

М 491 276

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи
КРАШЕНИННИКОВ Валентин Иванович

ДВУХВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ДИСКОВЫМИ
ВОЛНООБРАЗОВАТЕЛЯМИ ДЛЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО
УПРАВЛЕНИЯ

05.02.18 - Теория механизмов и машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Москва - 1990

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана и Московском НИИ "Агат"

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники

РСФСР, д.т.н.

профессор [Гавриленко В.А.]

Научный консультант - к.т.н. доцент

Тарабарин В.Б.

Официальные оппоненты:

✓ доктор технических наук, профессор Шувалов С.А.

кандидат технических наук, доцент Разин А.С.

✓ Ведущая организация -

7. 1990 г. в _____ час.
совета К 053.15.11.
ического университета
5, г. Москва, 2-ая Бауманская

зачать, просим выслать

у

библиотеке МГТУ им.

17. 1990 г.

совета, к.т.н., доцент

П.К. Попов

графия МГТУ, заказ № 887

М 491276

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В приводах систем автоматического управления (САУ) широко применяются передаточные механизмы с зубчатыми передачами из жестких звеньев. К этим передачам постоянно повышаются требования по точности изготовления. Однако точные передачи с жесткими звеньями изготавливать значительно сложнее и менее экономично, чем волновые зубчатые передачи (ВЗП), обладающие многозонностью и многопарностью контактов. Передачи с жесткими зубьями могут быть заменены волновыми зубчатыми передачами, которые проще в изготовлении, меньше по массам, габаритам и имеют ряд других важных преимуществ. Меньшая жесткость ВЗП приближает их резонансные режимы по частоте к рабочей зоне САУ. Чтобы избежать совпадения резонансных зон при работе указанных механизмов необходимы рекомендации по устранению ВЗП из этих режимов.

Реализация указанных мероприятий требует проведения углубленных исследований ВЗП, чтобы получить существенный технико-экономический эффект при использовании этих передач в САУ. Этим определена актуальность поставленной проблемы.

Цель работы. Поиск путей повышения качественных показателей и параметров ВЗП в роли передаточного механизма для приводов реверсивных САУ.

Для этого необходимо разработать методику расчета жесткости ВЗП, дающую более точные результаты при сравнении с применяемыми методиками, исследовать влияние размеров и отклонений от них основных деталей редукторов для выбора рациональных конструкций.

Разработка методов оценки резонансных зон привода с ВЗП и согласование их с динамическими параметрами САУ.

Предложить нелинейную динамическую модель и доказать правомерность замены ее на упрощенную линейную модель.

На основании проведенной работы выдать рекомендации по улучшению качественных характеристик и параметров ВЗП.

Методы исследования. В реферируемой работе использованы как теоретические, так и экспериментальные методы исследований. Теоретические исследования выполнены с помощью методов теории зацепления и САУ, прикладной теории колебаний, сопро-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1491276

Крашенинников В. И. Двухволн

тивления материалов и частотных методов динамического анализа. С помощью сравнения логарифмических амплитудно-частотных характеристик ВЗП, полученных расчетом, моделированием на АВМ и экспериментом доказана возможность и целесообразность использования для исследований линейной динамической модели вместо общей нелинейной модели. При экспериментальном определении частотных характеристик ВЗП непосредственно измеряли частоту и амплитуду на входе и выходе редукторов на специально разрабатанных стендах.

Динамические коэффициенты демпфирования ВЗП были получены сравнением логарифмических амплитудно-частотных характеристик по методу шаблонов.

Научная новизна. Разработана общая нелинейная динамическая модель привода с ВЗП для САУ и доказана приемлемость использования вместо нее упрощенной линейной модели. Обоснован выбор геометрических параметров волнового зацепления с позиций характеристик ее динамической модели для ликвидации заклинивания и от глубины захода зубьев колес в зацепление. Оптимальный запас по углу заклинивания определен в $4 \div 5$ угловых градусов от номинального расчетного значения этого угла при перекрытии более единицы ($\varepsilon_a > 1$). В этом случае одновременно улучшаются качественные показатели и параметры ВЗП при сравнении их при расчетных значениях угла. Даны инженерные методы экспериментальной и расчетной оценки коэффициентов динамической модели.

Разработан метод инженерного расчета крутильной жесткости ВЗП в зависимости от податливости гибкого колеса передачи по отношению к податливости этой всей передачи. Предложенный метод значительно повышает точность расчета жесткости и результат получен с отличием от экспериментального значения $\pm 20\%$.

Определены расчетно-экспериментальные и экспериментальные динамические коэффициенты демпфирования и дано их сравнение между собой.

Получено аналитическим методом выражение для передаточной функции ВЗП. Доказано, что эта функция, в основном, соответствует колебательному звену САУ.

