

Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»

Л. А. Борисенко

**МАЛОГАБАРИТНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ
МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ**

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2013

УДК 531.8(621.833)

Рекомендовано к опубликованию Советом Белорусско-Российского университета «28» июня 2013 г., протокол № 10

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. кафедры «Машины и аппараты пищевых производств» Могилевского государственного университета продовольствия А. В. Иванов ; д-р техн. наук, доц., гл. науч. сотрудник Института механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси В. Е. Старжинский

Борисенко, Л. А.

Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств : монография / Л. А. Борисенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с. : ил.
ISBN 978-985-492-125-9.

Монография предназначена для специалистов, работающих в области мехатроники и общего машиностроения.

Рассмотрен широкий спектр планетарных передаточных механизмов от усовершенствованных безынтерференционных схем К-Н-V с разностью чисел зубьев в один зуб до предложенных автором планетарных механизмов с гибкими связями, представляющих альтернативу волновым передачам. Экспериментально проверен типовой ряд двухступенчатых планетарных механизмов с использованием 30-градусного эвольвентного зацепления, а также циклоидально-цевочной передачи с «плавающими» цевками.

УДК 531.8(621.833)

ISBN 978-985-492-125-9

© Борисенко Л. А., 2013
© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2013

Введение

В экономике Республики Беларусь широко представлен машиностроительный комплекс. Его производственные возможности значительно превышают собственные потребности страны. Для ориентации машиностроения на производство экспортной продукции необходимо повысить ее технический уровень до мирового.

Одно из основных требований, которые будут предъявлены к машиностроительной продукции в ближайшем будущем, – обеспечение эффективного функционирования в условиях полностью автоматизированного производства. Эта задача решается путем создания машин нового поколения с элементами искусственного интеллекта.

Указанная тенденция просматривается по всему спектру изделий машиностроения и в особенности по машинам для механообработки (металлорежущие станки, сварочное оборудование и т. д.). Это производство в экономике республики составляет значительную долю. Кроме того, в стране хорошо представлен спектр предприятий, выпускающих изделия электроники. Все это вместе взятое создает благоприятные обстоятельства для развития в республике конкурентоспособных, наукоемких производств.

В последнее время получило широкое теоретическое и практическое развитие новое техническое направление, называемое мехатроникой и представляющее необъятное поле для научных исследований и их приложение к практическим задачам [13].

Мехатроника как новое научно-техническое направление, развиваемое с конца 70-х гг. XX в., во всем мире начинает активно внедряться в повседневную практику. Потенциальные применения мехатронных устройств охватывают необычайно широкий диапазон прикладных областей, начиная от микросистемной техники до гибких производственных систем. В ряде стран мехатроника стала приоритетной технологией создания машин следующего поколения.

Становление мехатроники как новой области науки и техники базируется на фундаментальных основах механики. «От механики к мехатронике» – такой предельно краткой фразой может быть сформулирована основная тенденция современного машиностроения [13]. Развитие машин от традиционной механики к современной мехатронике проходит ряд последовательных стадий, одна из которых – это разработка электромеханических систем путем объединения в приводе электрического двигателя и механической передачи, как правило, редуктора с электронными блоками. Возникнув из электромеханики и опираясь на ее достижения, мехатроника идет дальше путем системного объединения электромеханических систем с компьютерными устройствами управления, встроенными датчиками и интерфейсами.

Во многих областях техники мехатронные системы приходят на

смену традиционным механическим машинам, которые уже не соответствуют современным качественным требованиям. Мехатронный подход в построении машин нового поколения заключается в переносе функциональной нагрузки от механических узлов к интеллектуальным компонентам, которые легко перепрограммируются под новую задачу и при этом являются относительно дешевыми. Так, функциональный анализ производственных машин показывает, что доля механической части сократилась с 70 % в начале 90-х гг. до 25–30 % в настоящее время. Принципиально важно подчеркнуть, что мехатронный подход к проектированию предполагает не расширение, а именно замещение функций, традиционно выполняемых механическими элементами системы, на электронные и компьютерные блоки.

Тенденция перехода от чисто механических к мехатронным технологиям в современном машиностроении не «закрывает» механику. Наоборот, это стимулирует ее развитие на фоне интеграции с интеллектуальными компонентами в рамках единой мехатронной системы. Системный подход диктует новые требования к встроенным механическим и гибридным компонентам, что, в свою очередь, ведет к развитию новых технологий и конструкторских решений в области механики.

Чем же вызван переход «от механики к мехатронике»? В первую очередь – резко возросшими требованиями рынка к потребительским свойствам и качеству продукции машиностроения и приводной техники. Именно этот ключевой фактор определяет современные тенденции мирового индустриального развития и стимулирует научно-технический прогресс в области мехатроники.

К качественно новым требованиям, предъявляемым к функциональным характеристикам приводной техники для технологических машин, следует отнести:

- сверхвысокие скорости движения рабочих органов машин, которые определяют новый уровень производительности технологических комплексов;
- сверхвысокую точность движений, необходимую для реализации прецизионных технологий, максимальную компактность конструкции и минимизацию массогабаритных показателей модулей;
- интеллектуальное поведение машин, функционирующих в изменяющихся и неопределенных внешних средах;
- реализацию быстрых и точных перемещений рабочих органов по сложным контурам и поверхностям;
- существенное расширение технологических и функциональных возможностей оборудования;
- способность системы к реконфигурации в зависимости от выполняемой конкретной задачи или операции;
- высокую надежность и безопасность функционирования.

Очевидно, что для создания машин с выдающимися техническими показателями необходимы принципиально новые подходы к конструированию и производству приводных модулей и систем.

К главным преимуществам мехатронных систем относятся:

- исключение многоступенчатого преобразования энергии и информации, упрощение кинематических цепей и, следовательно, высокая точность и улучшение динамических характеристик машин;
- возможность объединения мехатронных модулей в сложные мехатронные системы и комплексы, допускающие быструю реконфигурацию;
- относительно низкая стоимость установки, настройки и обслуживания системы благодаря модульности конструкции, унификации аппаратных и программных платформ;
- способность выполнять сложные движения за счет применения адаптивного и интеллектуального управления.

Можно говорить, что в настоящее время мехатроника как отрасль техники преследует цель микрокомпьютеризации производства.

В условиях рыночной экономики целью «мехатронизации» (роботизации) технологических процессов для получения конкурентноспособной продукции на внутреннем и внешнем рынке является существенное снижение численности обслуживающего персонала, занятого на тяжелых рутинных операциях, повышение производительности труда, резкое увеличение качества выполняемых работ и в конечном счете появление значительного экономического эффекта.

Внедрение мехатронных систем следует вести по двум направлениям:

- 1) там, где возможно, используя опыт предприятий машиностроения, к применению рекомендуются серийно выпускаемые промышленные роботы;
- 2) там, где имеются свои специфические особенности технологических процессов, нужно создавать и применять специальные мехатронные (робототехнические) системы.

Разработка и изготовление промышленных роботов и создание на основе их гибких автоматизированных производственных систем являются важными условиями ускорения научно-технического прогресса. Применение роботов обеспечивает значительное повышение производительности труда, снижение себестоимости выпускаемой продукции. Но основное достоинство их использования заключается в перспективах внедрения в промышленность и сельское хозяйство принципиально новых технологических процессов, не зависящих от ограничений, налагаемых непосредственным участием человека.

Сегодня мехатронные модули и системы находят широкое применение в следующих областях [13]:

- станкостроение и оборудование для автоматизации технологических процессов в машиностроении;

- промышленная и специальная робототехника;
 - авиационная и космическая техника;
 - военная техника, машины для полиции и спецслужб;
 - электронное машиностроение и оборудование для быстрого прототипирования;
 - автомобилестроение (приводные модули мотор-колесо, антиблокировочные устройства тормозов, автоматические коробки передач, системы автоматической парковки);
 - нетрадиционные транспортные средства (электромобили, электровелосипеды, инвалидные коляски);
 - офисная техника (например, копировальные и факсимильные аппараты);
 - медицинское и спортивное оборудование;
 - бытовая техника (стиральные, швейные, посудомоечные машины, автономные пылесосы);
 - микромашины для медицины, биотехнологий, средств связи и телекоммуникаций;
 - контрольно-измерительные машины и устройства;
 - лифтовое и складское оборудование, автоматические двери в отелях;
 - фото- и видеотехника (проигрыватели видеодисков, устройства фокусировки видеокамер);
 - тренажеры для подготовки операторов сложных технических систем и пилотов;
 - железнодорожный транспорт (системы контроля и стабилизации движения поездов);
 - интеллектуальные машины для пищевой и мясомолочной промышленности;
 - полиграфические машины;
 - интеллектуальные устройства для шоу-индустрии, аттракционы.
- Этот список может быть продолжен. Рынок мехатронных модулей и систем динамично расширяется в индустриально развитых странах. При этом особенно интенсивно совершенствуется робототехника.

1 Применение планетарных механизмов схемы К-Н-V с разностью чисел зубьев в один зуб в приводах мехатронных устройств

1.1 Задачи исследования

Непременным атрибутом всякого мехатронного устройства является электромеханический приводной (силовой) модуль, технический уровень которого в значительной мере определяет совершенство всей системы. В состав приводного модуля входят управляемый электродвигатель (чаще всего это двигатель постоянного тока) с соответствующей системой управления и механический редуктор, согласующий выходные параметры электродвигателя с параметрами исполнительного органа мехатронного устройства.

Одним из наиболее известных мехатронных объектов является робот. Он представляет своего рода полигон для испытания наиболее совершенных технических устройств, которые в последующем могут найти значительно более широкое распространение.

Робот представляет высокودинамичную систему, работающую в режиме постоянных разгонов и торможений. Это налагает высокие требования к совершенству его механической части, обычно называемой манипулятором (рисунок 1.1).

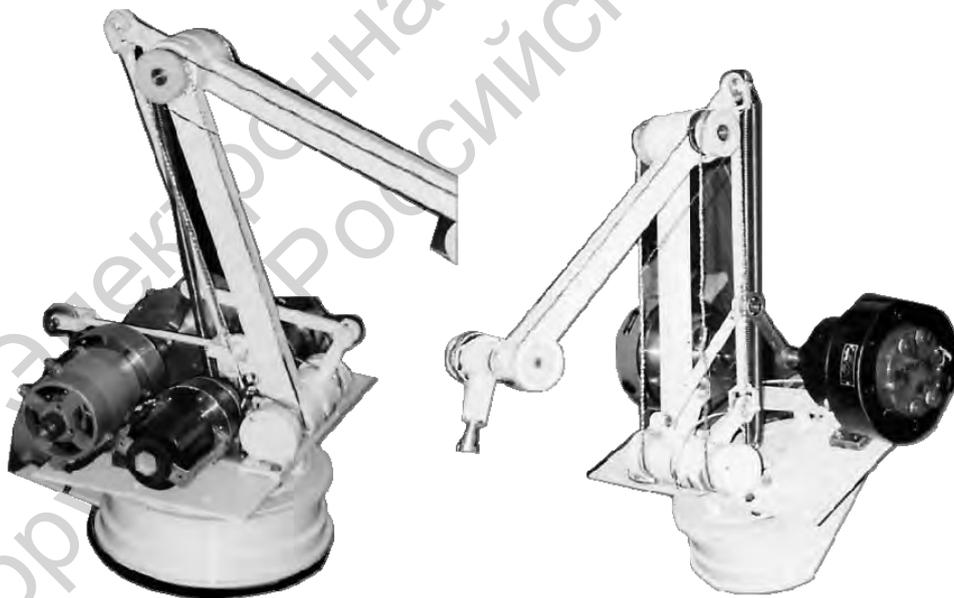


Рисунок 1.1 – Экспериментальные макеты манипуляторов с исследуемыми передаточными механизмами

В системах передачи движения, применяемых в роботах, должны отсутствовать зазоры и мертвый ход. В противном случае возникают ошибки сигналов датчиков внутреннего состояния, что снижает эффективность

управления, т. к. не реализуется важнейший показатель функционирования робота. Использование напряженных соединений, устраняя зазоры, увеличивает трение. Здесь необходимы новые решения.

