

На правах рукописи

Пузанов Владимир Юрьевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ НЕОРТОГОНАЛЬНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Специальность 05.02.18 «Теория механизмов и машин»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Ижевск – 2012

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» (г. Ижевск)

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Трубачев Евгений Семенович

Официальные оппоненты:

Бабичев Дмитрий Тихонович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Тюменский государственный нефтегазовый университет», профессор кафедры «Детали машин»

Канаев Александр Семенович, кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «Ижевская государственная сельскохозяйственная академия», доцент кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов»

Ведущая организация: ФГБУН «Институт механики Уральского отделения Российской академии наук»

Защита состоится _____ 5 мая _____ в _____ 10⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д212.065.01 ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова» по адресу: 426069, Удмуртия, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7, ИжГТУ, корп. 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова».

Отзывы на автореферат в 2 экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Электронная версия автореферата размещена на официальном сайте Министерства образования и науки Российской Федерации.

Автореферат разослан «___» _____ 2012 года.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

Щенятский А.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Совершенствование передач зацеплением, применяемых в подавляющем большинстве современных машин и механизмов, было и остается одной из актуальных задач развития машиностроения.

Среди путей решения этой задачи важное место занимает поиск рациональных значений параметров передач, от которых зависят их многие эксплуатационные показатели. К важнейшим среди этих параметров относится угол между осями звеньев передачи. В технике, в частности, в зубчатых передачах, традиционно и с целью упрощения проектирования, технологии изготовления и контроля принято звенья располагать таким образом, чтобы их оси были параллельны или ортогонально (перпендикулярно) расположены. В то же время неортогональность осей может дать существенные энергетические, компоновочные, силовые и экономические преимущества, что подтверждается огромным количеством примеров из живой и неживой природы. В связи с этим поиск интервалов предпочтительных значений межосевого угла представляет большой научный и практический интерес.

Червячные передачи отличаются от других передач зацеплением, прежде всего тем, что в них передаточное число многократно превышает отношение делительных диаметров червяка и колеса, и это позволяет заменить одной компактной передачей многоступенчатый зубчатый редуктор. В то же время им присущи такие недостатки, как: неудачное расположение контактных линий, касательные к которым направлены под малыми углами к вектору относительной скорости, высокая скорость скольжения, низкие скорости перемещения точек контакта по рабочим поверхностям, низкий относительно других типов передач *КПД*, высокая чувствительность к технологическим и монтажным погрешностям. Эти недостатки вызывают необходимость применения для изготовления червячных колес дорогих антифрикционных материалов: оловянистых и безоловянистых бронз, латуней, допускающих сравнительно быструю приработку.

Исследованиям неортогональных червячных передач был посвящен ряд работ, выполненных Н. И. Колчиным, Ф. Л. Литвиным, Л. В. Коростелевым, С. А. Балтаджи, С. А. Лагутиным, Л. И. Назаренко, Е. П. Устиновским в нашей стране, J. Phillips'ом и К. Минковым за рубежом. В этих исследованиях было показано, что неортогональность осей звеньев передачи позволяет в значительной мере устранить перечисленные выше недостатки червячного

зацепления. Однако указанных исследований явно недостаточно, так как значения межосевого угла для рассматриваемых в них неортогональных червячных передач выбирались исключительно большими 90° .

Результаты выполненных нами предварительных расчетов показали, что в неортогональных передачах с цилиндрическим червяком существуют незамеченные ранее интервалы значений параметров, при которых указанные недостатки устраняются наиболее эффективно, и тем самым обеспечивается повышение нагрузочной способности передачи. Кроме того, в известных нам работах не рассматривались вопросы локализации контакта в неортогональных червячных передачах, и не оценивалась их чувствительность к погрешностям изготовления и сборки.

Объектом исследования в настоящей работе является неортогональная червячная передача (НЧП) с цилиндрическим червяком, а **предметом исследования** – характеристики качества зацепления при неортогональном расположении осей звеньев.

Целью настоящей работы является улучшение эксплуатационных показателей неортогональных червячных передач на основе результатов исследования их новых разновидностей и выявления рациональных диапазонов значений параметров, обеспечивающих более благоприятные показатели зацепления.

Для достижения поставленной цели в работе решаются следующие **задачи**.

1. Анализ результатов известных исследований неортогональных червячных передач с целью поиска резервов их совершенствования.
2. Разработка подхода к проектированию НЧП с благоприятными характеристиками зацепления на основе применения понятия осей зацепления.
3. Анализ влияния геометрических параметров НЧП на их геометро-кинematicкие, силовые и эксплуатационные характеристики.
4. Исследование способов обеспечения локализованного контакта в НЧП.
5. Исследование чувствительности НЧП к действию монтажных погрешностей.
6. Выработка рекомендаций по рациональному выбору параметров НЧП.
7. Экспериментальная проверка результатов исследований на опытном и серийном образцах неортогонального червячного редуктора.

Методы исследования. Теоретические исследования выполнены на основе теории зубчатых зацеплений с применением аналитических и

численных методов решения систем уравнений и компьютерного моделирования. Экспериментальные исследования выполнены в соответствии с принятой методикой и технологией испытания низкоскоростных тяжело нагруженных редукторов приводов трубопроводной арматуры (ТПА).

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректным применением методов анализа и синтеза зубчатых зацеплений, результатами экспериментальных исследований опытных образцов редукторов.