Практическая ценность. Разработаны инженерные методы оценки параметров динамической модели — крутильной жесткости ВЗП и

демпфирования в приводах САУ с волновыми редукторами. С помощью сравнения логарифмических амплитудно-частотных характеристик доказана возможность и целесообразность использования для исследований и моделирования на АБМ линейной модели вместо общей нелинейной динамической модели. Определено, что ВЗП является колебательным звеном САУ.

Даны инженерные рекомендации по проектированию приводов с ВЗП для САУ с заданными динамическими свойствами. Эти рекомендации использованы при проектировании волнового редуктора, который изготовлен и установлен в действующую САУ. Редуктор имеет ряд важных технико-экономических преимуществ перед редуктором с жесткими колесами, который стоял в этой САУ ранее.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены: на семинарах в ЛДНТП 1972, 1973 г. г. Ленинград; на научно-технических конференциях НИИ Приборостроения 1974, 1975 г. г. Жуковский Моск. обл., на семинаре в университете 1977 г., г. Алма-Ата; на московских семинарах по волновым зубчатым передачам в МТУ им. Баумана 1977, 1988 г., г. Москва, на кафедре РК-2 МТУ им. Баумана 1990 г. г. Москва и др.

Публикация. По материалам диссертации опубликовано десять печатных работ, из которых четыре написаны в соавторстве.

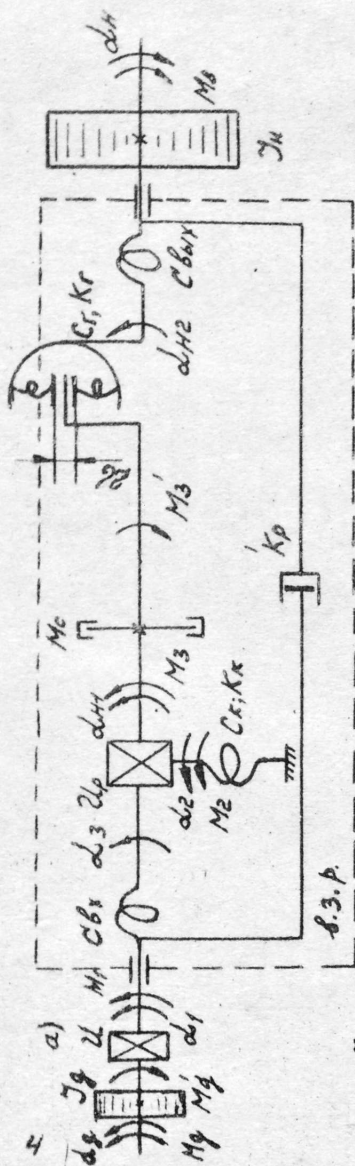
Объем работы. Диссертация содержит введение, шесть глав, рекомендации по улучшению качественных характеристик и параметров ВЗП, основные результаты и выводы, а также приложения.

Изложена на 125 страницах машинописного текста, с 47 рисунками и с 17 таблицами. Приложение на 37 страницах. Список литературы насчитывает 105 наименования.

Содержание работы.

Во введении отмечена необходимость расширения применения САУ в процессе перестройки народного хозяйства и внедрения в их приводах ВЗП. Обоснована актуальность темы.

Первая глава посвящена обзору литературы по исследованию ВЗП для привода САУ и постановке задач работы. Выяснено, что в нашей стране наиболее широко ведутся научные исследования и эксперименты по ВЗП. Зависимости хорошо разработанного математического аппарата эвольвентного зубчатого зацепления применяли и сейчас используют исследователи Д.П. Волков, В.А. Гавриленко Н.И. Левицкий, А.Ф. Крайнев, Н.А. Скворцова, Ю.И. Сэмин ,



б)