В настоящее время внимание многих исследователей в республике и за рубежом привлечено к проблеме создания высоконадежных передаточных механизмов. Известны работы Института надежности АН Беларуси в части создания планетарных редукторов с циклоидальным зацеплением. В Белорусско-Российском университете многие исследования последнего времени посвящены передачам с так называемым синусошариковым зацеплением и формированию новых схем планетарных механизмов с внутренним эвольвентным зацеплением, а также передачам с промежуточными телами качения. В основном они касаются проблем создания передаточных механизмов общепромышленного применения и не учитывают специфику мехатронных устройств.

В технике, помимо передач с жесткими звеньями, известны передачи с гибкими звеньями. Передачи с гибкими звеньями получили название волновых, хотя, как это будет показано в дальнейшем, это не совсем правильно, т. к., например, существуют ременные и цепные передачи, которые никак нельзя относить к волновым.

В волновой передаче одно из звеньев выполняется в виде тонкостенного стакана 1. Оно поджимается к центральному колесу 2 с помощью ролика, размещенного на водиле 3 (рисунок 1.2). Для разгрузки водила от радиальных сил устанавливают два симметрично расположенных ролика. При этом желательно, чтобы разность чисел зубьев была равна двум для обеспечения симметрии деформации гибкого колеса. Такая передача называется двухволновой. Может быть осуществлена передача с тремя и более зонами зацепления и, соответственно, разностью чисел зубьев, равной трем и более, но при этом в гибком колесе существенно увеличивается напряжение изгиба и, кроме того, уменьшается передаточное отношение.

В волновой передаче при передаче нагрузки может участвовать одновременно несколько пар зубьев. Можно увеличить число пар зубьев, находящихся в зацеплении, заменив водило с роликами кулачком соответствующего профиля. Такое звено называется генератором волн. Условно его также называют эллиптическим кулачком независимо от действительного профиля [6].

Вторая особенность волновой передачи заключается в том, что за счет изменяемой формы гибкого колеса под нагрузкой или изменения формы кулачка относительные перемещения зубьев в зацеплении незначительны и в основном происходят в зонах, где нагрузки малы, т. е. в зонах выхода зубьев из зацепления. При правильно выбранных параметрах зацепления скорости скольжения зубьев в волновой передаче во много раз меньше, чем в передачах с жесткими звеньями, поэтому потери трения в зацеплении малы, а износ зубьев незначительный.

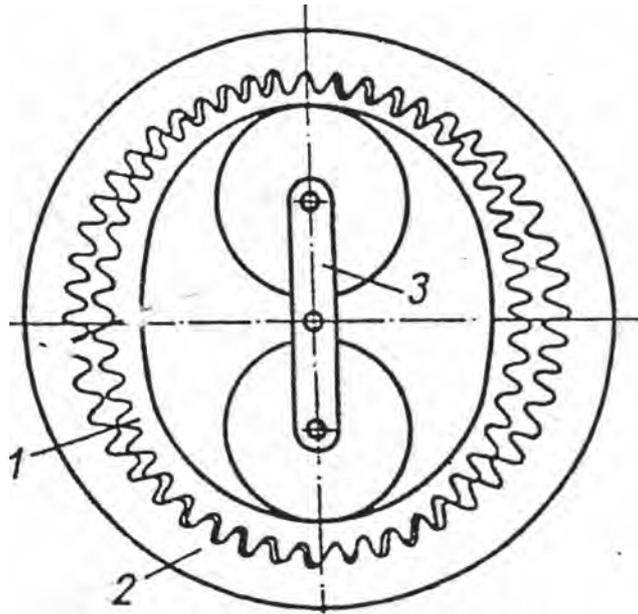


Рисунок 1.2 – Схема волновой передачи

Указанные особенности обуславливают преимущества волновой передачи перед передачей с жесткими звеньями. КПД волновой передачи – 0,85–0,9. Волновые передачи целесообразно применять при передаточных отношениях свыше 80. При меньших значениях передаточных отношений число зубьев сравнительно небольшое, размеры зубьев по отношению к толщине стенки гибкого колеса велики, деформации гибкого звена в зоне выхода зубьев из зацепления превышают допустимые для применяемых в настоящее время материалов, что приводит к быстрому разрушению гибкого звена. Известны передачи с передаточным отношением 35–50, но для их изготовления использованы специальные дорогостоящие стали. При больших значениях передаточного отношения высота зубьев становится соизмеримой с величиной деформации звеньев под действием радиальных сил, что сопряжено с проскоком звеньев и разрушением передачи.

Основными критериями работоспособности волновой передачи являются: прочность оболочки гибкого колеса, контактная прочность дорожек качения роликов генератора волн, радиальная жесткость гибкого колеса. Ввиду малой металлоемкости и сравнительно невысокого КПД волновую передачу целесообразно применять в приводах со сравнительно легким режимом работы и передаточным отношением свыше 80. Для реализации передаточных отношений в диапазоне 40–80 больше подходят передачи с жесткими зубьями.

На сегодняшний день имеется ряд решений по использованию волновых передач. Однако при всех положительных качествах таких передач (малые габариты, низкая металлоемкость, высокая точность и плавность движения) у них есть один серьезный недостаток – низкая технологичность изготовления гибкого колеса. Здесь предъявляются такие технологи-

ческие и материаловедческие требования, которые обычно не выполнимы на основной массе машиностроительных предприятий. Колесо должно быть гибким и в то же время прочным и долговечным. В связи с этим в последнее время наблюдается отход от использования волновых передач для изделий широкого назначения.

В настоящее время популярностью пользуется передача с циклоидально-цевочным зацеплением (рисунок 1.3). К достоинствам планетарных редукторов с цевочным зацеплением относятся многопарность зацепления (примерно 50 % зубьев колеса участвует в передаче усилия) и, как следствие, малая удельная металлоемкость на единицу передаваемой мощности и малые габариты [3]. Кроме того, циклоидальные редукторы при должном качестве изготовления обладают повышенной долговечностью. По наблюдению автора, циклоидальные редукторы японского производства на Могилевском комбинате «Химволокно» проработали 25 лет без заметных следов износа.

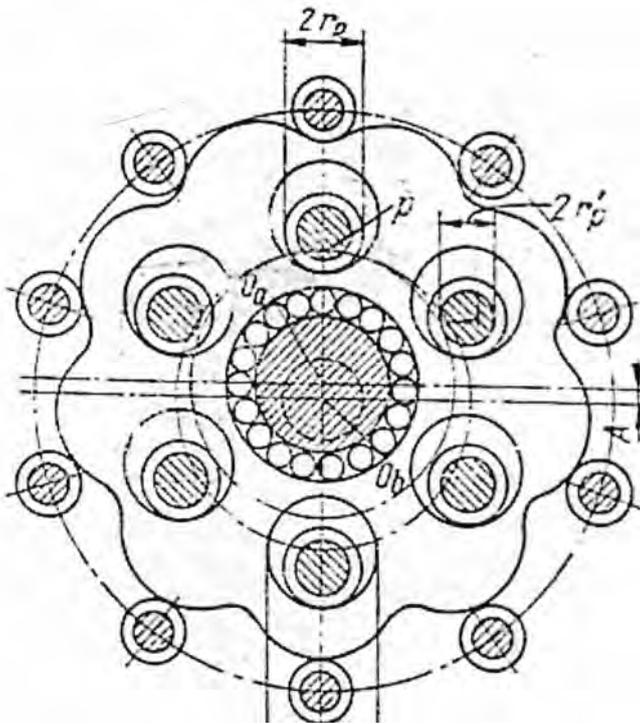


Рисунок 1.3 – Циклоидально-цевочная передача

Однако эти редукторы тоже не свободны от ряда недостатков, ограничивающих их области применения. Помимо требуемой чрезвычайно высокой точности изготовления деталей, только при соблюдении которой реализуются все упомянутые выше достоинства передачи, и наличия специального инструмента, передача имеет ряд специфических ограничений для применения ее в мехатронных устройствах. Эти ограничения сводятся к следующему:

– нельзя получить большое передаточное отношение в одной ступени (например, 180) из-за больших габаритов колес. Циклоидальные зубья имеют большой шаг по сравнению с эвольвентными. Отсюда – большие диаметры колес. Это ограничивает возможность применения таких передач без их модернизации в мехатронных устройствах, где обычно малые мощности и большие передаточные отношения;

– нельзя создать редуктор с мелкими зубьями из-за сложности изготовления цевок малого диаметра.

Зубчатые механизмы представляют наиболее распространенный в технике вид механизмов. Они имеют ответственное назначение и к ним предъявляются высокие требования по точности и надежности. Достоинства зубчатых механизмов – строго постоянное передаточное отношение, большая мощность, приходящаяся на единицу массы, компактность, долговечность, высокий коэффициент полезного действия.

Зубчатые цилиндрические редукторы обладают высокой жесткостью, долговечностью, относительно несложны в изготовлении, отличаются простотой конструкции, имеют высокий КПД, равный 0,9–0,98. Они применяются при передаточных отношениях порядка 50–100 и выполняются многоступенчатыми.

Недостатками цилиндрических редукторов являются большие габариты и масса, а также повышенная инерционность по сравнению с другими видами зубчатых механизмов. Поэтому при больших передаточных отношениях ($i = 50–200$) применяются планетарные механизмы, имеющие при этом малую массу и габариты. Использование планетарных редукторов, в свою очередь, ограничено сложностью выборки зазоров и обеспечения высокой точности передачи. Схемы планетарных механизмов весьма разнообразны, но на практике распространены в основном трехколесные и четырехколесные. Путем объединения простейших планетарных механизмов можно получить многоступенчатый механизм с большим передаточным отношением.

Для повышения КПД при большом передаточном отношении применяются двухступенчатые планетарные редукторы, дифференциальные механизмы с замыкающей рядовой ступенью, а также механизмы, в выходной ступени которых используется рядовая передача.

Обычно в планетарном редукторе применяется несколько сателлитов и мощность передается несколькими параллельными потоками, что позволяет уменьшить модуль зубчатых колес, а следовательно, их размеры и массу редуктора.

Планетарные передачи – один из наиболее перспективных видов передач, известных на сегодняшний день. Именно они наиболее полно удовлетворяют требования снижения материалоемкости машин. Это связано с использованием эффекта многопоточности и с применением внутреннего зацепления.

Планетарные передачи относятся к многократно статически неопределимым системам, поэтому реализация их преимуществ возможна при условии компенсации погрешностей изготовления благодаря использованию подвижных и податливых деталей, модификации контактирующих поверхностей. Осуществление этого связано с выполнением сложных расчетов напряженного и деформированного состояния основных деталей планетарного механизма.