На защиту выносятся:

- 1) алгоритм синтеза неортогонального червячного зацепления на основе использования понятия осей зацепления;
- 2) результаты исследований влияния геометрических параметров НЧП на их геометро-кинематические, силовые и эксплуатационные характеристики;
- 3) результаты исследований влияния параметров станочного зацепления на локализацию контакта в НЧП и влияния монтажных погрешностей на показатели качества зацепления НЧП;
- 4) примеры реализации результатов работы при проектировании, изготовлении и испытании редукторов с НЧП.

Научная новизна работы состоит в следующем:

- 1) разработан алгоритм синтеза НЧП с улучшенными показателями зацепления с использованием понятия осей зацепления;
- 2) на основе результатов исследований:
 - выявлены особенности влияния основных параметров НЧП на ее геометро-кинематические, силовые и эксплуатационные характеристики;
 - определены рациональные диапазоны исходных параметров НЧП, при которых обеспечиваются благоприятные условия зацепления;
 - показана возможность локализации контакта в этих передачах с применением как специального, так и стандартного инструмента;
 - выявлены особенности влияния параметров станочного зацепления и некоторых параметров рабочего зацепления на степень продольной модификации зубьев колеса;
- 3) в результате сравнительной количественной оценки влияния монтажных погрешностей на качество зацепления сопряженных и модифицированных рабочих поверхностей ортогональных и неортогональных разновидностей червячных передач показана меньшая чувствительность последних к действию

указанных погрешностей, а также эффективность локализации контакта в качестве инструмента снижения этой чувствительности.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- 1) на основе исследований НЧП, а также опыта изготовления и испытаний опытного образца редуктора разработаны рекомендации по рациональному проектированию указанных передач и технологическому расчету станочного зацепления для обеспечения локализованного контакта;
- 2) спроектирован, изготовлен и испытан опытный образец неортогонального червячного редуктора;
- 3) разработана конструкция низкоскоростного тяжело нагруженного неортогонального червячного редуктора привода ТПА.

Результаты работы внедрены в практику проектирования и исследования НЧП в Институте механики ИжГТУ; на предприятии ООО "Роспривод" изготовлен и испытан серийный образец предложенной конструкции низкоскоростного тяжело нагруженного неортогонального червячного редуктора РЗА-СЧн-64000 привода ТПА.

Апробация работы. Основные результаты работы были доложены на первом форуме молодых ученых, в рамках международного форума "Качество образования" в г. Ижевске в 2008 г.; на научно-технической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения» в г. Ижевске в 2008 г.; на третьей международной конференции "Power Transmissions 09" в г. Халкидики, Греция в 2009 г.

Публикации. Результаты работы изложены в 8 научных работах, включающих в том числе одну монографию и 4 работы, опубликованные в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка, включающего 123 наименования, и приложений. Работа изложена на 146 страницах и содержит 63 рисунка и 6 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, сформулирована цель и поставлены задачи исследования, представлены научная новизна и практическая ценность работы.

В первой главе приводится описание передач типа червячных:

особенности геометрии и кинематики, обусловленные ими достоинства и недостатки, области и примеры механизмов, в которых эти передачи применяются. В частности, указываются такие недостатки ортогонального червячного зацепления, как неблагоприятное расположение контактных линий (низкие значения углов между вектором относительной скорости и касательными к контактными линиям), большие скорости скольжения, а также низкие скорости перемещения контактных точек по рабочим поверхностям звеньев. Следствием перечисленных недостатков являются неблагоприятные условия смазывания контакта, существенный нагрев передачи (вследствие значительных потерь на трение), соответственно, низкий коэффициент полезного действия (относительно других типов передач), высокая вероятность заедания передачи и высокая чувствительность к действию технологических и монтажных погрешностей и деформаций. Указанные факторы, в свою очередь, обуславливают необходимость принятия дополнительных мер по отводу тепла из зоны зацепления, повышенные требования к точности изготовления передач и их монтажу, а также применение для изготовления червячных колес дорогих антифрикционных материалов, допускающих сравнительно быструю приработку, вместо стали. Последнее в совокупности с низким коэффициентом перекрытия передачи в значительной степени ограничивает ее нагрузочную способность.

В качестве инструмента для преодоления указанных недостатков предлагается отход от ортогонального расположения звеньев, указываются возможные преимущества от применения неортогональности. Анализируются выполненные ранее работы в области исследования неортогональных зубчатых, в том числе червячных, передач, выявляются неизученные вопросы. На основе результатов предварительных исследований сформулированы основные предпосылки для разработки неортогональных разновидностей червячных передач. Важным элементом рассматриваемого вопроса является проектирование червячных передач в общем случае расположения осей звеньев. В работе рассмотрены алгоритм и структура автоматизированного проектирования червячных передач.

Во **второй главе** представлены применяемые математические модели и методы исследования геометрических, кинематических, силовых и эксплуатационных показателей сопряженного червячного зацепления при произвольном значении межосевого угла, также описываются применяемые

методы исследования передач с локализованным контактом и передач, подверженных действию технологических и монтажных погрешностей.

Как показано еще Л. В. Коростелевым, качество зацепления, т.е. условия образования масляного клина между контактирующими поверхностями, интенсивность теплообразования и теплоотвода в зоне контакта, величины контактных напряжений и, в конечном итоге, нагрузочная способность и долговечность передачи, определяется комплексом геометро-кинематических показателей, включающим суммарную длину контактных линий, скорости перемещения и относительного скольжения точек контакта, углы между касательными к контактными линиям и вектором скорости скольжения, приведенные радиусы кривизны рабочих поверхностей.