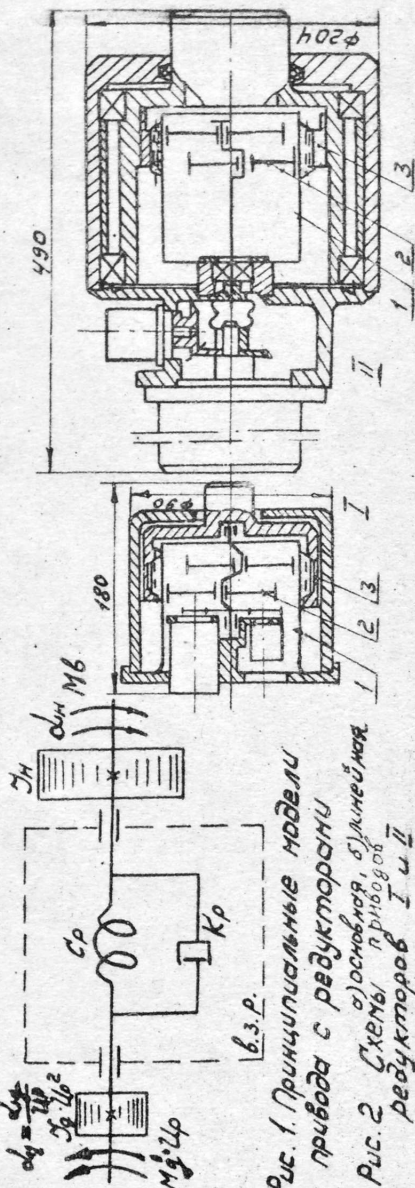


Рис. 1. Принципиальные модели привода с редукторами

Рис. 2. Схемы привода редукторов I и II

В.Б. Тарабарин, Г.А. Тимофеев, Х.Р. Казыханов и др. Синтез зацепления при относительном движении зуба гибкого колеса используют М.Н. Иванов, С.А. Шувалов, Н.И. Цейтлин и др.

Сведения в литературе о динамических характеристиках ВЭП и их использовании в приводах САУ ограничены. К ним относятся только работы Попова П.К., Тарабарина В.Б., Гордеева Д.В., Тимофеева Г.А. и др.

После ознакомления с литературой поставлены основные задачи диссертации:

1. Разработать общую динамическую модель привода с ВЭП для определения ошибок рассогласования между входным и выходными валами в резонансных областях.
2. Получить из общей нелинейной модели линейную модель и доказать целесообразность этой замены с помощью сравнения логарифмических амплитудно-частотных характеристик привода для САУ.
3. Исследовать влияние размеров и отклонений от них основных деталей ВЭП на геометрию зацепления, параметры и характеристики ее.
4. Разработать методику расчета жесткости ВЭП с целью повышения точности результата его.
5. Дать рекомендации по улучшению качественных характеристик и параметров ВЭП для привода САУ, обеспечивающие заданные динамические показатели.
6. Провести апробацию разработанных рекомендаций с помощью проектирования, исследования и внедрения привода с ВЭП, в конкретную действующую САУ с целью проверки его в эксплуатации.

Во второй главе рассмотрены динамические модели приводов с ВЭП и предложена общая нелинейная динамическая модель привода с ВЭП. Эквивалентная схема изображена в виде двухмассовой упругой нелинейной системы (рис. 1а). Момент инерции двигателя — J_d и момент инерции управляемого объекта САУ (нагрузка) — J_n представлены в схеме.

Коэффициенты жесткости ВЭП: $C_{\delta k}$ — крутильная жесткость деталей от двигателя до волнообразователя; $C_k, C_{\sigma}, C_{\Sigma}$ — жесткости соответственно гибкого колеса, волнообразователя и выходного вала; K_p — коэффициент, учитывающий потери на деформацию за счет внутреннего вязкого трения (гибкого колеса K_k , волнообразователя K_{σ} , валов редуктора и др.). Моменты сопротивления: M_c — момент, обусловленный сухим трением, M_d, M_1, M_2, M_3, M_3' — внутренние моменты, действующие в указанных местах схемы, M_b — момент внешнего сопротивления, 2ϕ — величина люфта между осью ротора двигателя и 5.

и выходным валом ВЭП. U_p и U - передаточные числа соответственно волновой передачи и передачи жесткими звеньями, которую используют для снижения передаточного отношения волновой части передачи и одновременно для подключения тахогенератора САУ.

α_g, α_H - углы поворота соответственно валов двигателя и выходной передачи; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_{H1}, \alpha_{H2}$ - углы поворота сечений валов в указанных местах модели.

С использованием уравнения Лагранжа II рода в диссертации получена система дифференциальных уравнений привода с ВЭП для общей динамической модели

$$\left. \begin{aligned} J_g \ddot{\alpha}_g - M_g - M'_g &= 0 \\ C_{Bx}(\alpha_1 - \alpha_3) - M_1 &= 0 \\ C_{Bx}(\alpha_3 - \alpha_4) - M_1 &= 0 \\ C_K \alpha_2 - M_2 &= 0 \\ C_r(\alpha_{H1} - \alpha_{H2}) - M_3 + M'_3 &= 0 \\ C_{BxH}(\alpha_{H2} - \alpha_H) + M_B &= 0 \end{aligned} \right\} \text{ где}$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{H1} - \alpha_{H2} - \epsilon &\text{ при } (\alpha_{H1} - \alpha_{H2}) > \epsilon \\ 0 &\text{ при } (\alpha_{H1} - \alpha_{H2}) \leq \epsilon \\ \alpha_{H1} - \alpha_{H2} + \epsilon &\text{ при } (\alpha_{H1} - \alpha_{H2}) < -\epsilon \end{aligned} \right\}$$

Из условия равновесия моментов в сечениях валов выведены дополнительные уравнения

$$\left. \begin{aligned} M_3 - |M_c| \cdot 3gr \alpha_{H1} - M'_3 - k_F(\alpha_3 - \alpha_{H2}) &= 0 \\ M'_g - U \cdot M_1 &= 0 \\ M_g = M \cdot \sin \omega t \end{aligned} \right\}$$

Эти две системы дифференциальных уравнений решить можно математическими методами с использованием электронных вычислительных машин.

