М163754

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

ПОПОВ Павел Кириллович

ИССЛЕДОВАНИЕ ОШИБОК УГЛОВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВЫХОДНОГО ВАЛА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

(05.161—Машиноведение и детали машин)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1972

Работа выполнена в МВТУ имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —

кандидат технических наук, доцент Шувалов С. А.

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР
доктор технических наук, профессор Спицын Н. А.,

кандидат технических наук, доцент Семин Ю. И.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан «12» мая 1972 г.

Защита диссертации состоится 19 июня 1972 г.
на заседании Совета Конструкторско-механического факультета Московского орден
го Знамени высшего те
мана, по адресу: Моск

Ваши отзывы на ав
ные печатью, просьба

С диссертацией мож
имени Н. Э. Баумана.

Ученый секретарь
к. т. н., доцент

М163754

Л-89140 от 28/IV-72 г. Т

1163754
Попов П.К. Исследование с

время в приводах различных машин начинает применяться новый тип зубчатой передачи - волновая передача. Отличительным признаком этой передачи является наличие гибкого зубчатого колеса, деформируемого генератором волн с целью получения большого числа зубьев в одновременном зацеплении.

Волновая передача позволяет получать большие передаточные числа в одной ступени (от 50 до 400) при достаточно высоком к.п.д. (до 80-90 процентов), обладает высокой нагрузочной способностью, обеспечивает возможность передачи вращения в замкнутый (герметичный) объем. Для следящего привода важным преимуществом передачи является высокая кинематическая точность и отсутствие свободного мертвого хода. В волновой передаче трудно реализовать малые передаточные числа (менее 50). Крутильная жесткость передачи относительно невелика.

1163754

Реферируемая работа посвящена исследованию ошибок углового положения выходного вала волновой зубчатой передачи. Ошибки положения рассматриваются как сумма кинематических ошибок, упругих мертвых ходов и динамических ошибок, появляющихся в неустановившемся режиме работы привода.

Во введении отмечено, что многопарность зацепления в волновой зубчатой передаче обеспечивает ей высокую кинематическую точность и отсутствие свободных мертвых ходов. Решетов Д.Н. в докладе на Всесоюзной конференции по жесткости в машиностроении (Брянск, 1971 г.) отмечал, что увеличение числа точек контакта является основной тенденцией современного точного машиностроения. По числу пар зубьев в одновременном зацеплении волновая передача не имеет себе равных и, в силу этого, может претендовать на преимущественное применение в точных приводах машин.

В первой главе работы анализируются существующие немногочисленные исследования по точности и крутильной жесткости волновых передач. Первые сведения о высокой кинематической точности волновой передачи опубликовал ее изобретатель Массер В. (США). В работах Массера В. предполагается, что основным фактором, способствующим повышению точности волновых передач, является многопарность зацепления.

Первые теоретические исследования кинематической точности волновых зубчатых передач выполнены в работах Гинзбурга Е.Г., Черновой Л.С., Цейтлина Н.И., Шамирян-Пехлеваняна Р.И.

Чернова Л.С. исходила из положения, что в каждой зоне контактирует только одна пара зубьев, имеющая наибольшую ошибку.

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Между боковыми поверхностями остальных зубьев существует зазор. Поэтому решающим фактором повышения кинематической точности считается увеличение числа волн (зон зацепления). Ошибки генератора волн не учитывались.

Работы других упомянутых авторов принципиально не отличаются от работы Черновой Л.С. В работе Шамирян-Пехлеваняна Р.И. экспериментально показано, что в ненагруженной волновой передаче, выполненной с однопарным зацеплением в каждой зоне, кинематическая точность соответствует вычисленной по принятой расчетной схеме. При незначительном же нагружении передачи крутящим моментом кинематическая точность резко повышается. На взаимосвязь повышения кинематической точности с увеличением числа одновременно зацепляющихся зубьев не было обращено должного внимания.

Исследования крутильной жесткости проводились Осиповой О.М., Хидяевым А.И., Скворцовой Н.А., Семиным Ю.И. на передачах с малым числом зубьев в зацеплении. В связи с этим в передачах существовал свободный мертвый ход. Крутильная жесткость волновой передачи получалась значительно ниже, чем в обычных передачах. В предлагаемых расчетных схемах для определения крутильной жесткости (Осипова О.М.) не учитывалась податливость генератора волн. Поэтому при расчетах податливость тихоходного вала оказывала большое влияние на крутильную жесткость сравнительно с остальными звеньями волновой передачи. Точность и жесткость в рассмотренных исследованиях не связывались между собой, что не позволяло найти ошибку положения выходного вала передачи и обоснованно судить о возможности применения передачи в том или ином приводе.