При анализе сопряженного зацепления для расчета указанных показателей используется кинематический метод, развитый в работах В. А. Шишкова, Я. С. Давыдова и Ф. Л. Литвина, а также метод Е. С. Трубачева, согласно которому нормаль к огибаемой поверхности записывается в виде векторного поля, а вектор скорости изменения орта нормали в точке контакта определяется как градиент векторного поля орта нормали по вектору скорости контактной точки.

Для исследования передач с локализованным контактом применен предложенный Е. С. Трубачевым метод расчета параметров формообразования зубьев (параметров станочной наладки), который позволяет обеспечивать локализацию контакта в практически любой требуемой зоне на поверхности зуба и при этом не подразумевает существенного усложнения технологии производства: производящий и рабочий червяки имеют постоянный шаг и профиль, при зубообработке не вводятся никаких дополнительных движений.

Согласно этому методу выбор параметров станочной наладки производится в две стадии:

стадия 1 (проектировочный расчет) – локальная оценка локализованного контакта в выбираемых расчетных точках;

стадия 2 – оценка модификаций каждой из боковых поверхностей.

При этом на *стадии 1* проектировщик задает станочный межосевой угол, модуль и число заходов производящего червяка, а станочное межосевое расстояние, наружный диаметр производящего червяка, нормальные углы профиля и толщину витка определяет из условия обеспечения первого порядка сопряжения в расчетных точках (в формулировке Г. И. Шевелевой), то есть касания рабочих поверхностей при заданном передаточном отношении.

Анализ червячного зацепления под действием погрешностей производится на основе расчета приведенных зазоров между контактирующими поверхностями.

Также приводится краткое описание компьютерной системы "SPDIAL+", разработанной в Институте механики ИжГТУ, в которой реализованы описанные выше методы исследования зацеплений червячного типа, и рассмотрены особенности ее применения к проектированию и исследованию неортогональных червячных цилиндрических передач.

Далее рассматривается синтез неортогональных червячных передач на основе применения понятия осей зацепления. Расположение осей зацепления в этих передачах исследовано в работах Ф. Л. Литвина, Л. В. Коростелева, С. А. Балтаджи, С. А. Лагутина, В. И. Гольдфарба, Е. С. Трубачева и др. Уравнения осей зацепления в неподвижной системе координат, ось z которой совпадает с осью геликоидного червяка, а ось x – с межосевой линией передачи следующие:

$$\begin{cases} x_{I,II}^2 + x_{I,II} [a_w - p_\gamma (i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma - \operatorname{ctg} \Sigma)] + a_w p_\gamma \operatorname{ctg} \Sigma = 0, \\ x_{I,II} z_{I,II} + y_{I,II} a_w \operatorname{ctg} \Sigma = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где a_w и Σ – межосевые расстояние и угол, i_{12} – передаточное отношение, p_γ – винтовой параметр червяка, а символы I,II – указывают на принадлежность координат к соответствующей оси зацепления.

Первое из уравнений (1) имеет 2 решения, соответствующие двум осям зацепления, при дискриминанте $D > 0$. При этом x_I и x_{II} имеют одинаковые знаки при $p_\gamma a_w \operatorname{ctg} \Sigma > 0$ (то есть для правого червяка – $p_\gamma > 0$, что выполняется при $0^\circ < \Sigma < 90^\circ$). При $D < 0$ указанное уравнение не имеет решений.

При $D = 0$ квадратное уравнение (1) вырождается в линейное, оси зацепления сливаются в одну линию:

$$D = p_\gamma^2 (i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma - \operatorname{ctg} \Sigma)^2 - 2p_\gamma a_w (i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma + \operatorname{ctg} \Sigma) + a_w^2 = 0 \quad (2)$$

Два значения, получаемые при решении уравнения (2):

$$p_{\gamma 1,2}^\exists = \frac{a_w [(i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma + \operatorname{ctg} \Sigma) \pm 2\sqrt{i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma \operatorname{ctg} \Sigma}]}{(i_{12} \operatorname{cosec} \Sigma - \operatorname{ctg} \Sigma)^2} \quad (3)$$

определяют интервал значений p_γ , внутри которого $D < 0$, и при которых передача не имеет осей зацепления. При этом меньшему решению (знак «–» перед корнем) соответствует передача с внешним зацеплением червяка и колеса. Установлено, что в этом случае неортогональная червячная передача

может не только существовать, но и обладать благоприятными характеристиками зацепления.

На основании вышеизложенного предложен следующий алгоритм синтеза неортогональной червячной передачи, не имеющей осей зацепления и обладающей благоприятными характеристиками зацепления:

1. Выбор передаточного отношения i_{12} .
2. Выбор межосевого расстояния a_w .
3. Выбор межосевого угла Σ (из интервала значений $70^\circ \dots 80^\circ$).
4. Расчет величины $p_{\gamma 2}^{\ominus}$ по (3).

5. Расчет модуля червяка по зависимости:
$$m_1 = \frac{(2,0 \dots 2,1) p_{\gamma 2}^{\ominus}}{z_1} \quad (4)$$

6. Выбор делительного диаметра червяка d_1 .

На рис. 1 представлены поля зацепления передач, спроектированных по описанному выше алгоритму и не имеющих осей зацепления. В таблицу 1 сведены геометро-кинематические и эксплуатационные показатели, соответствующие их зацеплениям, при частоте вращения червяка $n_1 = 50$ об/мин, вращающем моменте на валу колеса $T_2 = 4000$ Нм и коэффициенте трения в зацеплении $f = 0,1$.