Однако главное препятствие - это нужно иметь достоверные значения входящих в систему уравнений величин таких как C_r, ϵ и др. Они имеют большой разброс и требуют экспериментальных данных.

Приведена линеаризация модели и получены двухмассовую систему (рис. 1б). Это сделано исключением на общей модели люфтов 2δ , которые у ВЭП значительно меньше, чем у зубчатых передач с жесткими колесами. Величины M_d, α_d, J_d приведены к выходному валу через передаточное число редуктора U_p . M_B не учитываем. Отдельные жесткости и моменты трения объединены и представлены обобщенными коэффициентами C_p и K_p (рис. 1б). Эти величины являются коэффициентами динамической модели, которыми существенно отличаются модели механизмов, родственных ВЭП.

Из условия равновесия моментов в сечениях валов получили систему уравнений для линейной модели привода с ВЭП:

$$\left. \begin{aligned} M_d \cdot U_p - J_d \cdot U_p^2 \cdot \ddot{\alpha}_1 - C_p(\alpha_1 - \alpha_n) - K_p(\alpha_1 - \alpha_n) &= 0 \\ C_p(\alpha_1 - \alpha_n) + K_p(\alpha_1 - \alpha_n) - J_n \ddot{\alpha}_n &= 0 \end{aligned} \right\} (I)$$

$M_d = K \cdot J_{\text{пл}} \cdot \omega^2$

В третьей главе дано исследование характеристик и параметров динамической модели.

В диссертации использованы для расчетов жесткости C_p несколько редукторов. При сравнении расчетной жесткости C_p с экспериментальной C_e получен разброс до 200%. Отсюда возникла необходимость разработки новой методики.

Предложено ввести уточняющий коэффициент K_y , который определен в зависимости от процента податливости гибкого колеса λ_k по отношению к суммарной податливости основных деталей редуктора, принятой за 100% - λ_p

Податливость гибкого колеса λ_k взята нами, т.к. оно имеет малую жесткость, которую нельзя существенно увеличить. Это колесо за каждый оборот меняет свою форму и жесткость, что не учтено в использованных формулах.

По статистическим данным приняли четыре диапазона для определения K_y . Далее с помощью K_y пересчитываем полученную ранее жесткость C_p в искомую уточненную C_y

$$C_y = \frac{C_p}{K_y}$$

В итоге определено, что расхождение между жесткостями C_y и C_e уменьшилось до $\pm 20\%$.

Разработан метод расчета и эксперимента по ликвидации заклинивания.

Определялся необходимый запас по углу заклинивания $(\delta - \varphi)$ при одновременном получении улучшенных качественных показателей передачи с приемлемым коэффициентом перекрытия $\varepsilon_a > 1$. Это основная задача синтеза передачи. Шлифовали α_2 сборки 1Ц по 0,25 м (0,1 мм),

Характеристики передач при изменении α_{a2} Табл. 1

Характеристики	Параметры				
Диаметр вершин жесткого колеса α_{a2} , мм	60,5	60,6	60,7 расчетный	60,8	60,9
Отличие α_{a2} от расчетного, μ (мм)	-0,50 (-0,2)	-0,25 (-0,1)	0	+0,25 (+0,1)	+0,50 (+0,2)
Жесткость средняя $C_{ср} \times 10^4$, Н.м/рад.	0,5	1,1	1,6	1,8	1,2
Мертвый ход Δ , мин	17	16	9	6	5,9
Площадь петли F (см ²)	58	45	30	13	34
Коэффициент повышения ψ	1,5	1,35	1,4	0,84	1,4
Коэффициент перекрытия ϵ_a	1,61	1,49	1,41	1,27	0,89
Угол заклинивания $(\delta - \varphi)$	$8^\circ 40'$	$3^\circ 54'$	$10^\circ 10'$	$14^\circ 42'$	$15^\circ 55'$

Варианты размеров деталей редуктора I
Таблица 2

Варианты размеров редуктора	Параметры					
	Расчетные размеры, мм					
	Мж	Мв	d_d	α_{a2}	A_p	$A_p - M_{ж}$
	59,96	61,37	56,50	60,70	—	—
	Действительные, мм					
	A	60,05	61,38	56,50		61,93 1,88
	Б	60,05	61,30	56,50		61,98 1,93
	В	60,99	61,30	56,36		61,96 1,97
	Г	60,04	61,30	56,46		62,08 2,04
	Д	59,99	61,38	56,60	натур. мм 60,50	

и меняли $(\delta - \varphi)$. Кроме заклинивания от пересечения окружностей вершин зубьев для наружного и внутреннего зацепления передача внутреннего зацепления может иметь второй вид заклинивания от пересечения эвольвент основных окружностей боковой поверхности сопряженных зубьев. Существует одна зона без заклинивания при $(\delta - \varphi) > 0$ и вторая - с заклиниванием при $(\delta_1 - \varphi_1) < 0$, где φ, φ_1 - координаты углов пересечения окружностей вершин зубьев сопряженных колес, δ, δ_1 - координаты углов пересечения эвольвент основных окружностей боковых поверхностей этих колес.

