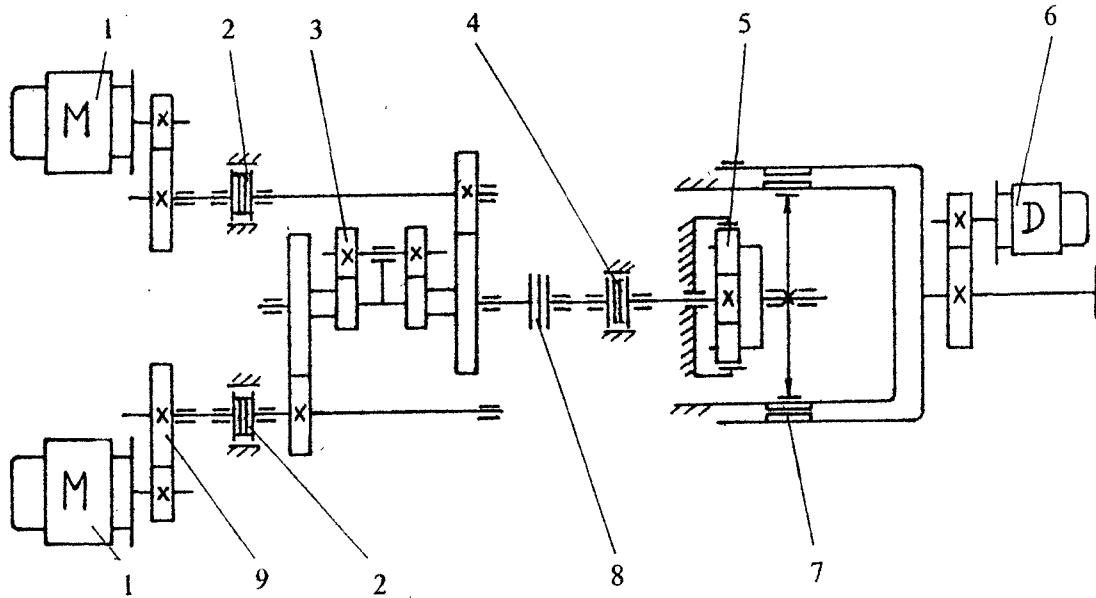


Рис.1. Кинематическая схема типового электромеханического привода:

1- электродвигатель; 2 и 4 - муфты одностороннего действия; 3 - планетарный дифференциал; 5 - планетарная передача; 6 - датчик обратной связи; 7 - волновая передача; 8 - муфта предохранительная; 9 - цилиндрическая передача

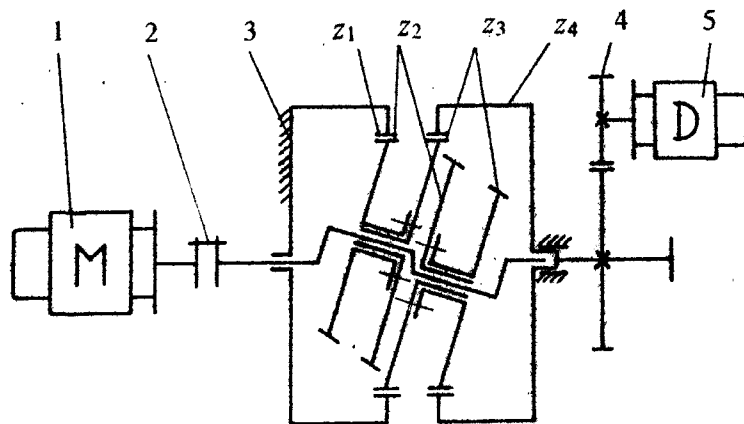


Рис.2. Схема привода с планетарным редуктором с наклонными спутниками:
 1- двигатель; 2 - жесткая муфта; 3 - планетарный редуктор; 4 - зубчатая передача; 5 - датчик обратной связи

Цель и задачи исследования. Целью работы явилась разработка планетарных редукторов с наклонными сателлитами и методики их проектирования для приводов следящих систем.

В соответствии с этой целью были поставлены и решены следующие задачи:

- исследование геометрии зацеплений редуктора с целью определения диапазона изменения параметров передач, необходимых при синтезе возможных вариантов зацеплений редуктора;
- получение расчетно-теоретических зависимостей для оценки влияния геометрических параметров на ресурс зацеплений редуктора;
- выбор рациональных геометрических параметров передачи, обеспечивающих максимальную износостойкость рабочих поверхностей зубьев по кинематическим характеристикам контакта;
- разработка методики определения предварительных размеров редуктора, обеспечивающей его минимальные радиальные габариты;
- создание алгоритма инженерного проектирования редукторов с наклонным расположением сателлитов и рабочих программ для САПР;
- разработка опытных конструкций редукторов и их лабораторные испытания.

Методика исследования базируется на использовании аналитической геометрии, геометрической теории зацеплений, теории машин и механизмов, на прочностных расчетах деталей машин, численных методах математического анализа, принципах САПР.