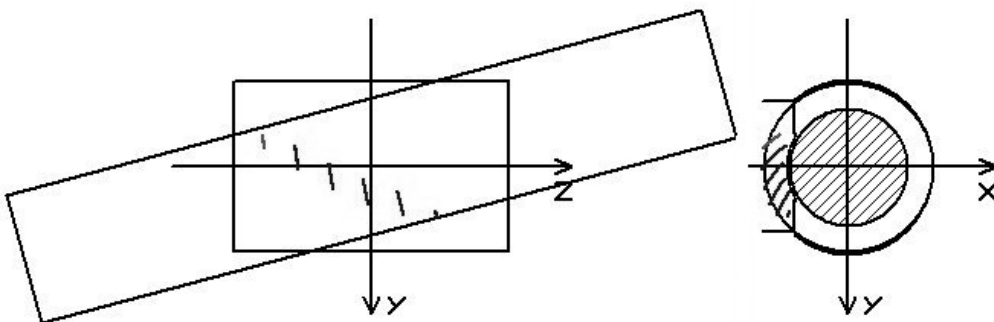
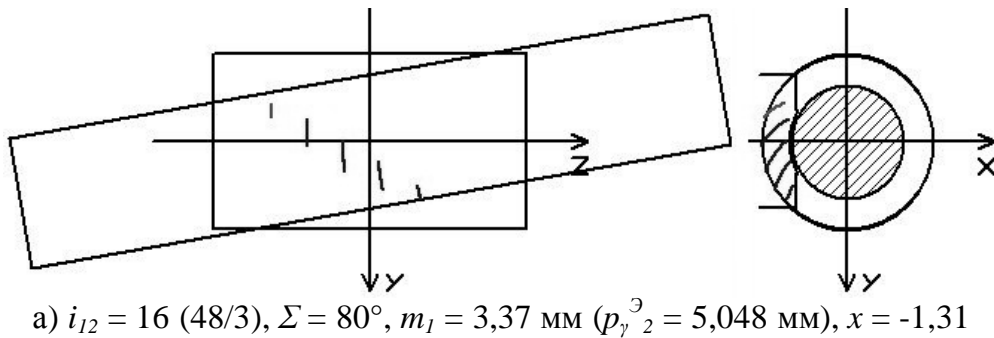


Рис. 1. Поля зацепления неортогональных червячных передач, не имеющих осей зацепления ($a_w = 100$ мм, $d_1 = 36$ мм)

Таблица 1. Геометро-кинематические и эксплуатационные показатели неортогональных червячных передач, не имеющих осей зацепления

Вариант	v_s , мм/с	v_{r1} , мм/с	v_{r2} , мм/с	$\alpha_{s\text{ ср}}$, °	$\alpha_{s\text{ мин}}$, °	ρ_{np} , мм	σ_H , МПа	КПД
а	106	64	13	48	30	48	1096	0,69
б	101	68	7	48	30	36	1236	0,57

Третья глава посвящена исследованиям в пространстве параметров неортогональных червячных передач. Выполнено исследование и сравнение сопряженного червячного зацепления с различными значениями межосевого угла (в том числе с ортогональным расположением осей звеньев). В частности, исследовано влияние выбора геометрических параметров червячной передачи (межосевого угла Σ , делительного диаметра червяка d_1 , углов профиля витков червяка $\alpha_{L,R}$ – профиль симметричный, коэффициента смещения x) на ее геометро-кинематические, силовые и эксплуатационные показатели:

- скорости v_s скольжения, v_{r1} и v_{r2} перемещения контактных точек по поверхностям зубьев;
- коэффициент перекрытия ε ;
- углы α_s между касательной к линиям сопряженного контакта и вектором v_s ;
- суммарную длину l_Σ контактных линий;
- приведенные радиусы ρ_{np} кривизны;
- контактные напряжения σ_H ;
- осевую составляющую F_{al} силы, действующей на червяк в зацеплении;
- КПД передачи.

На рис. 2 показаны некоторые примеры полученных зависимостей влияния межосевого угла на показатели зацепления червячных передач. Анализ полученных в исследовании результатов позволил установить, что своих наилучших значений такие важные (с точки зрения условий смазывания в зацеплении, теплоотвода и контактной прочности) геометро-кинематические показатели как $v_{r1,2}$, α_s и ρ_{np} достигают при межосевых углах меньше 90° , меньших значениях делительного диаметра и больших углах профиля витков червяка, а также при отрицательных значениях коэффициента смещения. Кроме того, при неортогональном расположении осей звеньев в червячных передачах возрастает коэффициент перекрытия. В конечном итоге при таком сочетании геометрических параметров передачи создаются условия для существенного повышения ее нагрузочной способности и возможность применить закаленную

сталь при изготовлении червячного колеса, не опасаясь заедания рабочих поверхностей звеньев.

Далее рассматривается влияние параметров станочного зацепления на модификацию боковых поверхностей зубьев червячного колеса. В частности, показано, что локализация контакта в неортогональной червячной передаче может быть обеспечена изменением следующих параметров станочной наладки в сравнении с параметрами передачи (причем степень локализации тем больше, чем больше это изменение):

- уменьшением станочного межосевого угла Σ_0 по сравнению с межосевым углом в передаче Σ (рис. 3а);
- уменьшением модуля производящего червяка m_0 по сравнению с модулем рабочего червяка m_1 (при $\Sigma \leq 90^\circ + \gamma_1$, где γ_1 – угол подъема линии витка червяка) (рис. 3в);
- увеличением m_0 по сравнению с m_1 (при $\Sigma > 90^\circ + \gamma_1$) (рис. 3г);
- увеличением числа заходов производящего червяка z_0 по сравнению с числом заходов рабочего червяка z_1 , однако, поскольку с увеличением их разницы значительно возрастают модификации зубьев, а также расчетные значения наружного диаметра производящего червяка d_{a0} и станочного межосевого угла a_{w0} , то этот способ является нецелесообразным.