При увеличении d_{a2} исключили заклинивание, но при этом уменьшили коэффициент перекрытия ε_a передачи (табл. I). Поэтому необходимо искать оптимальное решение между запасом по углу заклинивания и коэффициентом перекрытия. Для каждого варианта диаметра d_{a2} жесткого колеса строились петли гистерезиса. Построены графики изменения с увеличением d_{a2} величин $\varphi, \Delta, F, C_{cp}$. Часть данных для нагрузки на выходном валу 20 Н.м приведена в табл. I, совместно с рассчитанными для каждого варианта d_{a2} , коэффициентом перекрытия и углами заклинивания $(\delta - \varphi)$. Из полученных графиков и табл. I видно, что кроме исключения заклинивания передачи улучшены параметры волновой передачи при отклонении в сторону увеличения диаметра жесткого колеса Δd_{a2} от его расчетного значения на $+0,25 m$ ($0,75 m$ от начального размера диаметра). Одновременно при нагрузке на выходном валу $M=20+25$ Н.м. мертвый ход (М.Х.) передачи уменьшился по сравнению с М.Х. ее при расчетном варианте диаметра на $25+30\%$, коэффициент поглощения уменьшился на $50+60\%$, жесткость увеличилась на $10+15\%$.

Запас по углу заклинивания $(\delta - \varphi)$ при увеличении на $+0,25 m$ от расчетного значения составил $+4^\circ 47'$ при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_a = 1,27$. Следовательно, волновая передача должна иметь запас по углу заклинивания не менее $4 + 5$ угловых градусов при коэффициенте перекрытия $\varepsilon_a > 1$ или $\varphi + (4+5^\circ) < \delta$ при $\varepsilon_a > 1$.

Даны исследования с параметром A_p . A_p - это комплексный размер M_g , который получен при установке на гибком колесе измерительных роликов после размещения в этом колесе волнообразователя.

Выяснено, что редуктор вариант IA отличается от IГ размером $(A_p - M_x)$, который меньше у IA на $0,16$ мм. Это дало увеличение жесткости на $(210+250)\%$, уменьшение М.Х. на $(40 + 50)\%$ и φ на 40% .

Четвертая глава посвящена исследованию ВЭП с помощью моделирования на аналоговой вычислительной машине (АВМ).

Проведены опыты с изменением частот от 40 до 120 Гц с интервалом 5 ± 10 Гц, т.е. ниже 40 Гц резонансных зон не обнаружено. Получено, что резонансная зона для ошибки рассогласования ($\alpha_1 - \alpha_n$) расположена при $J_n = 0,03 \text{ кг.м}^2$ в районе частоты 90 ± 15 Гц.

Проведено моделирование для определения ошибки положения выходного вала редуктора по отношению к входному валу ($\alpha_1 - \alpha_n$) в двух аспектах.

Первая часть исследования дала возможность определить максимальные величины жесткостей C_p , моментов инерции J_n и соответствующие частоты напряжения, питающие модель редуктора. Одновременно определились максимальные величины ошибок рассогласования ($\alpha_1 - \alpha_n$) при резонансных частотах. Выяснено, что при уменьшении жесткости в 3 раза до $C_p = 5 \cdot 10^3 \text{ Н.м/рад}$ при постоянном моменте инерции $J_n = 0,03 \text{ кг.м}^2$ частота резонанса также уменьшилась с 100 Гц до 80 Гц. Рассогласование углов поворота ($\alpha_1 - \alpha_n$) увеличилось в $1,5 + 2$ раза до 7,2 мин. Все полученные измерения приведены в табл. 3.

В пятой главе приведены теоретический расчет и экспериментальные исследования частот и амплитуд ВЭП в резонансных зонах, а также коэффициентов демпфирования.

Для снятия частотных экспериментальных характеристик применялся метод, основанный на непосредственном измерении величин амплитуды и фазового сдвига колебаний на входном и выходном валах. При эксперименте использовали базовые волновые редуктора I вариантов А и Б (рис. 2-1 табл. 2).

Исследуемый редуктор I и датчик ДУС-И2 соединены последовательно. В этом случае, согласно теории САУ, получили сумму ЛАХ "редуктор+ДУС".