В работах Шувалова С.А. показана возможность создания работоспособных волновых передач с большим числом пар зубьев в одновременном зацеплении, как для кинематических (ненагруженных), так и для силовых передач. Испытания этих волновых передач в лаборатории проф. Иванова М.Н. показали, что многопарность зацепления в них доходит до 50 процентов при высоких долговечности, нагрузочной способности и к.п.д. В дальнейшем под термином волновая передача мы будем понимать передачу, имеющую не только гибкое зубчатое колесо и генератор волн, но и большое число пар зубьев в одновременном зацеплении (более 10 процентов от числа зубьев гибкого колеса).

В работе ставились задачи:

- Исследовать влияние конструктивных и технологических параметров на кинематическую точность и крутильную жесткость волновой

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
им. Н. Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

передачи;

- Дать методику экспериментальных исследований указанных качественных характеристик и рекомендации для их оценки на стадии проектирования передачи.

Эти задачи, как показывает обзор литературы, для данного типа волновых передач (с многопарным зацеплением) решаются впервые.

Вторая глава работы посвящена теоретическому анализу кинематических ошибок волновой передачи. Многопарность зацепления, повышенная податливость гибкого зубчатого колеса и дополнительное опирание гибкого зубчатого колеса на генератор волн являются определяющими конструктивными отличиями волновой передачи от обычной зубчатой. В технологии же изготовления деталей волновой передачи принципиальных отличий от обычной зубчатой передачи нет. Этим определяется возможность использования существующих допусков стандартов и методов расчета ошибок обычных передач для волновой зубчатой передачи.

Ошибки генератора волн, шага соседних зубьев колес проявляются с частотой вращения быстроходного вала, накопленная ошибка зубчатых колес - с частотой вращения тихоходного вала. Отношение частот кратно передаточному числу. Случайный характер большинства первичных ошибок зубчатой передачи, примерно одинаковые их значения и малая вероятность проявления наибольших ошибок механизма при снятии отсчета определяют вероятностные методы расчета ошибок положения. Если за основу расчета ошибок положения принять, например, широко распространенную в промышленности методику расчета по РМО 1051-67 для мелкомодульных зубчатых передач, то для волновой передачи при условии зацепления одной пары зубьев в каждой зоне можно найти практически предельную (вероятную) ошибку положения так же, как и для обычной передачи

$$\Delta\varphi_{пер} = 0{,}25\sum_{j=1}^{m} i_j \cdot \delta F'_{\Sigma_j} + 0{,}4\sqrt{\sum_{j=1}^{m}(i_j \delta F'_{\Sigma_j})^2} + 0{,}5\left[\sum_{k=1}^{n} i_k (\alpha_м)_{вер} + {}^{(I)}\alpha_{z_g}\right],$$

где $\delta F'_{\Sigma_j}$ - допуски в угловых минутах на кинематическую погрешность колес по соответствующим ГОСТ;

$i_k; i_j$ - угловые передаточные отношения от данного колеса, узла или детали к конечному звену передачи;

$(\alpha_м)_{вер}$ - вероятные люфты в сочленениях узлов зубчатой передачи в угловых минутах;

α_{z_g} - расчетное значение упругого мертвого хода передачи в угловых минутах.

В стандартах под термином "зубчатое колесо" понимается кинематическое звено передачи, состоящее из собственно колеса, его оси и подшипников качения. Следовательно, для волновой передачи при расчете кинематической погрешности гибкого колеса необходимо учитывать погрешности изготовления и монтажа генератора волн $\sum_{n=1}^{p} \delta\rho_n \cdot i_n$.