Контакт может быть также локализован при комплексном изменении параметров наладки в сравнении с параметрами передачи:

- одновременным изменением Σ_0 и m_0 (рис. 3б);
- одновременным увеличением z_0 (на единицу), m_0 и Σ_0 (рис. 3д);
- одновременным уменьшением z_0 (на единицу), m_0 и Σ_0 (рис. 3е).

Также установлено, что в большинстве случаев отклонения поверхности зуба колеса распределяются асимметрично – со стороны входа червяка в зацепление они оказываются большими, чем со стороны выхода. С одной стороны, это дает полезный эффект, снижая вероятность кромочного контакта на входе червяка в зацепление и, соответственно, обеспечивая более плавную работу передачи, но, с другой, – при чрезмерно больших значениях отклонений (более $0,05m_1$) может привести к концентрации нагрузки на малой площади.

Во второй части исследования решена задача локализации контакта в более сложной и практически востребованной постановке – при условии, когда жестко заданы некоторые параметры наладки, а именно, параметры имеющейся стандартной червячно-модульной фрезы.

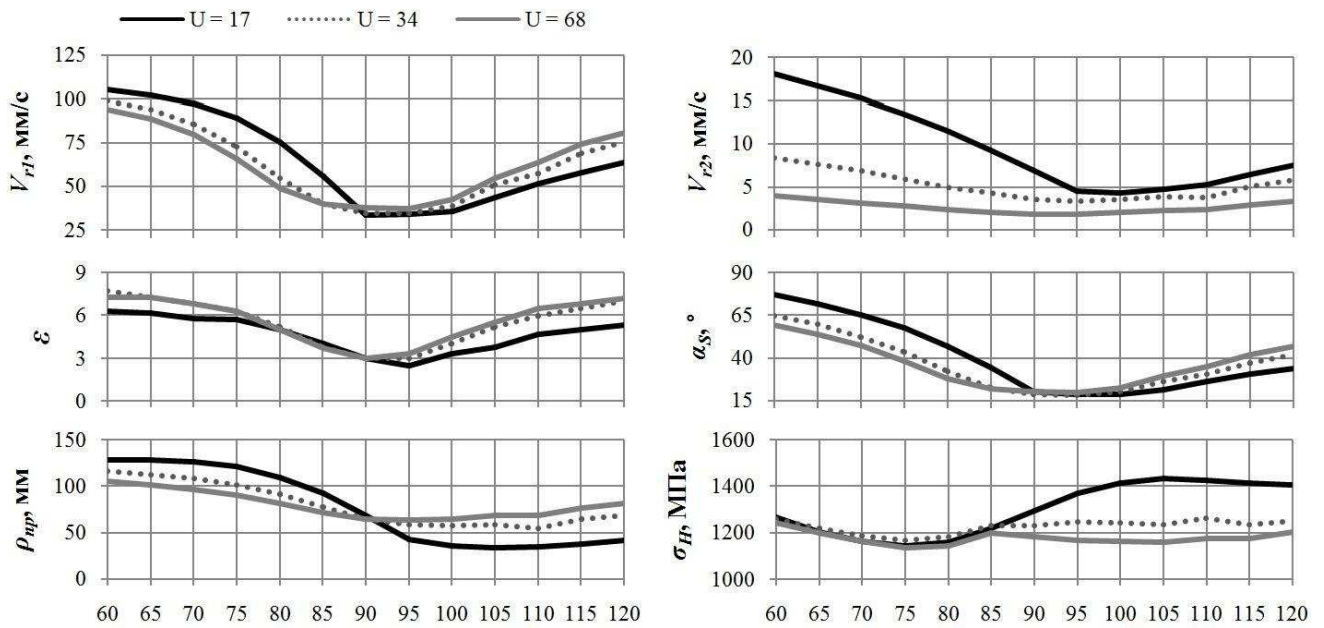


Рис. 2. Влияние выбора межосевого угла на показатели зацепления червячной передачи