Широкие кинематические возможности планетарной передачи являются одним из основных ее достоинств и позволяют использовать передачу как редуктор с постоянным передаточным отношением, как коробку скоростей, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения различных звеньев, как дифференциальный механизм.

Важным достоинством планетарной передачи является компактность, а также малая масса. Переход от простых передач к планетарным позволяет во многих случаях снизить массу в 2–4 раза и более. Это объясняется следующим: мощность передается по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз.

Внутреннее зацепление обладает повышенной нагрузочной способностью, т. к. у него выпуклый профиль контактирует с вогнутым.

Планетарный принцип дает возможность получать большие передаточные отношения без применения многоступенчатых передач.

Уменьшение маховых масс планетарной передачи позволяет улучшить динамические характеристики привода.

В планетарных передачах наиболее просто решаются задачи по обеспечению больших передаточных отношений, получения нескольких скоростей и реверсирования.

КПД планетарной передачи, как правило, выше, чем у обычных передач.

Благодаря применению планетарных передач механизмы получают новые возможности. При этом можно рационально размещать механизмы на машине, существенно сокращать габаритные размеры ее базовых частей, улучшать условия обслуживания механизмов, создавать более рациональные формы машины. В этом отношении наиболее эффективна компоновка, предусматривающая совмещение функций узлов и деталей машины. Сюда относятся встраивание планетарных передач в барабаны, ходовые колеса, зубчатые колеса, шкивы и т. д.

Во многих случаях планетарные передачи являются незаменимыми, т. к. они могут выполнять ряд функций, которые нерациональны или невозможны для обычных передач.

К недостаткам планетарных передач относятся повышенные требования к точности изготовления и монтажа.

Среди большого числа различных видов передаточных механизмов с

жесткими зубчатыми колесами особое место принадлежит трехзвенным планетарным механизмам. Трехзвенными они называются по числу основных звеньев, к которым относятся водило и колеса, соединенные с выходным валом.

На рисунке 1.4 представлены схемы основных планетарных механизмов с цилиндрическими и коническими колесами. Некоторые схемы (см. рисунок 1.4, а–в) принято называть схемами 2К-Н с цилиндрическими колесами [10]. Они различаются использованием колес с внутренним и внешним зацеплением и применением одинарных и двойных сателлитов, а также величиной реализуемых передаточных отношений. Наибольшее распространение в технике получила схема, представленная на рисунке 1.4, а. При ограниченном передаточном отношении она характеризуется очень высоким КПД. Другие схемы (см. рисунок 1.4, б, в) могут реализовывать большие передаточные отношения, но при низком КПД. Схемы с коническими колесами применяются ограниченно. Их иногда называют прецессионными передачами. Их достоинство – упрощение регулировки зазора в зубчатом зацеплении.

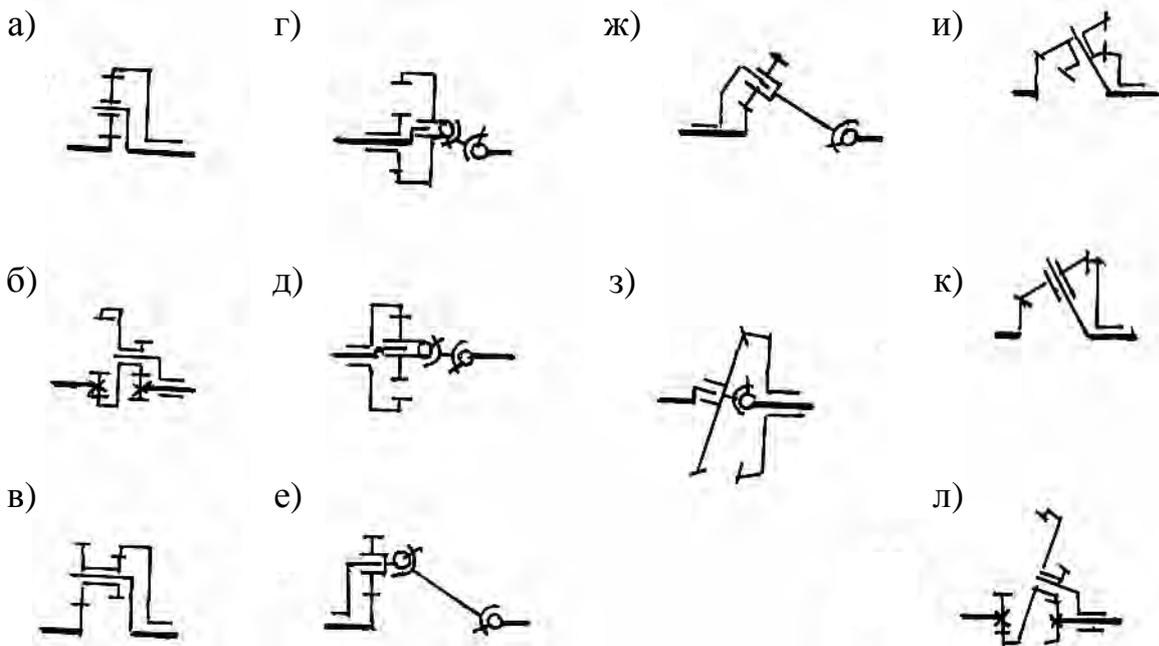


Рисунок 1.4 – Схемы планетарных механизмов с цилиндрическими и коническими колесами

На наш взгляд, большие перспективы использования в мехатронике имеет схема, представленная на рисунке 1.4, д. Именно на ней сосредоточено внимание настоящего исследования. Достоинства планетарных механизмов, выполненных по этой схеме, – технологичность, высокая жесткость, точность, возможность осуществления механизмов с широким диапазоном передаточных отношений при малых габаритах.

В технической литературе схема по рисунку 1.4, д получила обозначение К-Н-V [10]. В дальнейшем все планетарные механизмы, выполненные по этой схеме, будем называть двухколесными планетарными механизмами.

Непрерывным атрибутом таких передач является механизм, осуществляющий передачу движения с передаточным отношением $i = 1$ между параллельными валами. Этот механизм в специальной литературе называется механизмом W [10]. В качестве такого механизма могут использоваться карданный вал, муфта Ольдгейма, механизм параллельных кривошипов и другие устройства.

По имеющимся сведениям передача К-Н-V обладает следующими основными характеристиками:

- интервал передаточных отношений – 7–70;
- коэффициент полезного действия – 0,8–0,95.

Передаче свойственны плавная и бесшумная работа, малые габариты [10].

На рисунке 1.5 представлена принципиальная схема двухколесного планетарного механизма с одинарным сателлитом. Входное движение совершает водило 3. Сателлит 2 под действием водила 3 обкатывается по неподвижному колесу 1. Приобретенное им движение является композицией двух вращений – вокруг центральной оси и вокруг собственной оси. Вращение сателлита через карданный вал 4 передается выходному валу.

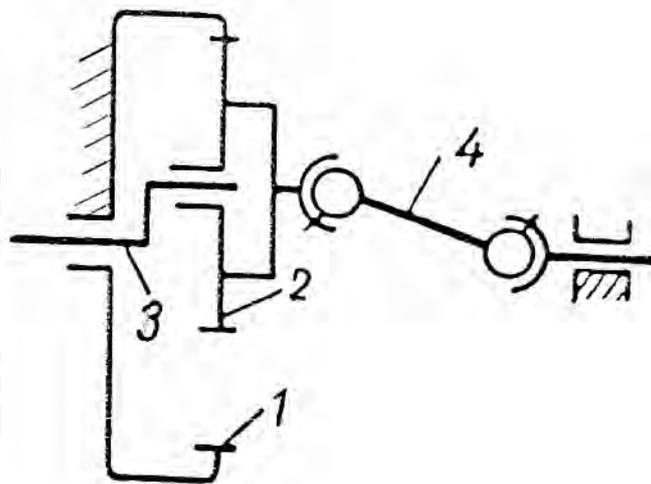


Рисунок 1.5 – Схема двухколесного планетарного механизма с механизмом W в виде карданного вала

Наличие механизма W усложняет механизм по сравнению с другими планетарными механизмами из-за наличия дополнительных деталей. Схема двухколесного планетарного механизма обладает преимуществами по числу основных звеньев, но практически реализуема только при малом межосевом расстоянии между сателлитом и центральным колесом, а это

возможно только при малом модуле колес и разнице чисел зубьев этих колес, равной единице. Во многих случаях в мехатронике находят применение механизмы, в которых межосевое расстояние составляет порядка 1 мм. Это послужило основной причиной выбора в качестве предмета исследования в настоящей работе именно этой схемы.

На рисунке 1.6 представлены четыре возможных варианта схем двухколесного планетарного механизма. На схемах механизм W не уточнен и обозначен условными линиями. Варианты схем возникают за счет исполнения сателлита и центрального колеса с внутренними и с внешними зубьями, а также выбора неподвижного колеса. Здесь и далее принято, что сателлит имеет число зубьев Z_2 , колесо – Z_1 .

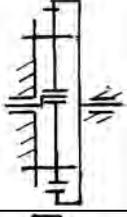
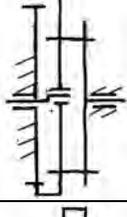
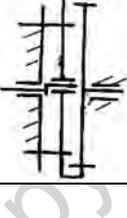
Схема механизма	Число зубьев колес	Знак передаточного отношения	Формула передаточного отношения
а) 	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$	$i = 1/(1 - Z_1/Z_2)$
б) 	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$	$i = 1/(1 - Z_2/Z_1)$
в) 	$Z_2 > Z_1$	$i > 0$	$i = 1/(1 - Z_1/Z_2)$
г) 	$Z_2 > Z_1$	$i < 0$	$i = 1/(1 - Z_2/Z_1)$

Рисунок 1.6 – Четыре варианта схем двухколесного планетарного механизма

Рассмотрим числовой пример для механизма по рисунку 1.6, а. Будем считать, что число зубьев колеса $Z_1 = 100$. Расчеты по соответствующей формуле для передаточного отношения планетарного механизма показывают, что при числе зубьев сателлита $Z_2 = 99$ передаточное отношение $i = 99$, при $Z_2 = 98$ $i = 49$, при $Z_2 = 97$ $i = 32,3$, при $Z_2 = 96$ $i = 24$, при $Z_2 = 95$ $i = 19$. Как видно, с уменьшением числа зубьев сателлита передаточное от-

ношение вначале резко падает, а затем интенсивность уменьшения передаточного отношения снижается.

Наибольшее передаточное отношение обеспечивается при наименьшей возможной разности чисел зубьев, равной единице.

Можно указать следующие особенности схем механизмов на рисунке 1.6.

Если все передачи по рисунку 1.6 выполняются с разностью чисел зубьев в один зуб, то передаточное отношение для одних схем (см. рисунок 1.6, а, г) равно числу зубьев меньшего колеса, а для других схем (см. рисунок 1.6, в, б) – большего.

Схемы, представленные на рисунке 1.6, а, г, являются редукторами, пока одно из колес больше другого не более чем в 2 раза. Если одно из колес больше другого ровно в 2 раза, возникает режим муфты, а при дальнейшем увеличении разницы размеров колес – режим мультипликации.

Схемы, представленные на рисунке 1.6, б, в, работают только в режиме редуктора, режим мультипликации отсутствует. Если одно из колес больше другого ровно в 2 раза, передаточное отношение равно 2. С увеличением разницы размеров колес передаточное отношение падает до режима муфты.