Научная новизна выполненной работы заключается в следующем:

- предложена новая схема электромеханического привода с планетарным редуктором с наклонными сателлитами (пол. реш. от 14.12.96 г. по заявке №96104483), позволяющая повысить ресурс, упростить конструкцию, снизить вероятность отказа, улучшить массогабаритные показатели приводов;
- для зубчатых зацеплений редуктора, образованных цилиндрическим эвольвентным колесом с внутренними зубьями и конической незвольвентной шестерней, определены граничные условия существования зацеплений и впервые получена область существования таких передач, что необходимо для проектирования зацеплений редуктора;
- получены аналитические зависимости для определения скоростей и коэф-

коэффициентов скольжения в произвольной точке касания зубьев, что необходимо для оценки износостойкости зацеплений;

– впервые для исследуемых передач получены данные о влиянии геометрических параметров: межосевого угла, разности чисел зубьев центральных колес и сателлитов, коэффициентов смещения колес, положения рабочей ширины шестерни на величину коэффициентов скольжения в контакте, а следовательно на износостойкость рабочих поверхностей зубьев;

– предложена методика предварительного определения габаритов редуктора, построенная на принципе равной прочности подшипников сателлита и зубчатых зацеплений, и позволяющая получить минимальные радиальные размеры редуктора;

– разработана методика проектирования планетарных редукторов с наклонными сателлитами, позволяющая выбрать оптимальный вариант редуктора, обеспечивающий при заданных габаритах наилучшую износостойкость зацеплений по кинематическим характеристикам контакта.

Практическая ценность работы заключается в том, что предложенная конструкция планетарного редуктора, методика его проектирования, алгоритм и программы расчета нашли применение при создании опытных образцов электромеханических приводов повышенного ресурса для механизмов углового разворота. Проведены испытания подтверждающие работоспособность таких редукторов и соответствие эксплуатационных характеристик расчетным значениям.

Реализация работы. Конструкция планетарного редуктора с наклонными сателлитами и методика его проектирования использованы ЦСКБ г.Самары при создании опытных образцов новых приводов механизмов углового разворота. Методика также нашла применение при проектировании имитатора нагрузки для испытательных стендов электромеханических приводов для завода “Прогресс” г.Самары.

На защиту выносятся:

– новая схема электромеханического привода, содержащая планетарный редуктор с наклонными сателлитами, позволяющая существенно повысить ресурс привода и снизить вероятность его отказа;

– результаты исследований геометрии, кинематики и нагруженности зубчатых передач редуктора, образованных цилиндрическим эвольвентным коле-

- сом с внутренними зубьями и конической незвольвентной шестерней;
- методика определения предварительных габаритов редуктора, обеспечивающая его минимальные радиальные размеры;
 - методика проектирования редуктора, позволяющая выбрать оптимальный вариант, обеспечивающий при заданных габаритах наилучшую износостойкость зацеплений по кинематическим характеристикам контакта;
 - конструкции планетарных редукторов с наклонными сателлитами для опытных образцов приводов следящих систем;
 - результаты испытаний опытных конструкций.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались:

- на 47-49 научно-технических конференциях ЧГТУ, 1994-96 г.;
- на международном симпозиуме “Прогрессивные зубчатые передачи” Ижевск, 1994 г.;
- на международной конференции “Теория и практика зубчатых передач” Ижевск, 1996 г.;
- на объединенном семинаре кафедр ТМ и ТМСИ Златоустовского филиала ЧГТУ 1996 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ, получено положительное решение о выдаче патента на конструкцию редуктора.

Объем работы. Диссертация включает введение, пять разделов, заключение, список литературы, приложения и написана на 167 страницах. Содержит 115 страницы машинописного текста, 11 таблиц, 41 рисунок. Список литературы включает 99 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе обоснована актуальность темы диссертационной работы, показана научная новизна и практическая значимость работы, сформулирована общая характеристика работы.

Во втором разделе дается обоснование предлагаемой схемы редуктора для электромеханического привода.

Исходя из требований предъявляемых к редуктору привода и анализа возможных вариантов редукторов делается заключение о целесообразности использования конструкции планетарного редуктора с наклонными сателлитами.

ми, как наиболее полно отвечающей требуемым эксплуатационным характеристикам привода.

Достоинства конструкции: широкий диапазон передаточных чисел, высокая нагрузочная способность (за счет многопарности зацеплений), значительный ресурс работы (по отношению к волновой передаче, используемой обычно в выходных ступенях таких приводов), возможность регулировки люфтов в зацеплениях, плавность работы передач.

При использовании планетарного редуктора с наклонными сателлитами схема привода значительно упрощается (рис.2). Однако отсутствие достаточных теоретических и экспериментальных исследований таких передач существенно сдерживает их практическое внедрение. Дальнейшие исследования в этой области и предопределили цель и задачи работы, которые сформулированы в этом разделе.