Проявлению ошибок отдельных пар зубьев (I) в волновой передаче препятствует большое число пар зубьев в одновременном зацеплении. Запись нагрузки на зуб, сделанная Финогеновым В.А., показывает, что продолжительность зацепления каждого зуба соответствует повороту генератора на угол 60^0 ... 90^0, а неравномерность максимальной нагрузки по зубьям не превосходит I,I + I,I7. При большом числе одновременно зацепляющихся зубьев происходит выравнивание ошибок отдельных пар зубьев за счет изгибных и контактных деформаций зубьев, обода гибкого колеса и генератора волн. Это выравнивание пропорционально числу пар зубьев в одновременном зацеплении в степени m, т.е. Z_{Σ}^{m}. На основе вероятностных представлений о суммарной ошибке передачи, как результате измерения отдельных случайных ошибок однопарного зацепления, показатель степени m можно принять равным I/2, а по контактным деформациям m = 2/3. Уравнение, определяющее ошибку положения выходного вала волновой зубчатой передачи в угловых секундах в зависимости от допусков на изготовление зубчатых колес, генератора волн и с учетом многопарности зацепления имеет вид

$$\Delta\varphi_{\Sigma}'' = \frac{K_в}{Z_{\Sigma}^{m}} \left[0{,}25\left(\sum_{j=1}^{m} \delta F_{\Sigma j} + \frac{\pi d_в}{4 U \Delta_y \cdot i_в} \cdot \sum_{n=1}^{p} \delta\rho_n\right) + \right. \qquad (2)$$

$$\left. + \sqrt{\sum_{j=1}^{m}\left[\left(\delta F_{\Sigma j}\right)^2 + \left(\frac{\pi d_в}{4 U \Delta_y i_в}\right)^2 \sum_{n=1}^{p} \left(\delta\rho_n\right)^2\right]} \cdot \frac{412{,}8}{d_в} + 0{,}5\alpha_{\Sigma g}''\right],$$

где $K_в$ – технологический коэффициент (0,8 + I,2);

Z_{Σ} – число пар зубьев в одновременном зацеплении;

m – показатель степени (= I/2 ... 2/3);

$\delta F_{\Sigma j}$ – допуски в микронах на кинематическую погрешность колес по соответствующим ГОСТ;

$\delta\rho_n$ – допуски в микронах на радиальные размеры деталей генератора волн;

$d_в$ – диаметр делительной окружности вращающегося колеса;

U – число волн деформации;

Δ_y - радиальная деформация гибкого элемента;

α_{z_g} - расчетное значение упругого мертвого хода передачи в угловых секундах.

В уравнении (2) принято:

- передаточное число от неподвижного колеса к вращающемуся равно единице, т.к. числа зубьев колес отличаются на величину $U = 2 \div 3$.

- передаточное число от быстровращающихся звеньев генератора волн к вращающемуся колесу равно передаточному числу волновой передачи.

- передаточное число от осциллирующих звеньев генератора к вращающемуся колесу равно единице.

- диаметры зубчатых колес равны диаметру делительной окружности вращающегося колеса.

Значения численных вероятностных коэффициентов приняты на основе опытных данных для обычных зубчатых передач и обеспечивают наиболее близкое совпадение расчетных результатов с данными измерений фактических ошибок положения в партиях зубчатых передач. Зависимость (2) основана на допусках стандартов и может быть применена конструктором на стадии проектирования передачи для обоснованного назначения степени и класса точности изготовления деталей передачи. Пользуясь функциональной частотно-векторной диаграммой ошибок, можно подобрать передаточное число и частоту вращения привода так, чтобы ошибки передачи ослаблялись до необходимого уровня соответствующими электрическими и механическими фильтрами помех системы.

Расчетный диапазон кинематических ошибок волновых передач - угловые секунды. Для обычных передач, при тех же передаточных числах, соизмеримых габаритах и нагрузочной способности, диапазон кинематических ошибок - угловын минуты. Увеличение числа зубьев в одновременном зацеплении до определенного уровня (25 ... 30% от числа зубьев гибкого колеса) является решающим фактором повышения кинематической точности волновой передачи. Недостатком волновой передачи является то, что амплитуда высокочастотной составляющей больше, чем низкочастотной, хотя она и выражается угловыми секундами. Это обусловлено ошибками изготовления генератора волн.

Третья глава работы посвящена экспериментальному исследованию кинематической точности волновых передач. На основе анализа существующих методов измерений, данного в первой главе работы, предпочтение отдано оптическому методу с использованием высоко-

точных зеркальных лимбов и многогранных призм в качестве шкал, а также микроскопа, каллиматора или теодолита в качестве отсчетного устройства. Проведенная сравнительная аттестация методов измерений, с привлечением индуктивно-фазового метода измерения кинематической точности, показала, что может быть достигнута точность отсчета $\pm 3''$. Недостатком оптических методов измерений является их высокая трудоемкость и дискретность отсчета. Последний недостаток приводит к ухудшению замеренной кинематической точности передачи.