Эти механизмы хорошо известны и находят применение на практике, однако с точки зрения использования их в мехатронных устройствах они должны быть несколько усовершенствованы.

Для этих механизмов остаются до конца нерешенными условия существования и даже возможности сборки зубчатой передачи из-за интерференции зубьев во внутреннем зацеплении при малой разности чисел зубьев, вопросы уравнивания сил инерции односателлитных механизмов, вопросы обеспечения кинематической точности передачи из-за наличия зазоров в зацеплении и в механизме W. Исследованию этих вопросов посвящен ряд работ [25, 28–30].

Предложены два варианта двухколесного планетарного механизма, являющиеся дальнейшим развитием известных схем и обладающие рядом существенных преимуществ [42, 43].

Механизм является двухсателлитным. На ведущем валу 1 установлена эксцентриковая втулка 2 с оппозитными эксцентриситетами (рисунок 1.7). На шейках втулки в подшипниках размещены шестерни-сателлиты 3, которые входят в зацепление с колесом внутреннего зацепления 4, закрепленным на выходном валу механизма 5.

В дисках сателлитов 3 выполнены цилиндрические отверстия, через которые проходят кривошипные пальцы 6. Эксцентриситеты кривошипных пальцев и эксцентриковой втулки одинаковы. Пальцы установлены в подшипниках на корпусе передачи 7 и на фланце 8. Таким образом, механизм W в большей своей части вынесен за корпус, в связи с чем доступ к механизму и его регулировка облегчены. Фланец 8 установлен с возмож-

ностью поворота и фиксации относительно корпуса. Поворотом фланца на малый угол осуществляется выборка зазора в зацеплениях зубчатых колес.

При работе механизма сателлиты обкатываются по колесу 4, совершая круговое поступательное движение. От поворота их удерживают пальцы 6.

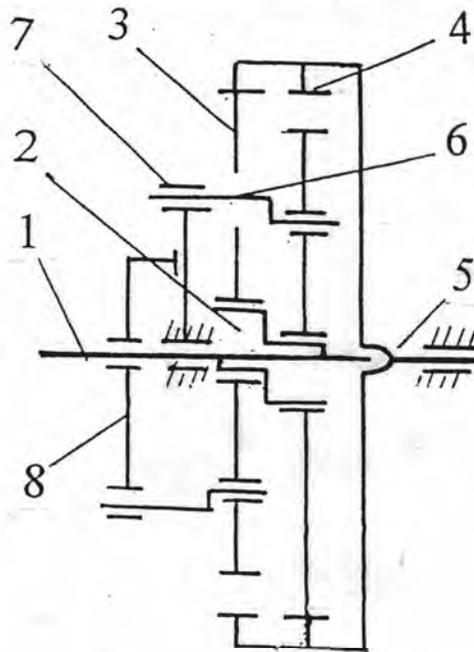


Рисунок 1.7 – Планетарный механизм схемы К-Н-V с круговым поступательным движением сателлитов

В данном механизме преодоление проблем, связанных с интерференцией зубьев, сводится к следующему. Зубчатые колеса проектируются с таким смещением, что в зацеплениях сателлитов и колеса возникают большие боковые зазоры. При этом межосевое расстояние не увеличивается. С одним сателлитом такая передача при большой скорости вращения ведущего вала практически неработоспособна, т. к. при реверсировании движения при выборке зазора возникает удар. Но при двух сателлитах, развернутых друг относительно друга и упирающихся в противоположные боковые поверхности зубьев колеса с внутренним зубом, такая передача работоспособна.

Зазоры в зацеплениях выбираются путем малого поворота фланца относительно корпуса. Возникает беззазорное зацепление. Разворачивая оси сателлитов в другом направлении, вводят в зацепление другие боковые поверхности зубьев, до этого не работавшие и не изношенные. Это увеличивает ресурс сохранности технических показателей передачи.

Несмотря на то, что люфт в передаче отсутствует, в зацеплении каждой пары зубьев сохраняется боковой зазор, необходимый для компенсации неточностей изготовления зубьев и тепловых деформаций.

Передача соответствует схеме на рисунке 1.6, б. В этой схеме передаточное отношение положительно – входной и выходной валы вращаются в одном направлении. При разности чисел зубьев в один зуб передаточное отношение равно числу зубьев колеса.

На рисунке 1.8 приведен вариант схемы, представленный на рисунке 1.6, а, механизма с двумя сателлитами. Здесь приняты те же обозначения, что и на рисунке 1.7. Основное отличие состоит в том, что механизм W помещен внутрь корпуса и для доступа к механизму выборки зазоров в корпусе предусматривается соответствующее отверстие. Для выборки зазора в зацеплениях звено 8 разворачивается относительно звена 7, закрепленного на выходном валу. Такое конструктивное решение более удобно при исполнении привода в виде мотор-редуктора.

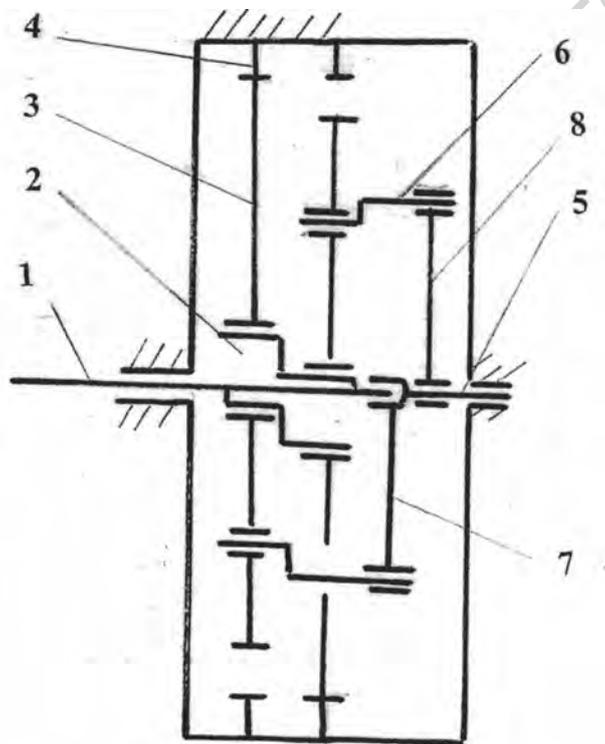


Рисунок 1.8 – Планетарный механизм схемы К-Н-V с вращательным движением сателлитов

В этой схеме передаточное отношение отрицательно и при разности чисел зубьев сателлита и колеса в один зуб равно числу зубьев сателлита.

В обеих схемах на рисунках 1.7 и 1.8 для облегчения понимания принципа работы механизма изображен механизм W в форме реального механизма параллельных кривошипов, который не находит практического применения. Он может быть заменен модифицированным механизмом параллельных кривошипов, который будет рассмотрен далее.

1.2 Особенности геометрии передач внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб

При внутреннем зацеплении центроида меньшего колеса (шестерни) перекатывается внутри центроиды большего. В теории эвольвентного зацепления центроиды иногда называют полоидами, т. к. они проходят через полюс, но чаще их называют начальными окружностями [3].

Эвольвентные профили впадин для колеса с внутренними зубьями совпадают с эвольвентными профилями зубьев зубчатого колеса с наружными зубьями, если у них одинаковы числа зубьев, модуль и толщина зуба по делительной окружности (рисунок 1.9).

Геометрия зубчатого венца колеса с внутренними зубьями характеризуется величиной смещения производящей рейки, находящейся в беззазорном зацеплении с колесом с наружными зубьями, профили которого совпадают с профилями впадин данного колеса.

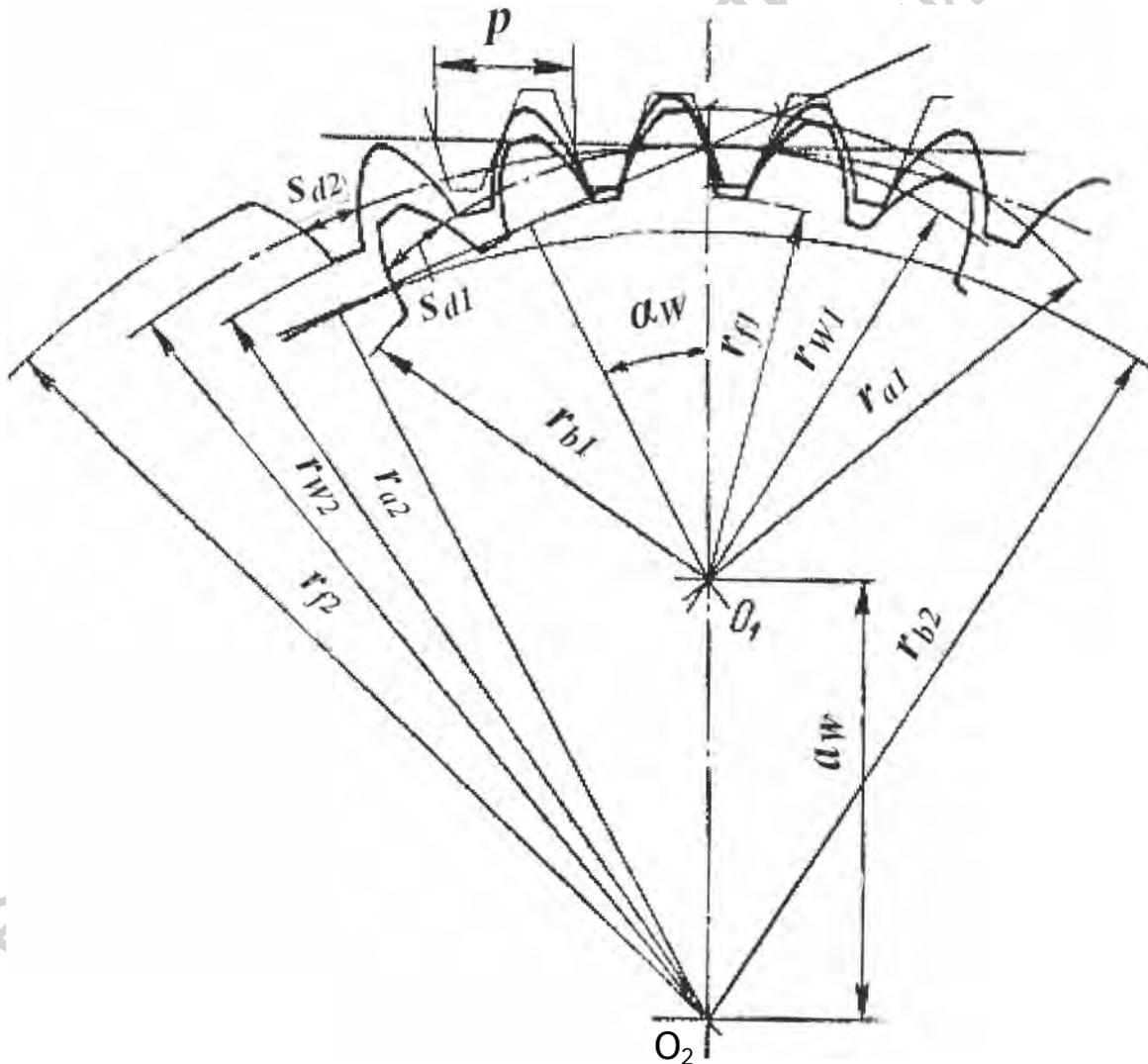


Рисунок 1.9 – Картина внутреннего зацепления

Несмотря на условность, введение для колес с внутренними зубьями понятия о смещении исходного контура имеет большое практическое значение, т. к. благодаря этому получают простые и удобные в практическом использовании расчеты и достигнута большая общность в расчетах внешнего и внутреннего зацепления.