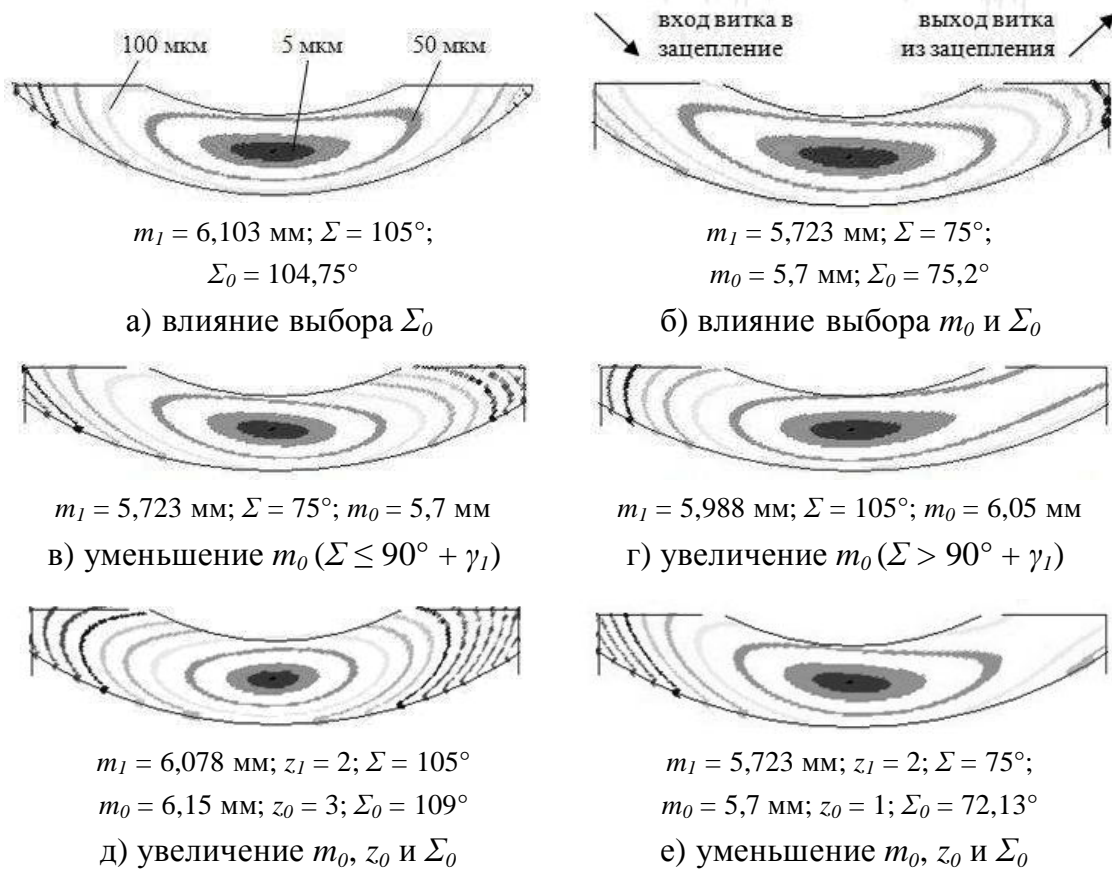


Рис. 3. Исследование локализованного контакта в неортогональной червячной передаче

Кроме этого, выполнено исследование и сравнение точности ортогональных и неортогональных червячных передач (в качестве прототипа выбрана передача редуктора РЗА-СЧн-64000 с $\Sigma = 75^\circ$). Изучены зависимости функциональных показателей точности и бокового зазора (циклической погрешности зубцовой частоты $f_{z\text{зор}}$, площади суммарного пятна контакта *СПК* и минимального бокового зазора $j_{n \text{ min}}$) от действия монтажных погрешностей (погрешностей межосевого расстояния и угла, смещения средней плоскости колеса) в отдельности. Некоторые результаты этого исследования отображены на рис. 4. На первом графике, построенном для передачи с $\Sigma = 75^\circ$, видно, что даже при отсутствии погрешностей пятно контакта занимает не всю площадь боковой поверхности зуба – это вызвано большим переходным участком в зацеплении ($x \approx -2$). Поэтому сравнительная оценка по *СПК* чувствительности исследуемых передач к действию погрешностей производилась по его относительному изменению в сравнении со случаем отсутствия погрешностей.

Анализ результатов позволил сделать следующие выводы:

- неортогональные червячные передачи оказались менее чувствительными к действию погрешностей, чем ортогональная передача, что согласуется с аналогичным выводом в работах Л. И. Назаренко и Е. П. Устиновского;
- в большинстве случаев монтажные погрешности оказывают асимметричное влияние на качество зацепления: показатели точности для отрицательных и положительных значений погрешностей различны;
- локализация контакта является эффективным инструментом снижения чувствительности (в основном, по показателям контакта зубьев и бокового зазора) как ортогональных, так и неортогональных передач, к действию погрешностей сборки.

В **четвертой главе** на основе результатов исследований сформулированы основные рекомендации по проектированию неортогональных червячных передач.

- Межосевой угол предпочтительно выбирать из интервала $70^\circ \dots 80^\circ$, причем бóльшим передаточным числам соответствуют меньшие значения углов. Указанный интервал обусловлен стремлением сохранить достаточно высокий *КПД* и избежать возрастания осевых усилий на колесе (нижняя граница интервала), с одной стороны, и обеспечить благоприятное расположение контактных линий (верхняя граница) – с другой.

- Делительный диаметр червяка следует выбирать из условия обеспечения прочности тела червяка, стремясь к меньшим значениям.
- Коэффициент смещения предпочтительно выбирать из интервала $-2...-1$.
- Следует стремиться к большим углам профиля витка червяка, избегая его заострения.

Далее в работе дано описание особенностей конструкции и изготовления опытного образца неортогонального червячного редуктора и рассматривается конструкция и принцип работы испытательного стенда, на котором выполнены испытания упомянутого выше редуктора. Приводится программа испытаний редуктора. В результате испытаний изготовленная червячная передача (со стальным колесом) выдержала расчетный момент на валу колеса, следов заедания на витках червяка и зубьях колеса не обнаружено, КПД испытанной пары сопоставим с КПД спироидной передачи-аналога. Общий вид редуктора и испытательного стенда представлен на рис. 5. В заключительной части главы предлагается конструкция низкоскоростного тяжело нагруженного неортогонального червячного редуктора привода ТПА (рис. 5).