Экспериментальные исследования ставили своей целью проверить влияние многопарности зацепления и ошибок генератора волн на кинематическую точность волновой передачи. Соответствие результатов расчетов и экспериментов оценивалось коэффициентом $K_\beta = \frac{\Delta\varphi_{эксп}}{\Delta\varphi_{расч}}$. Степень точности зубчатых колес в экспериментах не менялась, т.к. она не является особенностью волновой передачи. В таблице I приведены результаты расчетов по зависимости (2) при $m = I/2$ и экспериментальных проверок кинематической точности волновых передач. Передачи 2 и 3 спроектированы и испытывались Амосовой Э.П. и Черновой Л.С. и включены в таблицу для подтверждения общности полученной теоретической зависимости. Символом $\Delta\varphi$ в таблице обозначена амплитуда кинематической ошибки.

Экспериментальные исследования показали, что полученная теоретическая зависимость (2) правильно и с достаточно высокой точностью отражает физическую картину явлений, происходящих в волновой передаче. Экспериментами на нескольких образцах различных передач подтверждено определяющее влияние на кинематическую точность многопарности зацепления и ошибок генератора волн. На экспериментальных передачах, при одинаковых параметрах, число пар зубьев в одновременном зацеплении изменялось регулируемым генератором волн от 5% до 50%. При этом расчетные значения кинематической ошибки отличались от экспериментальных в пределах I5%.

Четвертая глава работы посвящена экспериментальному исследованию крутильной жесткости волновой зубчатой передачи, определяющей упругие мертвые хода в приводе. Измерение крутильной жесткости передач производилось при нагружении одного из валов крутящим моментом и застопоренном втором вале. Из-за больших передаточных чисел в одной ступени и высокой нагрузочной способности волновой передачи крутящий момент прикладывался к быстроходному валу, а стопорился тихоходный вал; податливость стопорящего устройства оценивалась высокоточным угломерным инструментом. Харак-

Таблица № I

Индекс р-ра	i / da[мм]	m[мм] / M[кгм]	степень точности: гибкого з.к.	степень точности: жесткого з.к	Класс точности осн. деталей	Z_Σ%	$\Delta\varphi''_\Sigma$ эксп	$\Delta\varphi''_\Sigma$ теор	k_B	Примечания
P_{40}	I700(67)	0,3	7Х	7Х	2	30	I06	II7	0,9	Редуктор 2-х ступенчатый, планетарная передача i =224, волновая передача i =67. Гибкое колесо-цилиндр с фланцем-остановлено. Генератор волн 4-х роликовый
	40	0,I								
P^{I00}_{60}	I00	0,3	7С	8С	I-2	50	35	38	0,92	2-х дисковый генератор: Герметичная волновая зубчатая передача.
	60	3...I0			2-3	50	50	52	0,96	Кулачковый генератор: Гибкое колесо-остановлено.
$P^{60}_{60\cdot2}$	60	0,5	7	8	2	6,5	I20	I37	0,9	Роликовый генератор: Гибкий цилиндр-стакан e/D =0,5; h =0,5мм
	60	-				I5	90	89	I	Кулачковый генератор: Генератор самоцентрирующийся
P_{I60}	I00	0,8	7С	8С	2-3	20	78	80	0,98	Дисковый генератор: Гибкий цилиндр-стакан. Остановлено жесткое колесо.
	I60	I00..I60				30	48	50	0,96	Шариковый
						42	32	38	0,84	Роликовый
P^{26I}_{I60}	26I	0,3	7С	7С	3	20	60	60	I	Передача с ограничено податливым жестким колесом.
	I60	I00				I0	90	90	I	Передача с обычным жестким колесом.
P_{250}	I55	0,8	7С	8С	2	25	35	30	I,I5	Гибкий цилиндр стакан с шлицами. Генератор кулачковый. Остановлено жесткое колесо.
	248	300								
P_{325}	I3I00(I3I)	I,25	7С	8С	3	40	55	60	0,9	Редуктор 2-х ступенчатый-волновой. Испытывалась вторая ступень i =I3I. Гибкое колесо цилиндр с фланцем-остановлено. Генератор волн кулачковый.
	325	(8..I2)I0^3								

теристика крутильной жесткости передачи при нагружении моментом в обе стороны вращения вала представляет собой развертывающуюся гистерезисную спираль, замыкающуюся при стационарной амплитуде крутящего момента в гистерезисную петлю. Гистерезис связан с рассеянием энергии в генераторе волн, в зубчатом зацеплении и в стыках деталей. Характеристика жесткости оценивалась по трем параметрам: коэффициенту крутильной жесткости C, коэффициенту относительного рассеяния энергии Ψ и упругому люфту α.