Третий раздел посвящен аналитическому исследованию геометрии, кинематики контакта зацеплений редуктора. Хотя вопросы геометрии внутреннего зацепления достаточно полно изложены в работах В.А.Гавриленко, В.Н.Кудрявцева, Н.А.Скворцовой, И.А.Болотовского, Я.И. Дикера и развиты в работах В.М.Ястребова, Б.Г.Сахно, Б.Н.Цилевича и др., для проектирования зацеплений планетарного редуктора с наклонными сателлитами этих исследований не достаточно.

В предлагаемой конструкции редуктора используется внутреннее цилиндрико-коническое извольвентное зацепление. Основы теории внешнего неэвольвентного зацепления разработал Я.С.Давыдов. В работах В.И.Безрукова и Р.И.Зайнетдинова проведено исследование внутреннего цилиндрико-конического зацепления, однако, такие вопросы, как определены области существования зацеплений редуктора, исследования кинематических характеристик контакта и рационального выбора геометрических параметров передач в них не рассматривались.

Для успешного решения вопросов проектирования передач в этом разделе исследована область существования зацеплений редуктора.

В исследуемых передачах, в отличие от передач с параллельными осями ширина наклонной шестерни ограничена. Предельным торцовым сечением со стороны большего торца является то, где угол зацепления $\alpha_{tw}=0$ или возникает интерференция вершин зубьев. С меньшего торца ширину ограничивает

65 55 -60; 10 51 14

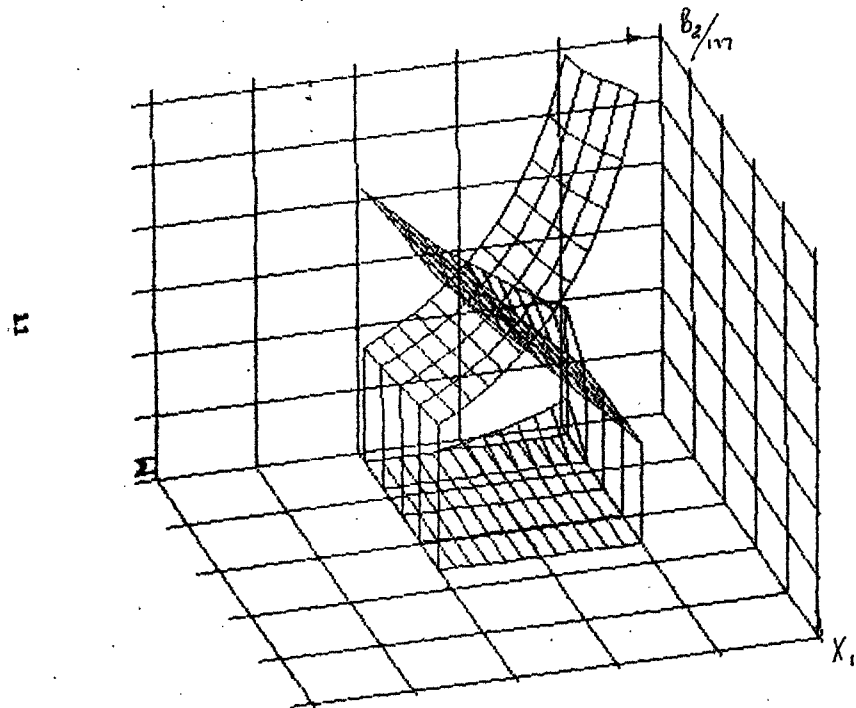


Рис.3. Область существования передачи редуктора ($z_1=52, z_2=46$)

$Z_1= 52; Z_2= 46; Z_3= 44; Z_4= 50; Z_0= 18; X_0= 0.08$
 $X_{1minRf}= 0.19; X_{1maxRf}= 2.59; X_{4minRf}= 1.42; X_{4maxRf}= 4.30$
Одно деление по E равно 5° ; по X : $1 \cdot X_1 = 1.199 \cdot X_4$; по b : $2m = 3$

сечение, где наблюдается заострение зубьев. Одним из факторов, определяющих область существования зацепления является коэффициент смещения колеса x_1 , минимальное значение которого определяется из условия отсутствия срезания вершин зубьев в станочном зацеплении, а максимальное ограничено заострением зубьев колеса.

В качестве примера на рис.3 приведена область существования одного из зацеплений редуктора в координатах: межосевой угол Σ , коэффициент смещения колеса x_1 и ширина сателлита b_2 (в долях модуля).

Одним из основных требований, предъявляемых к редукторам исследуемых приводов является обеспечение требуемого ресурса работы (до 10000 часов и более) при сохранении заданных свободных люфтов выходного звена редуктора. Поскольку люфт выходного вала в основном зависит от зазоров в зацеплениях редуктора (которые выбираются обычно при его сборке), а величины зазоров в процессе работы обусловлены износом рабочих поверхностей зубьев, то при проектировании зацеплений редуктора одной из основных задач является обеспечение максимальной износостойкости рабочих поверхностей зубьев.

Износ зубьев сцепляющихся колес существенно зависит от скоростной картины в зоне контакта, поэтому определение таких кинематических характеристик контакта как скорость скольжения профилей зубьев, коэффициентов скольжения является необходимой задачей проектирования зацеплений редукторов.