При совпадении начальных и делительных окружностей межосевое расстояние a_w определяется по формуле

$$a_w = 0,5 (d_2 - d_1), \quad (1.1)$$

где d_1, d_2 – делительные диаметры колес.

Межосевое расстояние a_w в определенной степени может назначаться произвольно, при этом правильное зацепление не нарушается.

Начальные окружности касаются в полюсе зацепления P (рисунок 1.10). Линия зацепления N_1-N_2 касается основных окружностей r_{b1} и r_{b2} и проходит через полюс P . На этой линии лежит точка касания эвольвент Y .

Из картины зацепления на рисунке 1.10 следует формула

$$\cos \alpha_w = (r_{b1} - r_{b2}) / a_w. \quad (1.2)$$

Радиус основных окружностей и межосевое расстояние определяют угол зацепления и наоборот.

Если колеса выполнены со смещением, угол зацепления определяется по формуле

$$\operatorname{inv} \alpha_w = 2 \operatorname{tg} \alpha (x_1 - x_2) / (z_2 - z_1) + \operatorname{inv} \alpha, \quad (1.3)$$

где α – угол профиля исходного контура, в стандартном эвольвентном зацеплении $\alpha = 20^\circ$;

x_1 и x_2 – коэффициенты смещения зубьев колес [3].

На картине зацепления (см. рисунок 1.10) точка касания зубьев, перемещаясь по линии зацепления, проходит через полюс. Таким образом, касание может быть за полюсом и до полюса. Однако такая картина зацепления наблюдается только при большой разнице диаметров колес. При малой разности диаметров зацепление зубьев происходит на доплюсном участке линии зацепления. Все передачи с разностью чисел зубьев, равной единице, являются доплюсными и имеют большие углы зацепления [3]. Внеплюсное зацепление также называют внецентроидным [9].

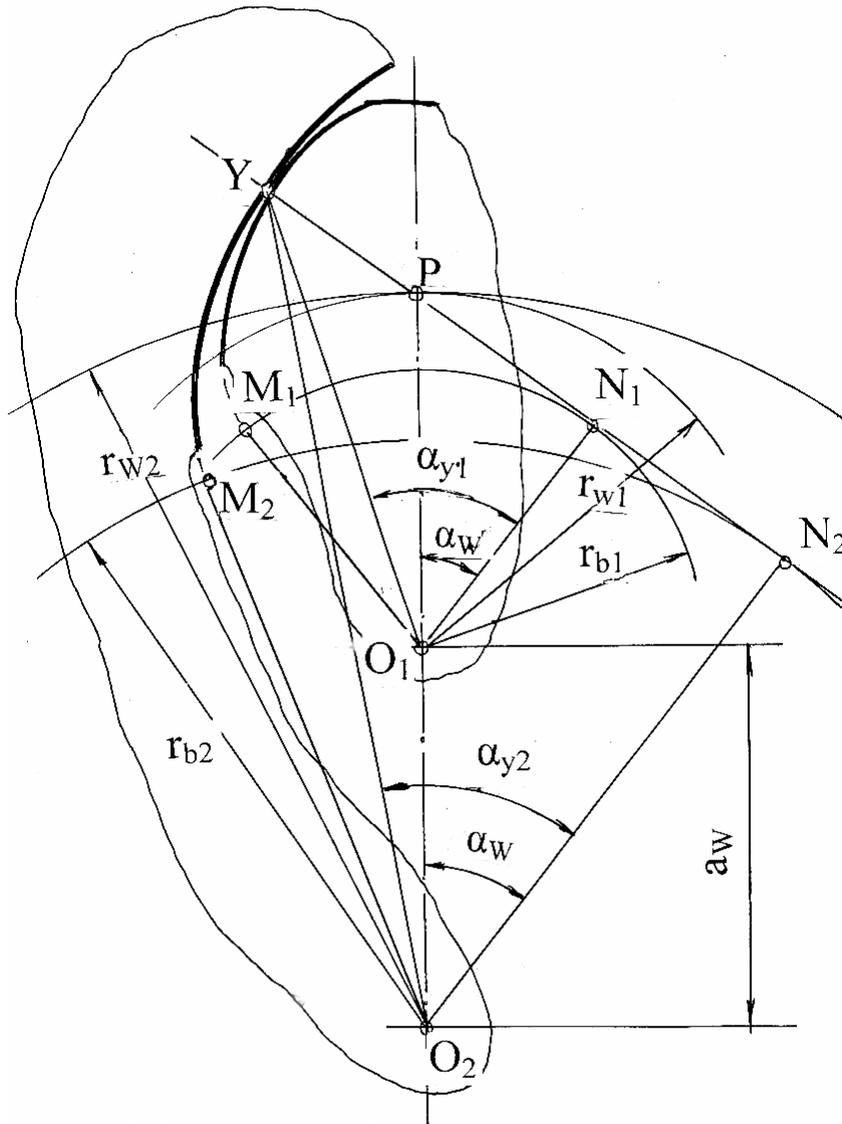


Рисунок 1.10 – Угол зацепления во внутреннем зацеплении

Коэффициент перекрытия как отношение дуги перекрытия к угловому шагу по основной окружности является качественной характеристикой зубчатой передачи, определяющей плавность передачи и безударность зацепления [3]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w) - z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w)}{2\pi}, \quad (1.4)$$

где α_{a1} – угол профиля эвольвенты на окружности вершин колеса z_1 ;

α_{a2} – угол профиля эвольвенты на окружности вершин колеса z_2 .

При внутреннем зацеплении суммарный коэффициент смещения обозначает разность коэффициентов смещения шестерни и колеса. Если суммарный коэффициент смещения больше нуля, то во внутреннем заце-

плении возникает боковой зазор и для его устранения полагалось бы межосевое расстояние взять несколько большим, чем определенным по формуле (1.1). Отсюда появляется понятие о коэффициенте воспринимаемого смещения [3].

Осуществление внутреннего зацепления без смещения исходного контура при использовании зацепления, соответствующего исходному контуру с углом рейки $\alpha = 20^\circ$, ограничивается возможностью возникновения пересечения головок шестерни и колеса (интерференции зубьев).

Интерференцией зубьев называется явление, состоящее в том, что при рассмотрении теоретической картины зацепления часть пространства оказывается одновременно занятой двумя зубьями разных колес.

На рисунке 1.11 показано расположение основных окружностей при внутреннем зацеплении. Касание эвольвент \mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 может быть только на продолжении линии ВА левее точки А. На участке АВ эвольвенты пересекаются, т. к. нормаль к эвольвенте \mathcal{E}_1 направлена по касательной $n'n'$, не совпадающей с нормалью np к эвольвенте \mathcal{E}_2 .

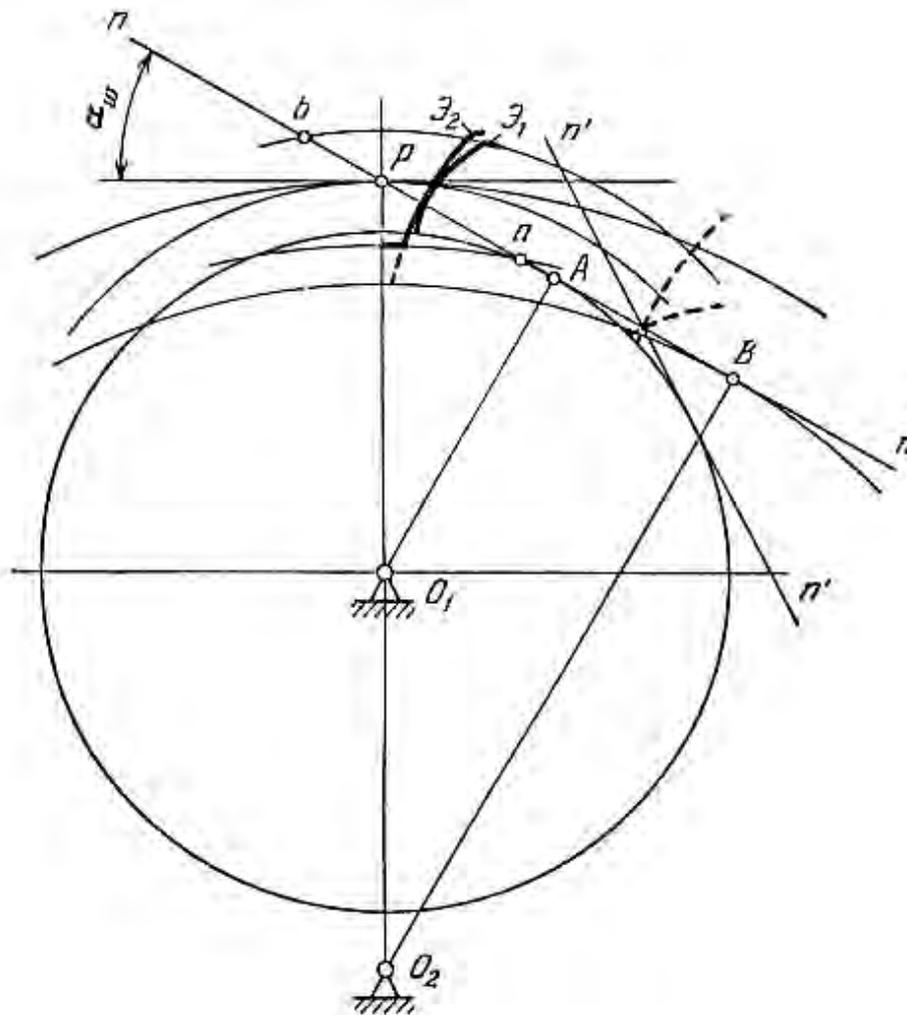


Рисунок 1.11 – Интерференция первого рода во внутреннем зацеплении

Если головка зуба одного колеса накладывается на переходной профиль у ножки зуба другого, это называется интерференцией первого рода [10].

При малой разности между числами зубьев может быть еще второй вид интерференции, когда накладываются профили зубьев у их вершины (рисунок 1.12).