В одном масштабе с графиком "редуктор+ДУС" был построен график "ДУС" по данным специальной таблицы. Путем графического вычитания на ординат общего графика ординат графика "ДУС" получили искомый график для волнового редуктора I вариант А (рис. 4 $J_n = 0,030$, а далее при тех же моментах инерции ЛАХ для редуктора I вариант Б. Для двух вариантов редукторов при $J_n = 0,015$ получена резонансная частота $f = 110$ Гц, при

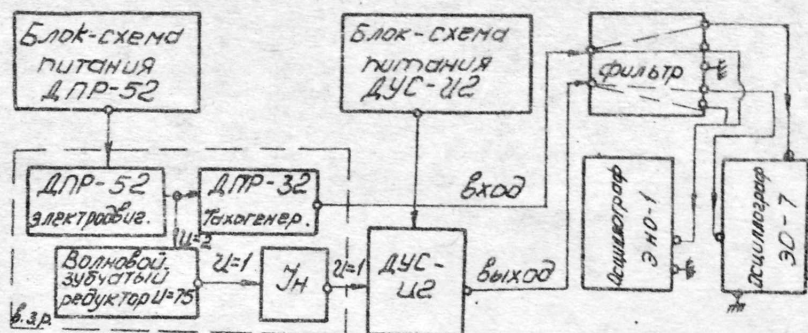


Рис. 3 Блок-схема стэнда для снятия ЛАХ и ЛФХ волнового зубчатого редуктора

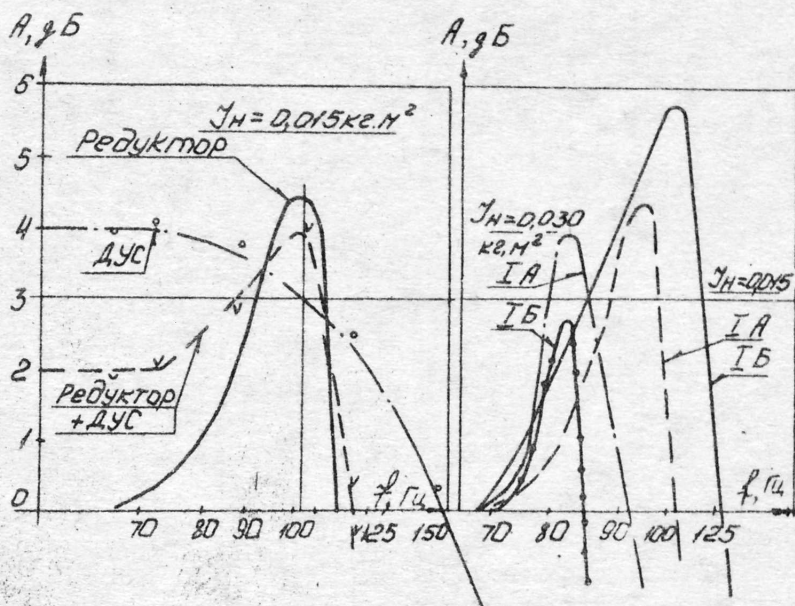


Рис. 4 Построение ЛАХ редуктора I вариант А при $J_H = 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

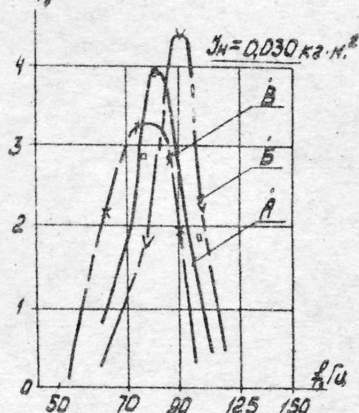
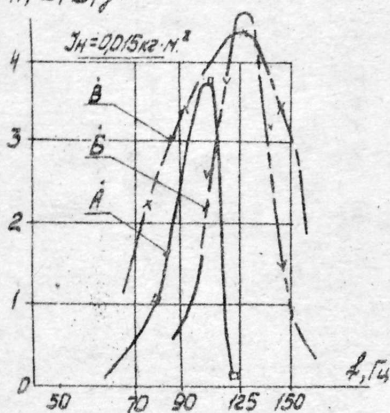
Рис. 5 Построение ЛАХ редуктора I вар. А, Б при $J_H = 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и $0,03 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Максимальные ошибки $\pm (d_1 - d_n)$

Табл. 3

I, при постоянном J _н = 0,030 кен ² и измен. С _р			II, при постоянной С _р = 13 кн и измен. J _н			III, при изменен. J _н и С _р , резонансная частота 90 Гц		
С _р × 10 ³ н.м. пог.	f, Гц	±(d _г -d _н) мм	J _н , кен ²	f, Гц	±(d _г -d _н) мм	J _н , кен ²	С _р × 10 ³ н.м. пог.	±(d _г -d _н) мм
5	80	7,2	0,015	120	1,7	0,015	10	4
10	90	5,3	0,030	100	4,0	0,030	17	4,2
15	100	3,8	0,045	85	4,8			