В обычных планетарных передачах внутреннего зацепления с малой разницей чисел зубьев зацепление является доплоскым и по ширине зубчатого венца скорость скольжения не изменяется.

В передачах с наклонным расположением шестерни (рис.4) распределение скоростей скольжения по высоте зубьев зависит от положения торцевого сечения относительно точки пересечения осей колес т.О.

Так в сечении 1-1, расположенном ближе к большему торцу сателлита, эпюра скорости скольжения имеет вид характерный для доплоского зацепления передач на параллельных осях. По мере приближения к сечению 2-2 распределение скоростей скольжения по высоте зуба приближается к эпюре характерной для плоского зацепления. Далее на малом торце (сечение 3-3) эпюра принимает вид присущий доплоской передаче.

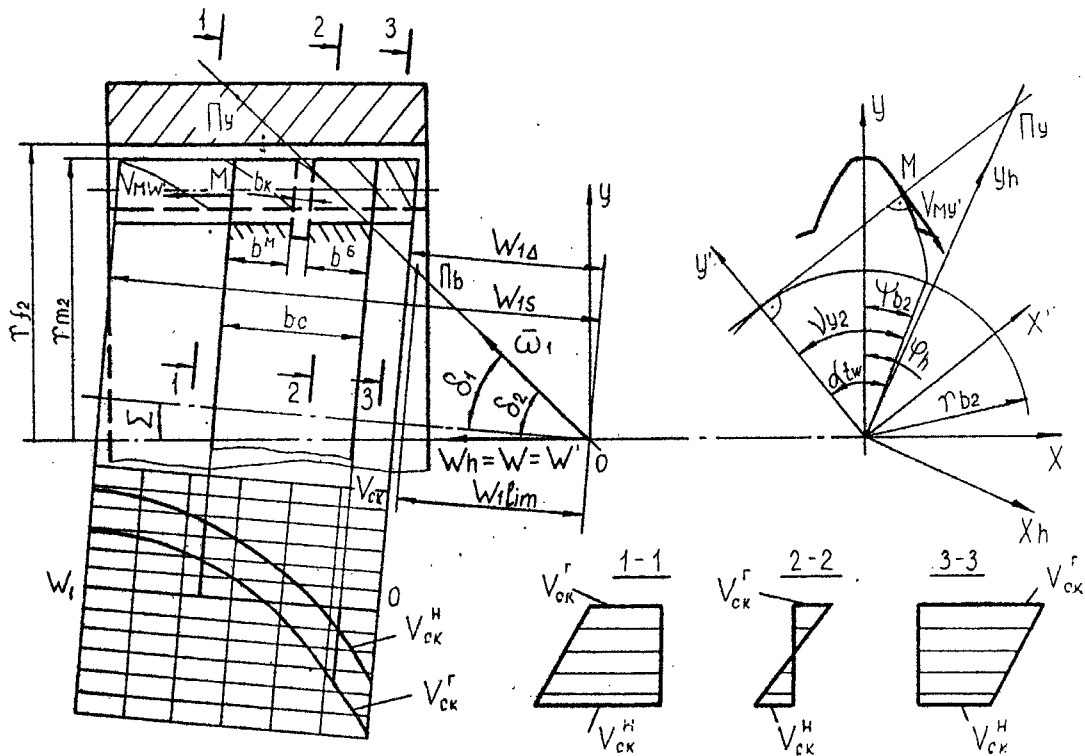


Рис.4. Скорости скольжения в передачах редуктора

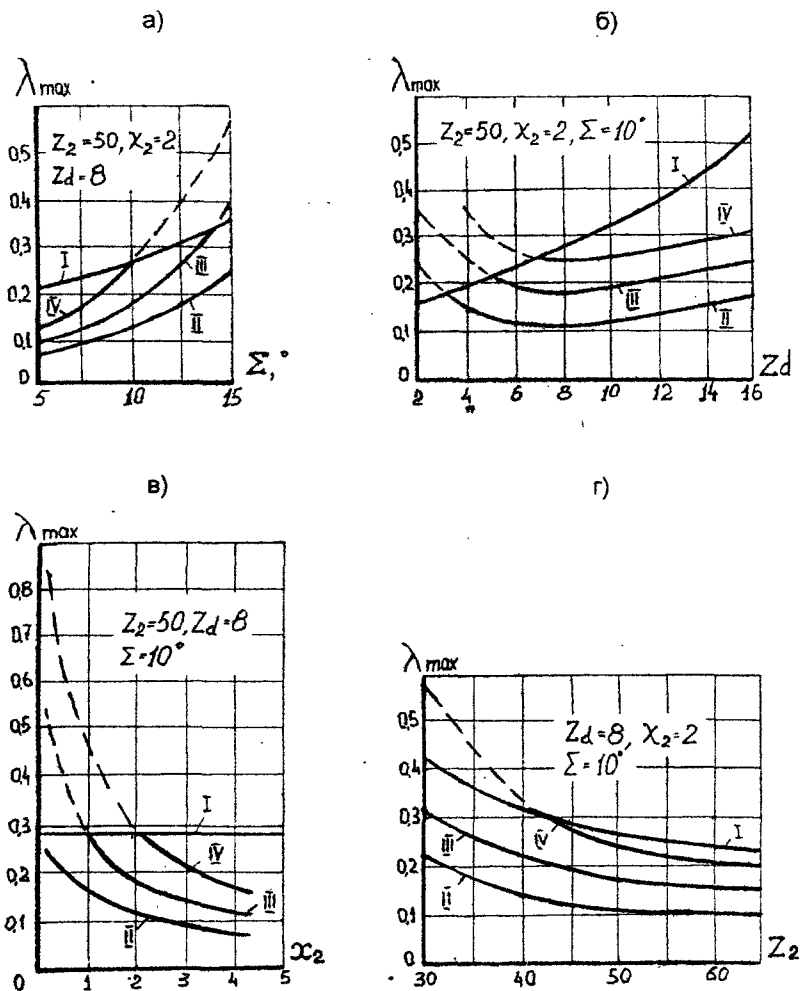


Рис.5. Зависимость максимальных коэффициентов скольжения от параметров передачи: I- $b_1=b_{1max}$ при $|\lambda_{2H}^B| = |\lambda_{1H}^M|$; II- $b_1=2m$; III- $b_1=4m$; IV- $b_1=5m$

Величина скорости скольжения в произвольной точке контакта, т.М определяется по проекциям этой скорости на оси координат:

$$\begin{aligned} V_{MX} &= 0; \\ V_{MY} &= r_{b2}(i_{12} \cos \Sigma - 1)(v_{y2} - \operatorname{tg} \alpha_{rw}) \cdot \omega_h; \\ V_{MW} &= r_{b2} \cdot i_{12} \sin \Sigma (\sin \alpha_{rw} - v_{y2} \cos \alpha_{rw}) \cdot \omega_h, \end{aligned}$$