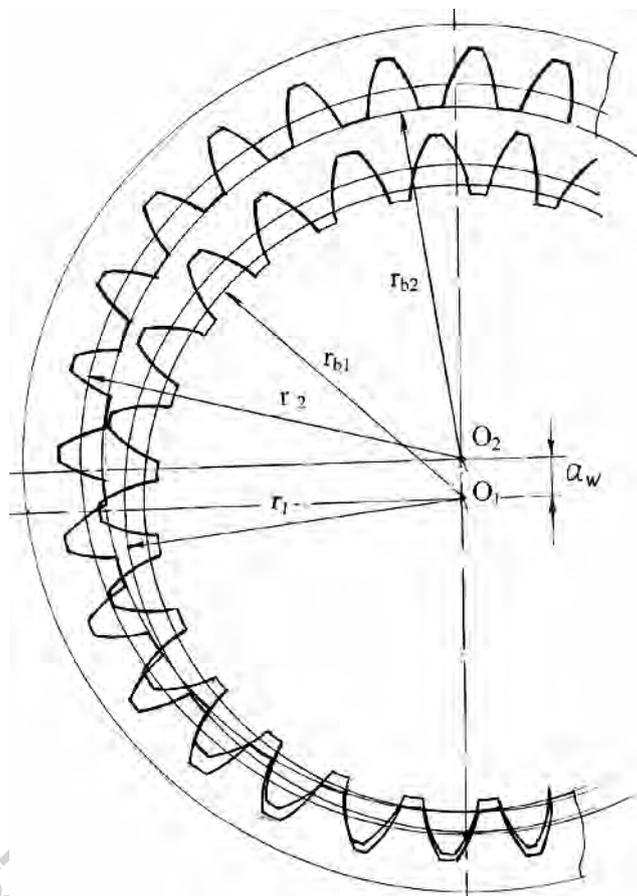


Рисунок 1.12 – Интерференция второго рода во внутреннем зацеплении

При интерференции первого рода невозможно вставить внутреннее колесо, т. е. собрать передачу. При интерференции второго рода имеет место заклинивание зубьев – передача собирается путем перемещения колес в направлении вдоль их осей за счет того, что межосевое расстояние увеличивается против расчетного. Такая передача хотя и может быть собрана, но не допускает перекачивание колес, т. е. тоже неработоспособна.

Над решением этой проблемы трудилось большое число исследователей. В ряде работ приводятся рекомендации по проектированию передач внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев.

Чтобы избежать заклинивания нулевых колес, необходимо при числе зубьев шестерни менее 58 иметь разницу чисел зубьев в 9 зубьев, а при числе зубьев шестерни более 58 эта разница равна 8 [6, 16]. С уменьшением разности чисел зубьев колес для устранения интерференции следует

увеличивать суммарный коэффициент смещения. В [18] указывается, что при разности чисел зубьев, равной единице, суммарный коэффициент смещений должен быть порядка 0,75.

В других источниках [18] отмечается, что для нулевых колес минимальные значения разности чисел зубьев, при которой отсутствует пересечение головок шестерни и колеса при заданном числе зубьев, в диапазоне 40–80 зубьев составляют восемь зубьев, в диапазоне 80–100 зубьев – шесть, в диапазоне 100–180 зубьев – четыре зуба.

В [6, 8] описаны условия для проверки внутреннего зацепления на наличие интерференции второго рода. Приведенные в [6, 8] формулы были использованы для составления программы, с помощью которой проверялись разнообразные варианты передач внутреннего зацепления с малой разностью чисел зубьев колес при различных произвольно назначенных коэффициентах смещения. Во всех проверенных вариантах передач такого типа имела место интерференция зубьев.

Заметим, что эти формулы предполагают, что зацепление зубьев происходит в доплюсной и заплуюсной зонах, что может быть только при большой разности чисел зубьев колес. При малой разности чисел зубьев на практике этого не наблюдается.

Проведенные расчеты на основании вышеописанных формул показывают, что зацепление с малой разностью чисел зубьев в рассматриваемом варианте модели зацепления не осуществимо. В то же время результаты практических исследований указывают на возможность создания работоспособных передач с разностью чисел зубьев вплоть до единицы.

1.3 Условия работы зубьев во внутреннем зацеплении

В обычном внутреннем зацеплении рабочий участок линии зацепления, то есть участок, на котором фактически происходит касание профилей зубьев, располагается по обе стороны от полюса (см. рисунок 1.9) и пара зубьев при одном из своих положений соприкасается в полюсе. В зацеплении с малой разностью чисел зубьев линия зацепления находится по одну сторону от полюса.

Характерной особенностью внутреннего зацепления при разности чисел зубьев, равной единице, является то, что оно возможно только при больших углах зацепления. Вследствие большого угла зацепления полюс находится на значительном расстоянии от центров колес, и контакта зубьев в полюсе не происходит (рисунок 1.13).

Такое зацепление, в отличие от обычного, названо внеполюсным. Начальная окружность, проходящая через полюс, делит зубья колес на головку и ножку. При внеполюсном зацеплении зубья шестерни имеют только ножки, а зубья колеса – только головки.

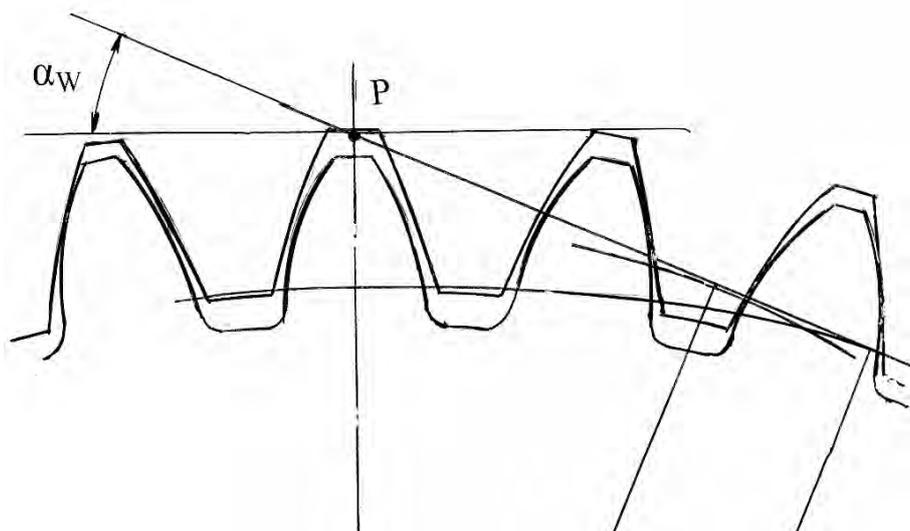


Рисунок 1.13 – Картина внеполюсного зацепления

В то же время в передаче внутреннего зацепления зубья работают в благоприятных условиях, т. к. выпуклый профиль работает по вогнутому, что снижает контактные напряжения. Это является одним из существенных преимуществ данного вида зацепления с точки зрения прочности рабочих поверхностей.

Если коэффициент перекрытия $1 < e < 2$, то на линии зацепления в одно время находится одна пара зубьев, а в другое – две. С увеличением коэффициента перекрытия условия работы зубчатой передачи улучшаются.

Теоретически нормальная работа зубчатой передачи будет обеспечена при $e = 1$. Однако, учитывая неизбежные погрешности изготовления колес, величину этого коэффициента выбирают несколько больше единицы. Минимально допустимые значения коэффициента перекрытия зависят от точности изготовления колес. На основе опыта эксплуатации рекомендуют для колес 6-й степени точности $e = 1,05$, 7-й – $e = 1,08$, 8-й – $e = 1,15$, 9-й – $e = 1,35$ [10].

Для прямозубых передач, как правило, надо выдерживать условие $e > 1$. Обычно в этих передачах $e_{\min} = 1,15-1,2$. Для модифицированных цилиндрических зубчатых передач допускается $e_{\min} = 1,09$. Это значение соответствует незагруженному зацеплению. При приложении усилия величина e увеличивается благодаря деформации зубьев [10].

Скольжение зубьев неизбежно, т. к. они очерчены кривыми, отличными от центроид (начальных окружностей), которые одни только и могут катиться друг по другу без скольжения.

Скорость скольжения зуба колеса 2 по зубу колеса 1 во внутреннем зацеплении равна:

$$V_{ск} = w_0 PM = (w_1 - w_2) PM, \quad (1.5)$$

где PM – переменное расстояние от точки M касания зубьев до полюса зацепления P ;

w_1 и w_2 – угловые скорости колес.

Из формулы (1.5) следует, что скорость скольжения увеличивается по мере удаления точки касания зубьев от полюса зацепления.

В передачах внутреннего зацепления угловые скорости колес имеют одно направление, следовательно, скорости вычитаются. В передачах внешнего зацепления угловые скорости складываются, т. к. колеса вращаются в противоположном направлении. Отсюда следует, что во внутреннем зацеплении скольжение зубьев меньше, чем во внешнем.

Эта зависимость справедлива в случае рядовой зубчатой передачи внутреннего зацепления, в которой вращаются оба колеса в одну сторону. В случае планетарного механизма одно из колес, обычно это колесо с внутренними зубьями, остановлено. Тогда скорость скольжения зубьев в планетарной передаче оказывается несколько больше, чем в рядовой.

Скольжение приводит к отрицательным последствиям. Во-первых, оно вызывает износ зубьев. Величина износа зависит не только от скорости скольжения, но и от относительных размеров сопряженных участков профилей: если эти участки одинаковы, то и износ их одинаков; если они разные, то сильнее изнашивается меньший участок.

Сопряженные участки головок всегда больше сопряженных участков ножек, поэтому ножки зубьев всегда изнашиваются быстрее головок.

Во-вторых, при относительном скольжении и обкатывании зубчатых эвольвентных профилей появляются потери на трение. Коэффициент потерь во внутреннем зубчатом зацеплении приближенно может быть рассчитан по формуле [10]

$$\psi = 2,3 \cdot f(1/Z_1 - 1/Z_2), \quad (1.6)$$

где Z_1 и Z_2 – числа зубьев колес, находящихся в зацеплении;

f – коэффициент трения. Обычно в ориентировочных расчетах его принимают 0,08.

Практически пользуются опытными данными коэффициента потерь в зубчатом зацеплении, часть из которых приводится в таблице 1.1 [20].

Таблица 1.1 – Опытные значения коэффициентов потерь

Характер зацепления и точность обработки зубьев	Коэффициент потерь
Прямозубое зацепление с шлифованными зубьями:	
5–7 степень точности	0,01
8 степень точности	0,02
9–10 степень точности	0,03
Прямозубое зацепление с грубой обработкой зубьев	0,04
Прямозубое зацепление с литыми неприработавшимися зубьями	0,15–0,30
Косозубое зацепление с хорошей обработкой зубьев	0,025–0,030

При общем расчете КПД зубчатой передачи необходимо, кроме того, учесть потери на трение в кинематических парах.

Мощность, расходуемая на трение в зубчатом зацеплении,

$$N_{\text{тр}} = F v_{\text{ск}} = f R w_0 P_M \quad (1.7)$$

пропорциональна давлению R между зубьями и относительной линейной скорости $v_{\text{ск}}$ или относительной угловой скорости $w_0 = w_1 - w_2$ сцепляющихся колес.

В ряде случаев при больших передаточных отношениях относительные скорости могут достигать больших значений, мощность трения резко увеличивается, а КПД механизма уменьшается и может достигать нулевого значения.

В передачах с разностью чисел зубьев, равной единице, имеет место доплюсное зацепление. При этом возрастает скорость скольжения зубьев и, как следствие, снижается КПД передачи. При реализации малогабаритных планетарных механизмов с большим передаточным отношением на основе схемы К-Н-V с разницей чисел в один зуб нельзя рассчитывать на высокий КПД.

Одной из задач проводимого исследования является отыскание оптимального решения проблемы соотношения КПД и передаточного отношения. Как будет показано далее, наилучшим вариантом оказывается использование двухступенчатых планетарных механизмов, включающих быстроеходную и тихоходную ступени. При этом распределение передаточного отношения по ступеням носит оптимизационный характер.

1.4 Экспериментальное исследование зубчатых передач внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб

Известно, что устранить интерференцию во внутреннем зацеплении можно подбором величины коэффициентов смещения [3]. Так как отсутствуют проверенные на практике рекомендации, как производить этот подбор, следует обратиться к эксперименту.