Эксперименты показали, что жесткость и относительное рассеяние нелинейны в функции амплитуд моментов или углов закрутки. Упругий люфт для передач с мембранным креплением гибкого колеса к валу при стремлении момента к нулю также стремится к нулю - в передаче нет свободного мертвого хода.

Исследовалось влияние на характеристику крутильной жесткости величины максимальной радиальной деформации гибкого зубчатого колеса в пределах $\Delta = (0{,}7 \div 1{,}5)m$. При этом для каждой величины деформации выбиралась оптимальная геометрия зацепления, обеспечивающая коэффициент полезного действия в пределах 0,85...0,92 и число пар зубьев в одновременном зацеплении при номинальном моменте около 40 ... 50 процентов.

Испытания передач на крутильную жесткость показали, что с ростом величины относительной деформации коэффициент жесткости C растет, а упругий люфт α и относительное рассеяние Ψ снижаются. Для передачи $i = 100$, $m = 0{,}8$ мм, $d_d = 160$ мм при $M_{кр} = 200$ кгм значение коэффициентов:

$\Delta = 0{,}7m$; $C = 0{,}34 \cdot 10^5$ кгм/рад; $\Psi = 2$; $\alpha = 10'$;

$\Delta = 1{,}0m$; $C = 0{,}85 \cdot 10^5$ кгм/рад; $\Psi = 0{,}8$; $\alpha = 6'$;

Испытания передачи при относительной радиальной деформации $\Delta = 0{,}8m$ с различными типами генераторов волн не обнаружили при номинальных моментах существенного различия между ними в крутильной жесткости: при $M_{кр} = 100$ кгм $C = (0{,}22 \ldots 0{,}24) \cdot 10^5$ кгм/рад. Наименьшие упругие люфты и коэффициенты относительного рассеяния наблюдались у двухдискового генератора волн. Опираясь на проведенные эксперименты, удалось создать приближенную методику расчета характеристики крутильной жесткости передачи. Характер графика зависимости угла закрутки от момента определяется нелинейной зависимостью радиальных деформаций генератора от нагрузки и нелинейной связью радиальных перемещений генератора и углов его поворота внутри овального гибкого колеса. Податливость передачи в окружном направлении определяется как сумма податли-

ливостей генератора волн $\lambda_г(M)$ – в функции момента, податливостей гибкого колеса $\lambda_к$ и тихоходного вала $\lambda_т$.

Упругий мертвый ход

$$\alpha_{z_g} = M[\lambda_г(M) + \lambda_к + \lambda_т] \qquad (3)$$

Закрутка гибкого цилиндра $\alpha_к$ и тихоходного вала $\alpha_т$ вычисляются по известным зависимостям. Закрутка генератора волн $\alpha_г$ вычисляется по зависимости:

$$2\alpha_г = \alpha r c \cos\left(1 - \frac{M_к}{d_в} \cdot tg\alpha \cdot \frac{\lambda_р}{\Delta_y}\right) \qquad (4)$$

где α – угол профиля зацепления,

Δ_y – величина максимальной деформации гибкого колеса,

$M_к$ – крутящий момент при нагрузке и разгрузке передачи,

$\lambda_р$ – радиальная податливость генератора волн.

Радиальная податливость $\lambda_р$ генератора волн может быть найдена экспериментально или расчетным путем через радиальную податливость $\lambda_п$ гибкого подшипника $\lambda_р = K_п \cdot \lambda_п$. Величина $\lambda_п$ находится как сближение колец подшипника под нагрузкой по известной зависимости Герца или по приближенной зависимости Решетова Д.Н., Левиной З.М. Коэффициент подобия $K_п$ тем ближе к единице, чем больше величина относительной радиальной деформации гибкого колеса. Как показали эксперименты в широко распространенном диапазоне радиальных деформаций $\Delta = (0{,}8 \ldots 1)m$ он может быть соответственно принят $K_п = (1{,}5 \ldots 1)$. Расчеты упругих мертвых ходов по зависимости (4) подтверждаются испытаниями передач с различными типами генераторов волн. Испытания показали, что параметры характеристики жесткости передачи с роликовым подшипником генератора выше, так как у него радиальная податливость $\lambda_р$ меньше, чем у шарикового подшипника.