где ω_h - угловая скорость водила.

Модуль этой скорости

$$V_s = \sqrt{V_{MY}^2 + V_{MW}^2}.$$

Модули скорости перемещения точки контакта по поверхности зуба колеса и шестерни

$$V_{\tau 1,2} = \sqrt{(Y'_{2V1,2})^2 + (W'_{2V1,2})^2},$$

где Y'_{2V1} ; Y'_{2V2} ; W'_{2V1} ; W'_{2V2} - координаты векторов скоростей $V_{\tau 1}$ и $V_{\tau 2}$ в общей касательной плоскости, проходящей через точку контакта, т.М.

Для оценки степени влияния кинематических и геометрических факторов на износ зубьев вычислены коэффициенты скольжения в этой точке для шестерни λ_1 и колеса λ_2 :

$$\lambda_{1,2} = \frac{V_s}{V_{\tau 1,2}}.$$

На рис.5 представлены зависимости максимального значения коэффициента скольжения в зоне контакта λ_{\max} от межосевого угла Σ (рис.5,а), разности чисел зубьев сцепляющихся колес z_d (рис.5,б), коэффициента смещения колеса x_2 (рис.5,в) и числа зубьев колеса z_2 (рис.5,г).

На основе проведенных исследований был составлен алгоритм и программа расчета для выбора геометрических параметров передач, обеспечивающих максимальную износостойкость зацепления по кинематическим характеристикам контакта.

В четвертом разделе разработаны расчетные схемы для определения сил, действующих в зацеплениях колес редуктора, на подшипники сателлитов и кривошипного вала. Полученные схемы позволяют вести расчет на прочность зацеплений и подшипников редуктора с использованием стандартных методов расчета.