ЛАХ, полученные экспериментом - А, расчетом - В и на АВМ - Б
А, Б, В, Б А, Б, В, Б Рис. 6



Сравнение параметров редуктора из жестких колес с
волновым редуктором. Табл. 4

№ п/п	Параметры	Технические данные редукторов	
		С жесткими колесами	Волновой редуктор
1.	Мертвый ход на выходной оси с номинальным моментом 56 Н·м; мм.	10÷15	3,5÷3,6
2.	Масса, кг	60,2	42,5
3.	Габариты, мм	510×370×320	490×φ204
4.	КПД	0,6÷0,7	0,75÷0,8

$J_H' = 0,030$, $L' = 85$ Гц. Амплитуда при резонансе получена от 3 до 6 дБ (рис. 5).

Для определения коэффициентов демпфирования использовали метод сравнения шаблонов для ЛАХ (Кузовков Н.Т. "Теория автоматического регулирования, основанная на частотных методах" - Оборонгиз М., 1960) с нашими экспериментальными ЛАХ. В диссертации получено при $J_H = 0,015$ кг.м² $\xi = 0,32 \pm 0,38$, а при $J_H' = 0,030$ $\xi' = 0,37 \pm 0,42$, т.е. с увеличением J_H вдвое ξ увеличивается на $10 \pm 15\%$. Даны расчеты ξ в статике по петле гистерезиса и их сравнение с результатами проведенного в динамике эксперимента.

Проведено сравнение логарифмических амплитудно-частотных характеристик. Использовали параметры редуктора I вариант А (табл. 2). Совместно графики представлены на рис. 6 - различие по резонансным амплитуде и частоте $\pm(10 + 15\%)$.

Приведенные результаты дали важные практические выводы. Первое - возможность определения частоты и амплитуды при резонансе любым из трех предложенных способов с достаточной надежностью.

Второй вывод - при моделировании на АЭМ можно применить упрощенную линейную модель вместо общей нелинейной модели.

Третий вывод - аналитический расчет резонансных амплитуд и частот ВЭП можно вести по формулам, соответствующим колебательному звену САУ.

Глава шестая посвящена апробации диссертации, ее рекомендаций и выводов. Это сделано с помощью изготовления двух волновых зубчатых редукторов II для привода САУ.

Особенностью ВЭП является конструкция опор для плавающего волнообразователя (рис. 2-П поз. 2). Один конец вала закреплен в радиальном сферическом шарикоподшипнике с сильфоном, а второй его опорой является зубчатое зацепление колес (поз. 1,3). Так получена статически определенная конструкция с плавающим волнообразователем без избыточных связей, компенсирующая ошибки изготовления и уменьшающая М.Х.

В табл. 4 показаны основные технические данные редуктора с жесткими звеньями и гидроприводом, который стоял в САУ и технические параметры волнового редуктора II с электроприводом. Особенно большое положительное значение для САУ имело уменьшение в 3-4 раза М.Х. с помощью размещения в приводе САУ ВЭП. Сократились масса и габариты. ВЭП прошла полный комплекс специальных испытаний и успешно работает. В диссертации представлена справка о внедрении ВЭП в приводе САУ.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО УЛУЧШЕНИЮ КАЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

На основании диссертации для приводов с ВЗП точных реверсивных высокоскоростных систем автоматического управления предложены некоторые рекомендации.

1. Предлагается ввести петлю гистерезиса в паспортные данные зубчатых передач для номинальной и максимальной нагрузки. Это определено тем, что характеристика крутильной жесткости (петля гистерезиса) волновой передачи дала возможность оценить основные ее динамические характеристики: мертвый ход, жесткость, коэффициент поглощения и др. Отсюда мы получили рецепты повышения этих характеристик конструктивными и технологическими мероприятиями.

2. Обеспечить при геометрическом расчете передачи запас по заклиниванию не менее $4 \div 5$ угловых градусов от расчетного значения этого угла при величине теоретического коэффициента перекрытия больше единицы. Кроме устранения заклинивания это повышает при сравнении с расчетным вариантом без запаса по заклиниванию жесткость на $10 \div 15\%$, уменьшаются мертвый ход на $25 \div 30\%$ и коэффициент поглощения на $50 \div 60\%$.

3. Целесообразно использовать при расчете крутильной жесткости уточненную методику расчета с учетом податливости основных деталей, что повышает точность расчета жесткости при сравнении с расчетом по известным формулам сопромата в $5 \div 8$ раз. Отличие жесткости, рассчитанной по предлагаемой методике, от действительного экспериментального ее значения не превышает $\pm 20\%$, что достаточно для практического использования.