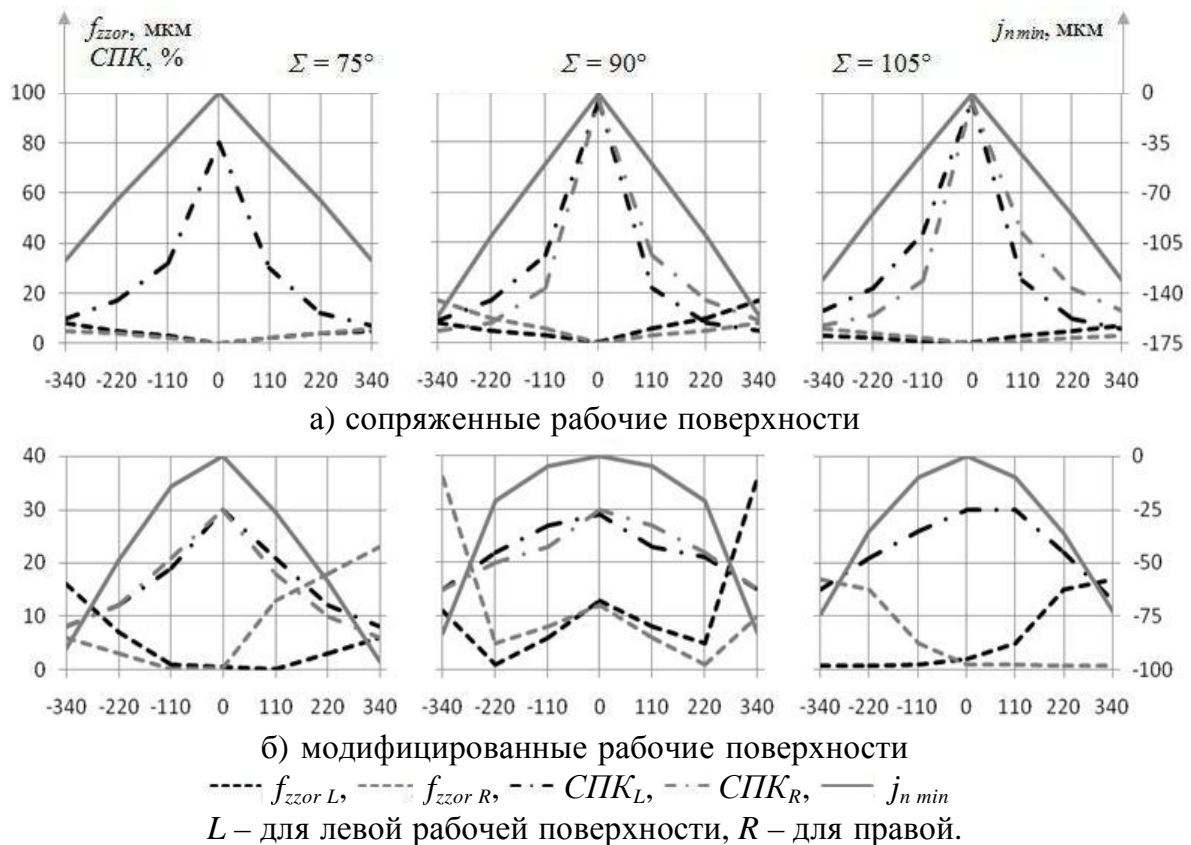
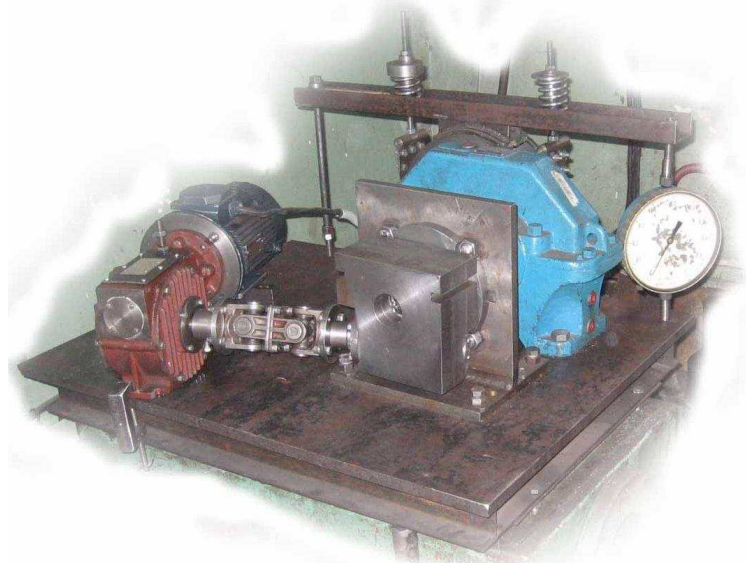


Рис. 4. Влияние смещения средней плоскости колеса (в мкм) на качество зацепления червячной передачи

опытный образец на
испытательном стенде



серийный образец
(РЗА-СЧН-64000)

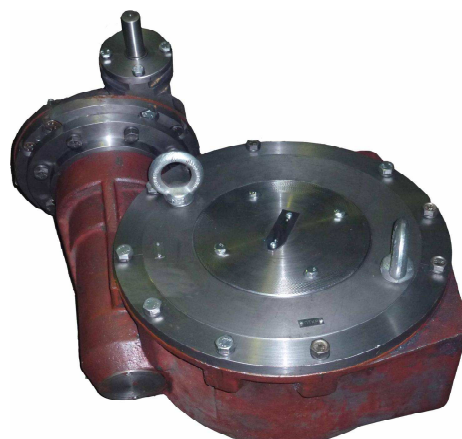


Рис. 5. Опытный и серийный образцы неортогонального червячного редуктора

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Научные и практические результаты работы состоят в следующем.