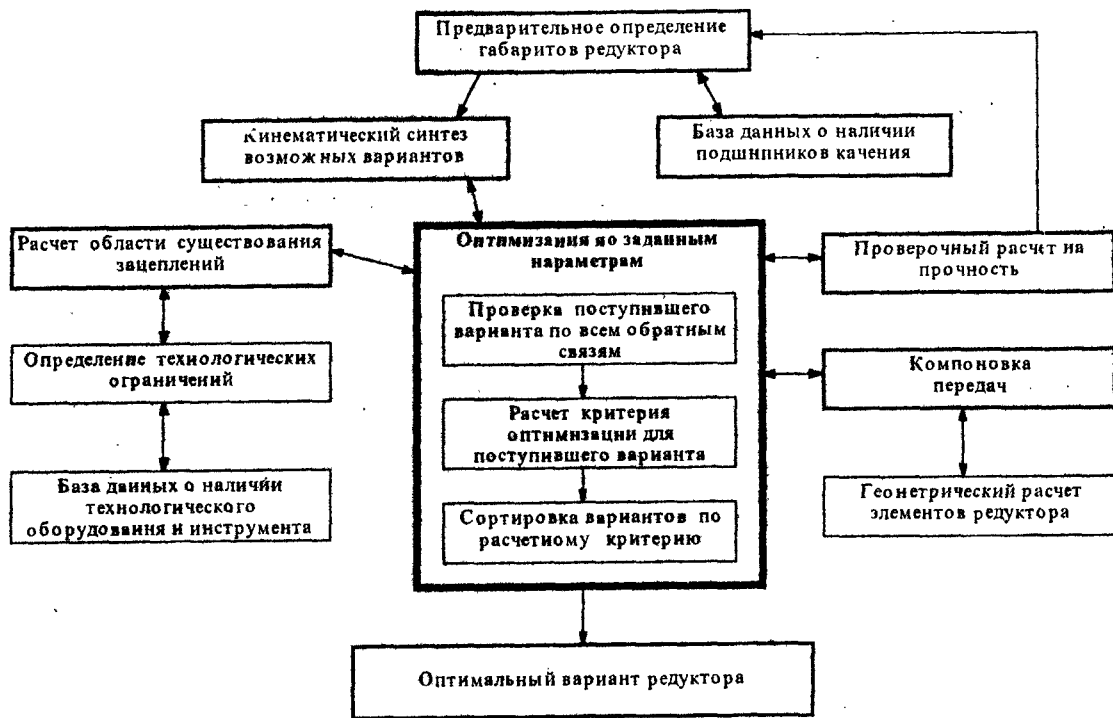


Рис.6. Основные этапы методики проектирования и их взаимосвязь

Для получения минимальных радиальных габаритов редуктора предложена методика предварительного прочностного расчета, базирующаяся на оценке прочности наиболее нагруженных элементов редуктора: подшипников сателлитов и зубчатых зацеплений.

Пятый раздел содержит изложение общей методики проектирования редуктора. Она базируется на результатах исследований геометрии и нагруженности элементов редуктора и построена на принципах САПР. Методика включает в себя следующие основные этапы: предварительное определение габаритов редуктора, кинематический синтез возможных вариантов, расчет области существования зацеплений, определение технологических ограничений, компоновка передачи, проверочный расчет на прочность, оптимизация по заданным параметрам.

Взаимосвязь этих основных этапов показана на рис.6. Как видно из этого рисунка все этапы проектирования связаны между собой через блок оптимизации.

В представленной работе параметром оптимизации является величина максимального коэффициента скольжения λ_{\max} в передаче, который является функцией (для i -го варианта матрицы, получаемой в ходе кинематического синтеза) нескольких факторов

$$\lambda_{\max} = f(\Sigma; x_1; x_4; \Delta W), \quad (5.10)$$

где Σ - межосевой угол в передаче; x_1 и x_4 - коэффициенты смещения центральных колес; ΔW - приращение аппликаты торцового сечения сателлита (см.рис.4).

Поскольку параметр оптимизации нельзя выразить явными аналитическими зависимостями, поиск оптимума этой функции ведется путем приближенных решений с применением метода нелинейного программирования. Диапазон изменения влияющих факторов определяется при расчете области существования редуктора (для каждой конкретной передачи).

Согласно исследованиям, проведенным в разделе 3, при проектировании передач необходимо стремиться к минимальному значению λ_{\max} , что и является критерием оптимизации.

Направление движения в факторном пространстве по факторам Σ и x_4 известно (определено в ходе исследований), поэтому их значения постоянно

Ra2. b. bt=38.1161 Ra2. b. lt=36.1759
 Ra2. l. bt=37.8926 Ra2. l. lt=34.8486
 Ra3. b. bt=37.6693 Ra3. b. lt=36.1022
 Ra3. l. bt=36.6550 Ra3. l. lt=35.1459
 dA3. b. lt=37.8165 dA2. l. lt=15.3275
 dA3. l. lt=16.2070 dA2. b. lt=37.2931
 W2. b. min = 29.710 W2. b. max = 34.710
 W2. l. min = 36.125 W2. l. max = 42.125
 W3. b. min = 29.710 W3. b. max = 34.710
 W3. l. min = 36.067 W3. l. max = 42.067
 bp. max= 1.019
 sigma= 9.0647
 X1= 1.4500 X4= 2.5150