4. Применять для передачи с малым люфтом в качестве величины комплексного контроля гибкого колеса совместно с волнообразователем и его валом параметр A_p . По A_p можно определить точные размеры гибкого колеса в процессе нарезки его в деформированном состоянии при передаточном отношении меньше 60.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Проведено комплексное исследование двухволновых зубчатых передач с дисковыми волнообразователями для приводов точных реверсивных САУ. На этом основании даны рекомендации, изложен-

ные в предыдущем разделе. Дополнительно получены следующие основные результаты и выводы.

1. Представлена общая нелинейная динамическая модель волновой зубчатой передачи, которая преобразована в двухмассовую линейную модель. Для линейной модели дана более простая, чем для общей модели, система уравнений, которая решена аналитически и моделирована на аналоговой вычислительной машине. Доказана возможность применения линейной модели на практике (см. вывод 3).

2. Изучено влияние предельных отклонений размеров деталей на динамические параметры линейной модели. При изменении размеров волновой передачи (Ар-Мж) на 0,16 мм или 8% без изменения конструкции крутильная жесткость передач увеличена в 1,5 ÷ 2 раза, уменьшены мертвый ход в 2 раза, коэффициент поглощения в 2 ÷ 2,5 раза и т.д. Улучшенные характеристики определены также при исследовании по устранению заклинивания (пункт 2 рекомендаций). Полученные результаты показывают, что характеристики передач можно существенно улучшить путем применения селективной сборки этих передач.

3. Показаны совместно логарифмические амплитудно-частотные характеристики, полученные расчетом, когда редуктор был принят за колебательное звено, моделированием на АВМ по линейной модели и с помощью эксперимента на стендах с редукторами, выполненными в металле.

Выяснено, что отклонения в резонансных областях по амплитуде и частоте для всех случаев не превышает $\pm(10\div15)\%$ от экспериментальных значений их. Это подтверждает правомерность использования линейной модели с принятыми допущениями для моделирования, а при расчете возможность принимать волновой редуктор за колебательное звено.

4. Проведена апробация результатов и рекомендаций данной диссертации с помощью проектирования, изготовления и экспериментального исследования волнового зубчатого редуктора, обеспечивающего требуемые характеристики для привода конкретной САУ. Этот редуктор успешно прошел полный цикл испытаний. При сравнении с обычным зубчатым редуктором мертвый ход уменьшился в 3,5 раза, по весу волновой редуктор легче в 1,5 раза, по габаритам — меньше в 2 раза и т.д.

Редуктор установлен в САУ на место обычного и нормально там работает - имеется справка о внедрении.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Комарова Т.Н., Крашенинников В.И. Экспериментальное исследование мертвого хода и статического момента трогания волновой зубчатой передачи // Известия ВУЗов Машиностроение. - 1971. - № 2-С. 34-37.

2. Крашенинников В.И. Экспериментальное исследование динамики волнового зубчатого редуктора // Известия ВУЗов Машиностроение. - 1973, - № 1, - С. 39-43.

3. Крашенинников В.И. Волновые зубчатые редуктора для следящей системы и их исследование // Сб. Реферативная информация по радиоэлектронике - 1969, - № 21, - реф. 20607.

4. Крашенинников В.И. Исследование резонансных областей волнового зубчатого редуктора // Реферативная рукопись сб. Репорт ВВМ-1975, - № 1.

5. Крашенинников В.И. (соавторы Артамонов П.И., Осипов В.К., Люблев В.М.). Экспериментальное исследование динамики волнового зубчатого редуктора для системы автоматического управления // Реферативная рукопись сб. Репорт ВВМ-1975, - № 2.

6. Крашенинников В.И., Фурсак Ф.И. Вероятностный расчет мертвого хода волновой зубчатой передачи // Реферативный журнал ВВМ, серия Общетехническая, - 1978, - № 17.

7. Крашенинников В.И., Тарабарин В.Б. Исследование заклинивания в волновой зубчатой передаче. // Известия ВУЗов, Машиностроение. - 1981, - № 8, - С. 37-40.

8. Крашенинников В.И. Экспериментальное исследование мертвого хода и момента трогания зубчатого редуктора следящей системы // Сб. Реферативная информация по радиоэлектронике, - 1970, - № 17, - реф. 16730.

9. Крашенинников В.И. Аналитическое и структурное представление волнового зубчатого редуктора в системе автоматического регулирования. // Известия ВУЗов Машиностроение. - 1973, - № 9, - С. 48-53.

10. Крашенинников В.И. Исследование резонансных характеристик волнового зубчатого редуктора // Известия ВУЗов Машиностроение. - 1974, - № 8, - С. 44 + 48.