1. Показано, что одним из перспективных направлений совершенствования червячных цилиндрических передач является придание неортогональности расположению осей звеньев. Показано, что в неортогональной червячной передаче при математически неопределяемых осях зацепления обеспечиваются благоприятные геометро-кинематические показатели зацепления: сравнительно большие коэффициент перекрытия, скорости перемещения контактных точек по рабочим поверхностям звеньев, углы между касательными к контактными линиям и вектором относительной скорости, приведенные радиусы кривизны. Предложен алгоритм синтеза неортогональных червячных передач, не имеющих осей зацепления.
2. В результате выполнения исследований выявлены особенности влияния исходных параметров неортогональных червячных передач на геометрию и кинематику их зацепления, действующие в зацеплении силы и *КПД*, определены рациональные диапазоны исходных параметров неортогональных червячных передач, при которых обеспечиваются благоприятные условия зацепления. Выполненные исследования показали, в частности, что для

низкоскоростных тяжело нагруженных передач интервал значений межосевого угла $70^{\circ} \dots 80^{\circ}$ оказывается предпочтительным для достижения лучших условий смазывания контакта, меньших контактных напряжений и бóльшей нагрузочной способности передачи. Выбор делительного диаметра червяка следует производить из условия обеспечения прочности тела червяка, стремясь к меньшим значениям; коэффициент смещения предпочтительно выбирать из интервала $-2 \dots -1$; следует стремиться к бóльшим углам профиля витка червяка, избегая его заострения.

3. Выявлены особенности влияния параметров станочного зацепления и некоторых параметров рабочего зацепления на степень продольной модификации зубьев колеса. Показано, что локализация контакта в неортогональных червячных передачах может быть достигнута назначением межосевого угла в станочном зацеплении, модуля и числа заходов производящего червяка в отдельности и в комплексе. Разработаны рекомендации для управления степенью локализации контакта в неортогональных червячных передачах с помощью выбора указанных параметров. Обоснована возможность обеспечения локализованного контакта в этих передачах при заданных параметрах инструмента (фрезы), в том числе при использовании стандартного инструмента.

4. Выявлены особенности и выполнена сравнительная оценка воздействия монтажных погрешностей на качество зацепления сопряженных и модифицированных рабочих поверхностей червячной передачи при ортогональном и неортогональном расположении осей звеньев. Показано, что монтажные погрешности оказывают меньшее воздействие на качество зацепления неортогональных червячных передач в сравнении с ортогональными. Обоснована эффективность применения локализации контакта для значительного снижения чувствительности червячных передач с различными межосевыми углами к действию указанных погрешностей.

5. В результате экспериментальных исследований опытного образца неортогонального червячного редуктора установлена целесообразность разработки и применения неортогональных разновидностей червячных передач с колесами, изготовленными из стали, в низкоскоростных тяжело нагруженных редукторах для достижения лучших компоновочных и эксплуатационных показателей. Предложена конструкция серийного образца низкоскоростного тяжело нагруженного неортогонального червячного редуктора привода

трубопроводной арматуры, в котором применяется колесо, изготовленное из закаленной стали.

6. Результаты выполненных теоретических и экспериментальных исследований положены в основу практических рекомендаций по выбору рациональных значений параметров неортогональных червячных передач, при которых достигается: увеличение коэффициента перекрытия в 1,5-2,5 раза, скоростей v_{r1} и v_{r2} в 1,5-3 раза, углов α_s в 2,5-3,5 раза, радиусов ρ_{np} в 1,5-2 раза и, как следствие, увеличение нагрузочной способности передачи.

7. Результаты работы внедрены в практику проектирования и исследования неортогональных червячных передач в Институте механики и в учебный процесс магистерской подготовки на кафедре КТПМП ИжГТУ; на предприятии ООО "Роспривод" изготовлен и испытан серийный образец предложенной конструкции низкоскоростного тяжело нагруженного неортогонального червячного редуктора РЗА-СЧн-64000 привода ТПА (общий вид редуктора представлен на рис. 5).

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Монография:

1. Гольдфарб В.И., Главатских Д.В., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Иванов Д.Е., Пузанов В.Ю. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры. М.: Вече, 2011. 222 с.

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

2. Лукин Е.В., Пузанов В.Ю. Особенности конструирования подшипниковых опор червяков спироидных и неортогональных червячных редукторов приводов ТПА // Интеллектуальные системы в производстве. 2011. № 2. С. 126-135.

3. Пузанов В.Ю. К рациональному выбору параметров неортогональной червячной передачи // Интеллектуальные системы в производстве. 2011. № 2. С. 153-158.

4. Пузанов В.Ю. О влиянии монтажных погрешностей на качество зацепления червячной передачи при произвольных межосевых углах // В мире научных открытий. 2012. № 1. С. 69-80.

5. Трубачев Е.С., Пузанов В.Ю. Локализация контакта в червячных передачах при произвольных межосевых углах // В мире научных открытий. 2012. № 1. С. 53-69.

Другие публикации:

6. Трубачев Е.С., Пузанов В.Ю. Новые свойства неортогональных червячных передач // Труды научно-технической конференции "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". Ижевск, 2008. С. 240-244.
7. Goldfarb V.I., Trubachev E.S., Puzanov V.U. New possibilities of non-orthogonal worm gears // Proceedings of the 3rd International Conference "Power Transmissions 09". Greece, Chalkidiki, 2009. pp. 139-145.
8. Puzanov V.Yu. Comparing the Geometry and Kinematics Characteristics of Spiroid and Non-Orthogonal Worm Gears // First forum of young researchers. In the framework of International Forum "Education Quality – 2008". Izhevsk, 2008. pp. 189-194.