В процессе проведения исследования было изготовлено большое количество вариантов зубчатых передач внутреннего зацепления с различными сочетаниями чисел зубьев при выбранном модуле колес. В качестве основного был принят модуль колес 1 мм. Этот выбор обоснован тем, что все колеса, изготовленные инструментом стандартного профиля, подобны. Это означает, что картины зацепления передач, собранных из этих колес при одних и тех же параметрах, т. е. одинаковых числах зубьев и одинаковых смещениях, изготавливаемых одним и тем же способом, но с различным модулем, различаются лишь масштабом изображения. Достаточно выяснить условия существования одного варианта передачи, чтобы затем

распространить их на аналогичные передачи другого модуля. Удобным вариантом для этого перехода является модуль 1 мм. Кроме того, реализацию макетов передач в условиях настоящего исследования лучше производить с этим модулем, т. к. макеты получаются достаточно небольших размеров.

Была проделана работа по изготовлению и исследованию нескольких десятков комплектов колес с различными числами зубьев и параметрами смещения. Фотографии некоторых наиболее характерных передач и краткий анализ результатов их проверки на собираемость и работоспособность приводятся далее.

При изготовлении зубчатых колес необходима проверка контролируемых размеров. Для колес малого модуля таким контролируемым размером является диаметр по роликам, т. к. измерение длины нормали из-за малых размеров зубьев произвести нельзя. Измерение размеров по роликам у прямозубых колес не связано с какой-либо базой и позволяет контролировать толщину зуба точнее, чем при измерении другим способом.

При вычислении размера по роликам M для колеса с внутренним зубом и колеса с внешним зубом (рисунок 1.14) использованы следующие формулы [3]:

$$M = d_D - D, \quad (1.8)$$

где D – диаметр ролика;

d_D – диаметр окружности центров роликов,

$$d_D = mz \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_D};$$

$$\operatorname{inv} \alpha_D = \frac{0,5\pi + 2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \frac{D}{mz \cos \alpha}, \quad (1.9)$$

где α_D – эвольвентный угол на концентрической окружности, проходящей через центр ролика.

Для облегчения процедуры задания контролируемого размера и последующего приемного контроля для выбранных чисел зубьев была разработана программа и составлены контрольные таблицы. Эта программа и таблицы имеют и самостоятельное значение, т. к. могут быть полезны при изготовлении колес различного модуля. Если модуль отличается от указанного в таблицах, размер по роликам получается умножением размера, приведенного в таблице при модуле 1 мм, на величину модуля изготавливаемого колеса. Это вытекает из того, что все формулы, по которым производится расчет, линейно зависимы от величины модуля.

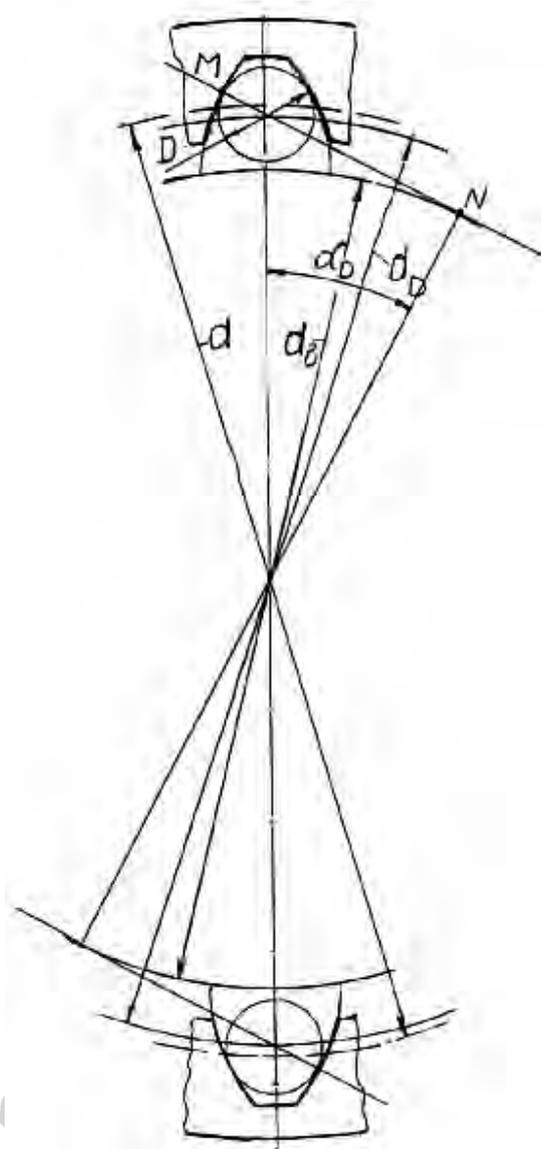


Рисунок 1.14 – Контроль размеров зубьев зубчатых колес с помощью роликов

Вначале исследование касалось зубчатых передач с разностью чисел зубьев в два зуба. Были изготовлены и испытаны комплекты колес с модулем 1 мм и параметрами: число зубьев колеса 90, коэффициент смещения +1,15, число зубьев шестерни 88, коэффициент смещения 0. Анализ экспериментальных образцов показывает, что это работоспособная передача с нормальной собираемостью, нормальной глубиной захода зубьев, но с некоторым боковым зазором в зацеплении. На основе визуального анализа зацепления трудно судить о коэффициенте перекрытия, но во всяком случае видно, что он достаточный, т. к. несколько пар зубьев либо находятся в контакте, либо близки к нему. Передаточное отношение этой передачи равно 45. Реализован и испытан макет редуктора с данным вариантом передачи.

Следующий изготовленный и испытанный вариант – передача с разницей чисел зубьев в два зуба с модулем 1 мм и параметрами: число зубьев

колеса 65, коэффициент смещения +0,5, число зубьев шестерни 63, коэффициент смещения –0,45. Как и предыдущая передача, она оказалась работоспособной и на ее базе был изготовлен макет редуцирующего узла ручной лебедки.

Были изготовлены варианты колес с числами зубьев 65 и 64 и с различными коэффициентами смещения: +0,35, +0,65, +1,15. Результаты испытаний показывают следующее: передача с коэффициентом смещения колеса +0,35 не собирается, вторая передача с $x = +0,65$ хотя и собирается, но проворачивается с трудом, третья – хорошо собирается и проворачивается, но колесо имеет заостренный зуб.

В итоге по результатам исследования физических моделей передач с разностью чисел зубьев в два зуба можно констатировать, что особых проблем с реализацией таких передач на практике не возникает. Передачи легко собираются при широком диапазоне параметров смещений. Исходя из этого был разработан проект редуктора лебедки пассажирского лифта с модулем зубьев 5 мм и передаточным отношением 37 с разностью чисел зубьев колес, равной двум. Проект не был реализован на практике и поэтому окончательное заключение, подтвержденное практически, по нему сделать нельзя. Был изготовлен и испытан макет редуктора на ориентировочную мощность 1 кВт с передаточным отношением 45 и модулем зубьев 1 мм. Более подробно об этом будет сказано далее.

Положительные результаты проведенных исследований передач с разностью чисел зубьев в два зуба и приобретенный опыт позволили перейти к решению основной задачи исследования – созданию работоспособной передачи с разностью чисел зубьев в один зуб и определению диапазона существования таких передач. С этой целью было произведено физическое моделирование различных вариантов передач и макетов механизмов, результаты которого здесь приводятся.

Заметим сразу, что условия существования таких передач достаточно жесткие, поэтому большое количество изготовленных передач оказались неработоспособны.

В частности, изготовленная пара колес с числами зубьев 89 и 90 и модулем 1 мм, у которой колеса выполнены без смещения, собрать оказалось невозможно – шестерня не входила в колесо.

Другую ситуацию, но с отрицательным результатом демонстрирует передача с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 84, коэффициент смещения +1,4, число зубьев шестерни 83, коэффициент смещения +0,4. Здесь имеет место случай интерференции второго рода: передача собрана путем вдвигания шестерни внутрь колеса, но колеса не перекатываются друг по другу. Ситуация не изменилась даже после протачивания наружного диаметра шестерни примерно на 0,5 мм. Следовательно, дело не в большом диаметре шестерни, а в профиле зубьев. По нашему заключению, здесь принят слишком большой коэффициент смещения шестерни.

Еще один пример, но с тем же результатом дает передача со следующими параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 90, коэффициент смещения $+0,58$, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения $-0,3$. Колеса собираются путем вдвигания, но не перекатываются. По нашему заключению, причина – малый положительный коэффициент смещения колеса. Это следует из того, что с колесом, у которого коэффициент смещения $+1,5$, та же шестерня образует передачу (рисунок 1.15) и колеса свободно перекатываются. Однако она тоже малоприспособна к использованию, т. к. зацепление происходит в зоне, слишком удаленной от полюса, – шестерня «зависает» на головках зубьев, не позволяя зубьям заходить в зацепление на полную высоту.

Была проведена проверка условий существования передачи с числом зубьев колеса 90 и смещением $+0,58$, которая показала, что передача также не собирается с шестернями со смещением 0 и со смещением $+0,3$. Отсюда следует вывод, что коэффициент смещения колеса должен быть больше.

Следующий эксперимент состоял в том, что была изготовлена передача с параметрами: число зубьев колеса 90, смещение $+1,65$, число зубьев шестерни 89, смещение $+0,3$. Кроме того, после изготовления шестерни путем переустановки ее на станке зубьям было придано еще боковое смещение в среднем на глубину 0,2 мм.

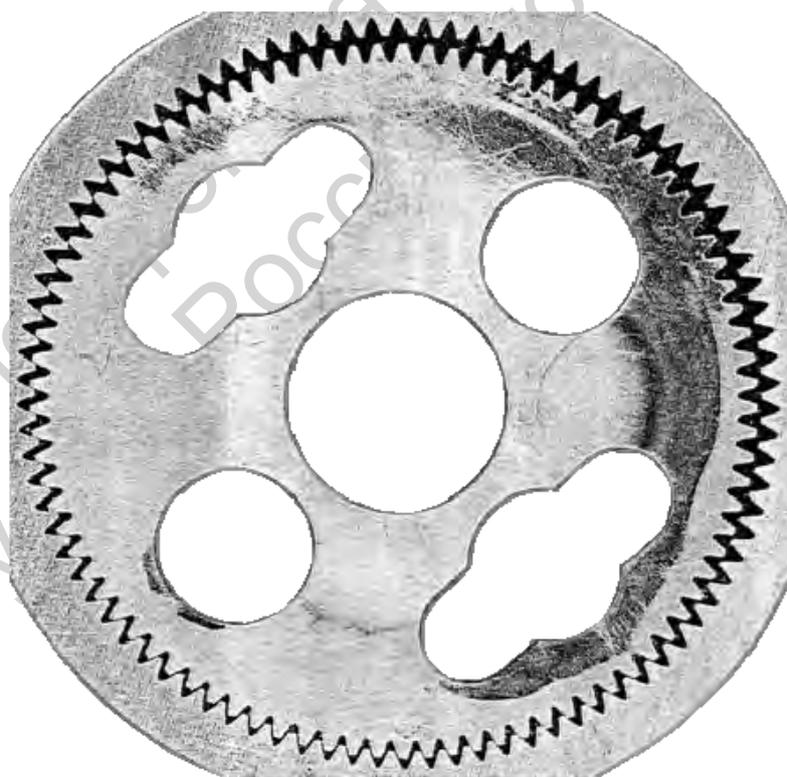


Рисунок 1.15 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 90, коэффициент смещения $+1,5$, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения 0

Картина зацепления представлена на рисунке 1.16. На основе ее анализа можно утверждать, что боковое смещение существенно отражается на толщине, а значит, и прочности зуба, но дает возможность улучшить качественные показатели зацепления: уменьшить «зависание» зубьев, увеличить глубину захода зубьев в зацепление, что должно положительно сказываться на кинематических и динамических свойствах передачи, в частности, позволяет увеличить ее КПД. Этот прием может быть рекомендован как дополнительное средство модификации передачи при внутреннем зацеплении с разницей чисел зубьев в один зуб в том случае, если прочность зуба это позволяет.