Результаты испытаний на крутильную жесткость ряда передач представлены в таблице 2. Крутильная жесткость волновой передачи P_{I60} равна $(0{,}5 \ldots 1) \cdot 10^5$ кгм/рад, тогда как крутильная жесткость эквивалентной обычной зубчатой передачи по данным Хидяева А.И. равна $(2{,}4 \ldots 5) \cdot 10^5$ кгм/рад, т.е. примерно в 10 раз превосходит крутильную жесткость волновой передачи.

Упругий мертвый ход в волновой передаче, несмотря на меньшую жесткость, соизмерим с суммарным мертвым ходом обычной пере-

дачи (мертвый ход из-за зазоров в зацеплении плюс упругий мертвый ход).

Исследования кинематической точности и крутильной жесткости показали, что волновая зубчатая передача может работать как высокоточный кинематический отсчетный механизм.

Пятая глава работы посвящена исследованию показателей переходного процесса в приводе с волновой зубчатой передачей. Составляющая ошибки углового положения вала за счет упругой закрутки элементов передачи в динамике определяется как

$$\alpha_{din} = \alpha_{z_g} \cdot \mu \qquad (5)$$

где μ – коэффициент динамичности, зависящий от отношения частот собственных и вынужденных колебаний и от демпфирующих свойств системы.

При совпадении собственных и вынужденных частот колебаний $\omega/p = 1$ коэффициент динамичности достигает максимального значения μ_{max}. Для нахождения собственных частот колебаний и коэффициентов динамичности было проведено экспериментальное исследование переходных процессов в приводе с волновой передачей. Стенд для испытаний позволял создать на входе передачи гармоническое и ударное возмущающие воздействия. Проводилась запись крутящих моментов на входе и выходе передачи. Эксперименты показали, что собственная частота системы с достаточной для практики точностью может быть определена по осредненному в рабочем диапазоне моментов коэффициенту крутильной жесткости. При этом можно использовать известные зависимости для стационарной линейной системы, т.е. пренебрегать демпфированием колебаний. Максимальный коэффициент динамичности для исследованных волновых передач при гармоническом возмущающем воздействии не превосходил (2,5 ... 2,8). Он может быть вычислен с помощью статического коэффициента относительного рассеяния ψ по зависимости Поновко Я.Г. с коэффициентом K_n учитывающим вязкие сопротивления

$$\mu_{max} = K_n \cdot \sqrt{\left(\frac{2\pi}{\psi}\right)^2 + 1} \qquad (6)$$

Экспериментально найдены значения коэффициента $K_n = 0{,}45 \ldots 0{,}7$ при гармоническом внешнем воздействии и $K_n = 0{,}7 \ldots 0{,}9$ при ударном внешнем воздействии.

Форма колебательной переходной характеристики приближенно описывается решением линейного дифференциального уравнения второ-

Таблица № 2.

Индекс р-ра	i da[мм]	m[мм] M[кгм]	Mmax	$C\,10^5\left[\frac{кгм}{рад}\right]$	$\psi_{отн}$	$\alpha_{упр}$	Примечание	
P_{40}	67 40	0,3 0,01	0,04	0,001	–	10^n	Выходная ступень редуктора i = 67 ($i_{общ}$ =15295) 4-х роликовый генератор. Гибкое колесо-цилиндр с фланцем-остановлено.	
P_{60}	100	0,3	10	0,0155	–	–	Кулачковый генератор	Передача в герметизированное пространство
	60	3		0,0118	–	–	2-х дисковый генератор	
P_{100}	62	0,8	60	0,295	2,92	10	Шариковый подшипник генератора	Колокообразный цилиндр с фланцем.
	100	80		0,624	2,3	5	Роликовый подшипник генератора	
P_{160}	100	0,8	100	0;222	0,7	8	Кулачковый генератор	Цилиндр с шлицевым закреплением к тихоходному валу.
				0,24	0,5	7	4-х роликовый генератор.	
				0,248	0,325	2	2-х дисковый генератор.	
	160	100	250	0,34	I,8	34	Δ = 0,7m ; h_0=00,026	Кулачковый генератор. Цилиндр с мембранным закреплением к тихоходному валу.
				0,65	I,72	I4	Δ = 0,9m ; h_0 =0,02	
				0,9	I,I6	4	Δ = Im ; h_0 =0,0I4	
P_{325}	I3I 325	I,25 8000	2000	5,25	0,25	I0	Выходная ступень редуктора. i = I3I ($i_{общ}$= I3I00. Кулачковый генератор с двухрядным подшипником.	