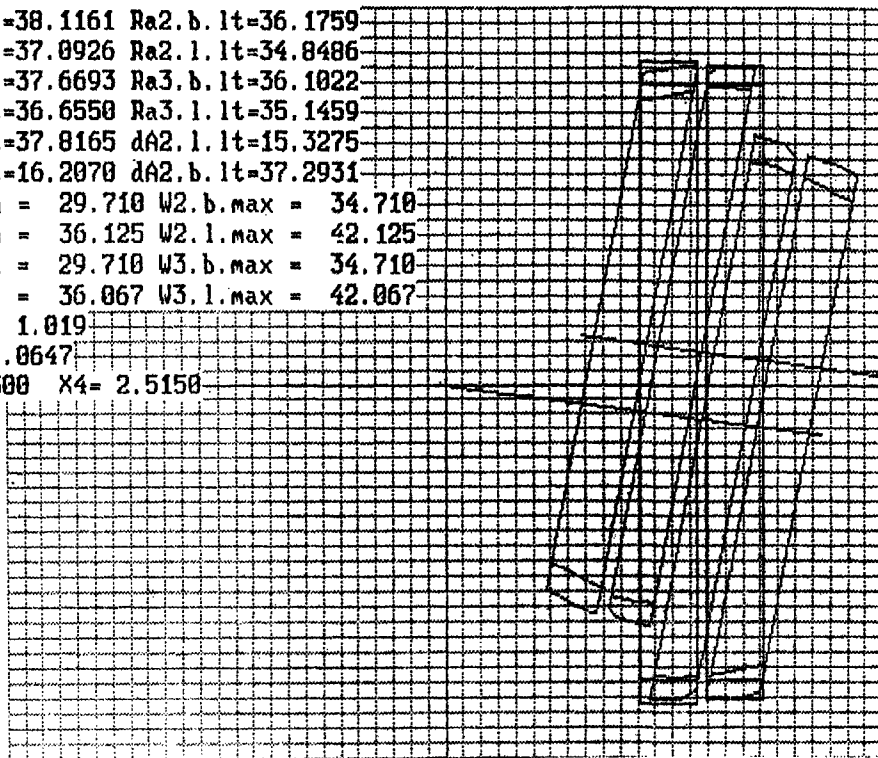


Рис.7. Пример расчета геометрических параметров передач редуктора

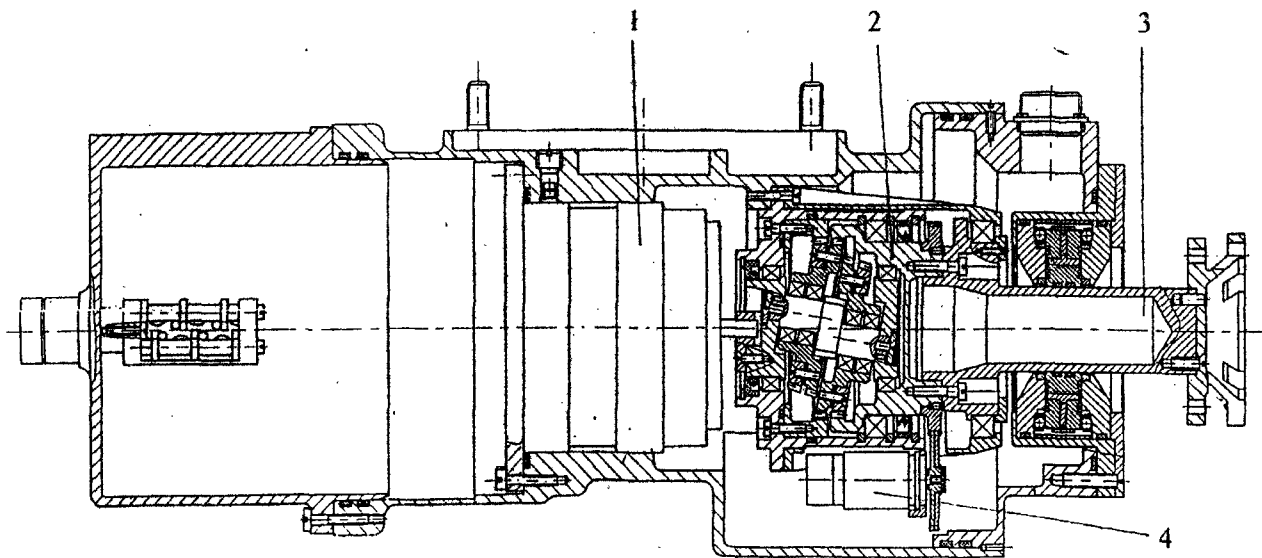


Рис.8. Конструктивное исполнение привода с планетарным редуктором:

1 - приводной вентильный двигатель; 2 - планетарный редуктор;
3 - выходной вал привода; 4 - датчик обратной связи управления двигателем

поддерживаются предельными в существующем диапазоне. Продвижение к оптимуму по факторам x_1 и ΔW осуществляется методом Гаусса.

Когда для i -го варианта выбраны оптимальные значения влияющих факторов, он, при наличии удовлетворительных результатов от проверочного прочностного расчета, заносится в матрицу оптимальных вариантов передач, из которой затем выбирается передача с наименьшим значением λ_{\max} .

Алгоритм проектирования реализован в системе расчетных программ. Результатом работы этой системы является вывод на экран или печать геометрических размеров, а также прорисовка компоновки передач оптимального варианта редуктора (рис.7). Система программ проектирования адаптирована к заданию нных критериев оптимизации.

В шестом разделе показана практическая реализация результатов работы.

С использованием, изложенной в пятом разделе, методики были спроектированы и изготовлены совместно с ЦСКБ г.Самары опытные образцы редукторов двух типоразмеров для приводов разворота солнечных батарей.

Конструкция одного из приводов приведена на рис.8.

Испытания редукторов, проведенные в лабораториях ЧГТУ и ЦСКБ подтвердили соответствие эксплуатационных характеристик заданным расчетным значениям.