го порядка с постоянными коэффициентами. Величины коэффициентов могут быть найдены по аналитической или экспериментальной статической характеристике крутильной жесткости.

Исследования динамики привода с волновой зубчатой передачей показали, что ошибки положения выходного вала при определенных частотах изменения внешней нагрузки значительно отличаются от статических ошибок.

В заключении диссертации даны основные выводы по работе:

I. Получены зависимости для расчета ошибок углового положения выходного вала волновой зубчатой передачи. Ошибки определяются кинематическими ошибками $\Delta\varphi_к$ и упругими мертвыми ходами $\mu\alpha_{\tau_g}$ (в статике коэффициент динамичности $\mu = I$).

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_к + \mu\alpha_{\tau_g}$$

Кинематические ошибки, как правило, лежат в диапазоне угловых секунд, упругие мертвые хода при номинальных крутящих моментах измеряются минутами. Максимальный коэффициент динамичности при гармоническом возмущающем воздействии $\mu_{max} = 2{,}5 \ldots 2{,}8$, при ударном воздействии μ_{max} до 8. Чтобы уменьшить упругий мертвый ход в точных приводах необходимо снижать нагрузки на передачу и избегать резонансных и ударных режимов работы.

2. Кинематическая точность волновой передачи значительно выше чем у обычной за счет большого числа зубьев в одновременном зацеплении. При равных передаточных числах и одинаковой точности изготовления зубчатых колес, ошибка обычной передачи измеряется угловыми минутами, а - волновой передачи - угловыми секундами.

Полученные расчетные зависимости для определения кинематических ошибок позволяют на стадии проектирования обоснованно выбрать класс и степень точности изготовления основных деталей волновой зубчатой передачи. Расчетные значения ошибок, при различных вариантах конструкций, удовлетворительно согласуются с результатами экспериментальных проверок передач на кинематическую точность. Установлена зависимость высокочастотной составляющей кинематической ошибки от погрешностей изготовления генератора волн. Точность его изготовления должна быть высокой.

3. Крутильная жесткость волновой зубчатой передачи ниже чем обычной, но характеристика жесткости неразрывна. Передача не имеет свободного мертвого хода, что существенно улучшает качество следящей системы. За счет отсутствия свободного мертвого хода, меньшая крутильная жесткость волновой передачи не увеличивает

ошибок положения выходного вала сравнительно с обычной передачей.

Исследовано влияние на показатели характеристики крутильной жесткости конструктивных параметров передачи. Упругий мертвый ход при номинальных моментах исмеряется угловыми минутами и для повышения точности отсчетных передач их следует проектировать с достаточным запасом по крутящему моменту.

4. Волновая зубчатая передача, так же как и обычная передача, является колебательным звеном системы управления. Из-за малой крутильной жесткости волновая зубчатая передача имеет сравнительно низкую частоту собственных колебаний. Для исследованных передач частота собственных колебаний лежит в диапазоне (5...10) герц.

Относительное рассеяние энергии в волновой передаче значительно выше чем в обычной. Перегрузки и динамические ошибки, в переходном режиме работы привода со специально спроектированной волновой передачей, могут отличаться от статических не более чем в (1,4 ... 1,8) раза.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах автора:

1. Методика расчета геометрии зацепления волновых зубчатых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 9, 1969 г. (в соавторстве).

2. Конструкция и расчет основных элементов волновых зубчатых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 10, 1969 г. (в соавторстве).

3. Характеристики точности и жесткости волновых зубчатых передач, "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 6, 1970 г. (в соавторстве).

4. Крутильная жесткость волновых зубчатых передач. "Известия ВУЗов. Машиностроение", № 4, 1972 г.

5. Соотношение характеристик точности и жесткости волновых зубчатых передач. Сб.докладов II Всесоюзной конференции по волновым зубчатым передачам. Изд. ЛДНТП и ЛВИКА им. А.Ф.Можайского, Ленинград, 1969 г.

6. Экспериментальное исследование крутильной жесткости волновых передач. Сб.докладов Всесоюзной конференции "Жесткость в машиностроении", Машпром, Брянск, 1972 г.