Преимущества привода перед базовым вариантом:

- 1.упрощается конструкция и снижается вероятность отказа привода (в 4...6 раз);
- 2.увеличивается ресурс до требуемого значения (с 2000 до 10000 ч);
- 3.улучшаются массогабаритные показатели привода (на 15...20%).

Методика проектирования и конструкция редуктора нашли также применение при создании имитатора нагрузки ($T = 500$ Нм) для испытательных стендов приводов завода "Прогресс" г.Самары.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ существующих конструкций электромеханических приводов и требований, предъявляемых к ним, показал, что наиболее полно удовлетворить эти требования позволяет новая конструкция планетарного редуктора с наклонными сателлитами (пол. реш. от 14.12.96 г. по заявке

№96104483), применение которой существенно упрощает конструкцию привода, снижает вероятность отказа, повышает ресурс привода.

2. Исследование области существования передач редуктора с наклонными сателлитами показывает, что эта область охватывает требующиеся для реализации передач диапазоны изменения коэффициентов смещения колес, межосевого угла и рабочей ширины сателлита.

3. Получены аналитические зависимости для определения скоростей и коэффициентов скольжения в произвольной точке касания зубьев. Они позволяют выбрать параметры зацеплений редуктора, обеспечивающие максимальную износостойкость и сохранение минимальных люфтов в зацеплениях, что является одним из основных требований к редуктору.

4. Разработанный алгоритм предварительного определения габаритов редуктора, позволяет реализовать принцип равной прочности наиболее нагруженных элементов: подшипников сателлитов и зубчатых зацеплений, тем самым обеспечив минимальные радиальные размеры редуктора.

5. Разработана инженерная методика проектирования планетарных редукторов с наклонными сателлитами, позволяющая выбирать оптимальный вариант редуктора, обеспечивающий при заданных габаритах наилучшую износостойкость зацеплений по кинематическим характеристикам контакта.

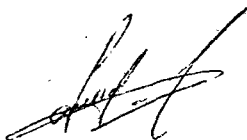
6. По предложенной методике совместно с ЦСКБ г.Самары изготовлены опытные конструкции планетарных редукторов с наклонными сателлитами трех типоразмеров. Испытания опытных конструкций подтвердили соответствие эксплуатационных характеристик редукторов их расчетным значениям, что указывает на достоверность и пригодность для практики предложенной методики проектирования.

7. Целесообразность применения планетарных редукторов с наклонными сателлитами в спроектированных приводах следящих систем подтверждается улучшением эксплуатационных характеристик приводов: ресурс увеличился с 2000 до 10000 часов, вероятность отказов снизилась в 4-6 раз, массогабаритные характеристики улучшились на 15...20%.

8. Результаты работы используются на предприятии ЦСКБ и заводе "Прогресс" города Самары при создании и испытаниях новых конструкций электромеханических приводов.

Публикации

1. Конструкция силового электромеханического привода повышенной кинематической точности / Д.Б.Лопатин, В.И.Безруков, Д.Н.Казарцев, В.М.Рублев // Прогрессивные зубчатые передачи: Доклады международного симпозиума. – Ижевск: ИжГТУ, 1994. – С. 179–184.
2. Лопатин Д.Б., Безруков В.И. Автоматизированное проектирование люфтовывбирающих передач из эвольвентно-конических колес // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – С. 37–40.
3. Лопатин Д.Б., Безруков В.И. Область существования незвольвентного внутреннего зацепления с малым межосевым углом // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – С. 47–53.
4. Лопатин Д.Б., Безруков В.И., Рублев В.М. Выбор геометрических параметров зацеплений редукторов с наклонными сателлитами из условия обеспечения максимальной износостойкости контакта // Труды международной конференции “Теория и практика зубчатых передач”. – Ижевск: ИжГТУ, 1996. – С. 349–354.
5. Лопатин Д.Б., Кирыков М.Ю. Исследование влияния параметров передачи внутреннего зацепления с наклонной шестерней на коэффициент скольжения профилей зубьев // Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 90–94.
6. Лопатин Д.Б., Безруков В.И., Скочигоров А.С. Определение кинематических характеристик контакта в планетарной передаче внутреннего зацепления с наклонным расположением шестерни // Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 94–102.
7. Имитатор нагрузки для испытания приводов следящих систем / Д.Б.Лопатин, Д.Н.Казарцев, Б.А.Лопатин, О.П.Прудников // Труды международной конференции “Теория и практика зубчатых передач”. – Ижевск: ИжГТУ, 1996. – С. 285–289.



Лопатин Дмитрий Борисович

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ПРИВОДОВ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ
ПРИМЕНЕНИЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ
С НАКЛОННЫМИ САТЕЛЛИТАМИ

Специальность 05 02 02 - "Машиноведение и детали машин"

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательство Челябинского
государственного технического университета

ЛР № 020864 от 20.01.92. Подписано в печать 16.01.92. Формат
60x84 1/16. Печать офсетная. Усл.печ. л. 1,16. Уч. изд. л. 1.
Тираж 100 экз. Заказ 79/109.

УОП издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленин, 19.