По аналогии с коэффициентом радиального смещения можно ввести понятие коэффициента бокового смещения и определить его как отношение срезаемой толщины зуба на делительной окружности к модулю. Практически боковое смещение осуществляется путем соответствующего разворота колеса с уже нарезанными зубьями без бокового смещения на столе станка и последующего прохода долбяка с удалением части боковой поверхности зуба.

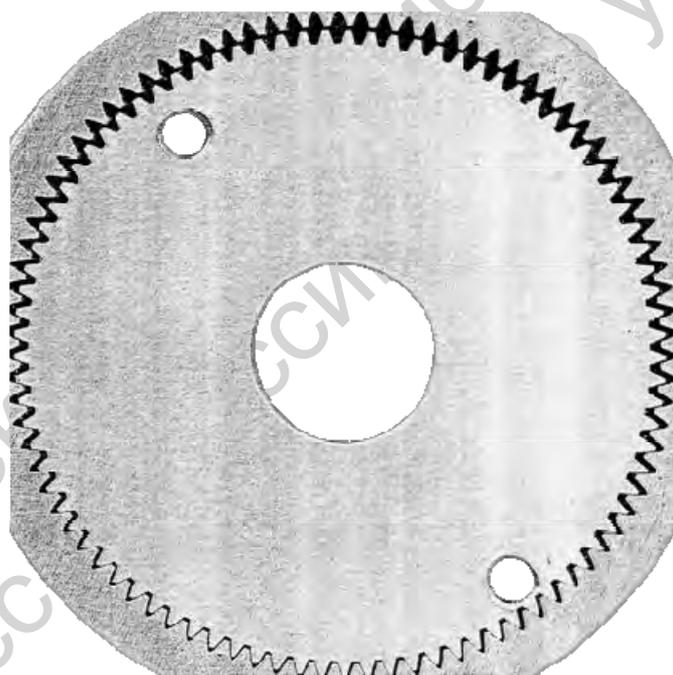


Рисунок 1.16 – Зубчатая передача с параметрами: число зубьев колеса 90, коэффициент смещения $+1,65$, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения $+0,3$, дополнительное боковое смещение $0,2$ мм

На основе приобретенного опыта проектирования передач найдены оптимальные параметры смещения колес для передачи с соотношениями чисел зубьев 90 и 89, по которым спроектированы и изготовлены работоспособные передачи. На рисунках 1.17–1.19 представлены передачи с различными параметрами смещения колеса и шестерни.

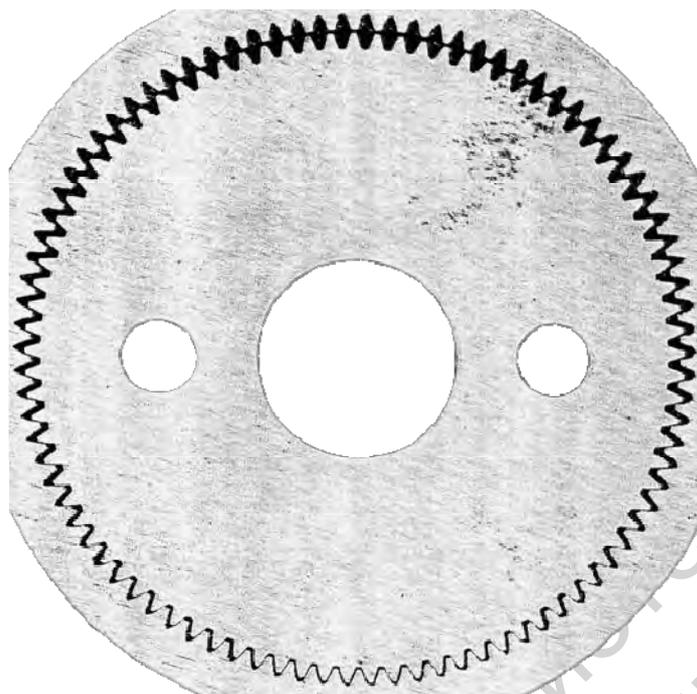


Рисунок 1.17 – Зубчатая передача с параметрами: число зубьев колеса 90, коэффициент смещения +1,5, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения 0

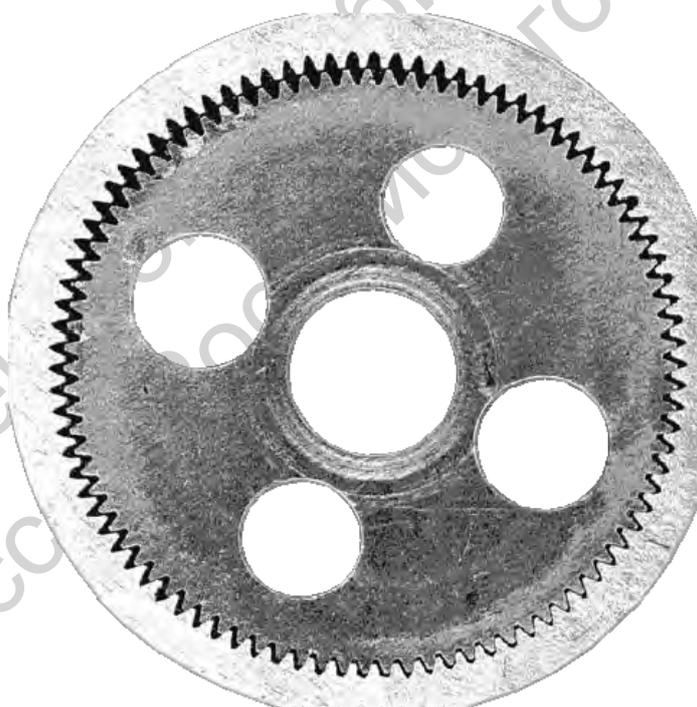


Рисунок 1.18 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 90, коэффициент смещения +1,5, число зубьев шестерни 59, коэффициент смещения +0,3

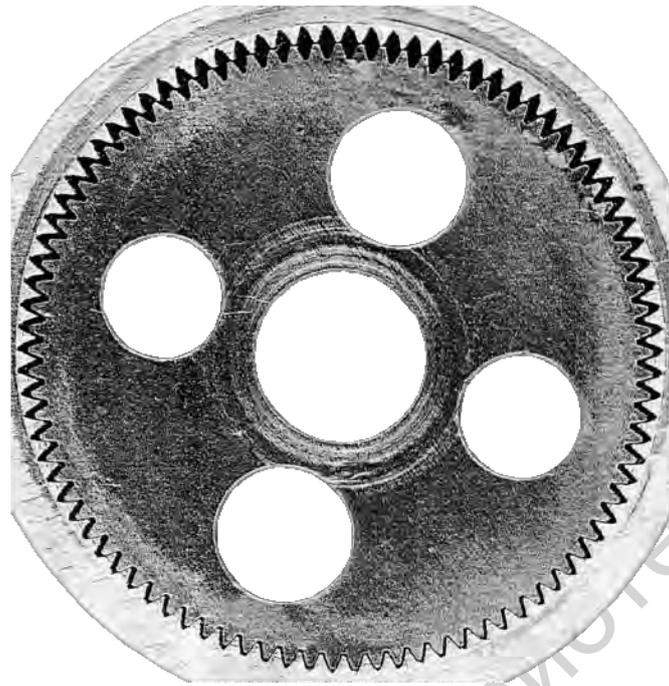


Рисунок 1.19 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 90, коэффициент смещения +1,65, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения +0,3

Рассмотрена передача с большим числом зубьев и малым модулем со следующими параметрами: модуль 0,5 мм, число зубьев колеса 180, коэффициент смещения 0, число зубьев шестерни 177, коэффициент смещения 0, т. е. передача с разностью чисел зубьев, равной трем (рисунок 1.20). Как видно из картины зацепления, зубья входят на полную высоту и их «зависания» в явном виде не наблюдается. Такая передача, очевидно, легко осуществима и должна работать нормально. Это вызывает сомнение в справедливости приводимого в литературе утверждения, что при нулевых колесах разность чисел зубьев для отсутствия интерференции должна быть 7–8 [1].

На рисунке 1.21 представлена передача с параметрами: модуль 0,5 мм, число зубьев колеса 178, коэффициент смещения +1,0, число зубьев шестерни 177, коэффициент смещения 0. Передача собирается нормально, колеса перекатываются и передача работоспособна. Однако при внимательном рассмотрении картины зацепления можно увидеть, что имеет место значительное «зависание» колес, они входят в зацепление вершинами зубьев, нет глубокого зацепления. Для получения удовлетворительных результатов зацепления передачу следует модифицировать, подобрав для колес соответствующее смещение. Параметры смещения в первом приближении можно выбрать такими же, как и приведенные выше параметры для работоспособной пары колес 90–89. Планетарный механизм с такой передачей, как будет указано далее, осуществлен в работающем макете с большим передаточным отношением.

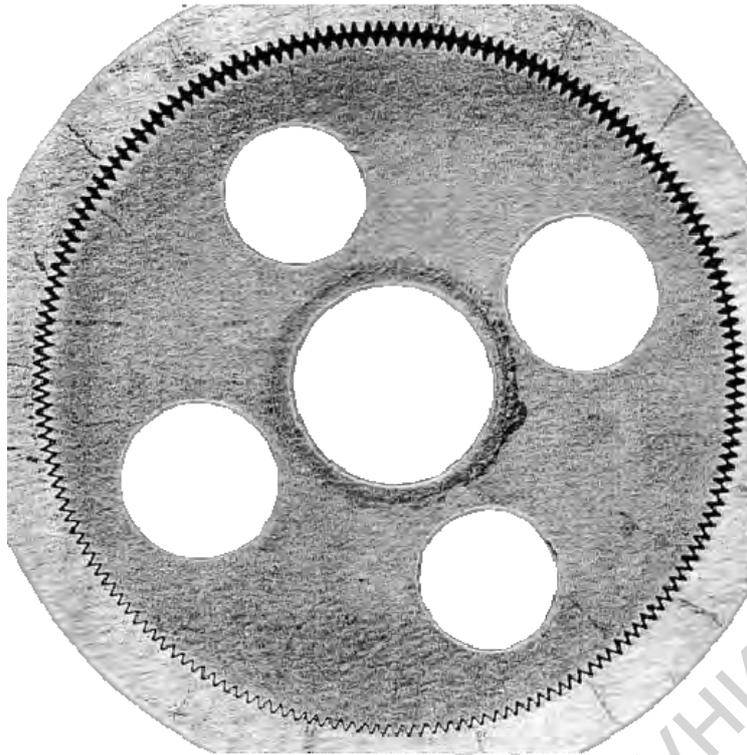


Рисунок 1.20 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 0,5 мм, число зубьев колеса 180, коэффициент смещения 0, число зубьев шестерни 177, коэффициент смещения 0

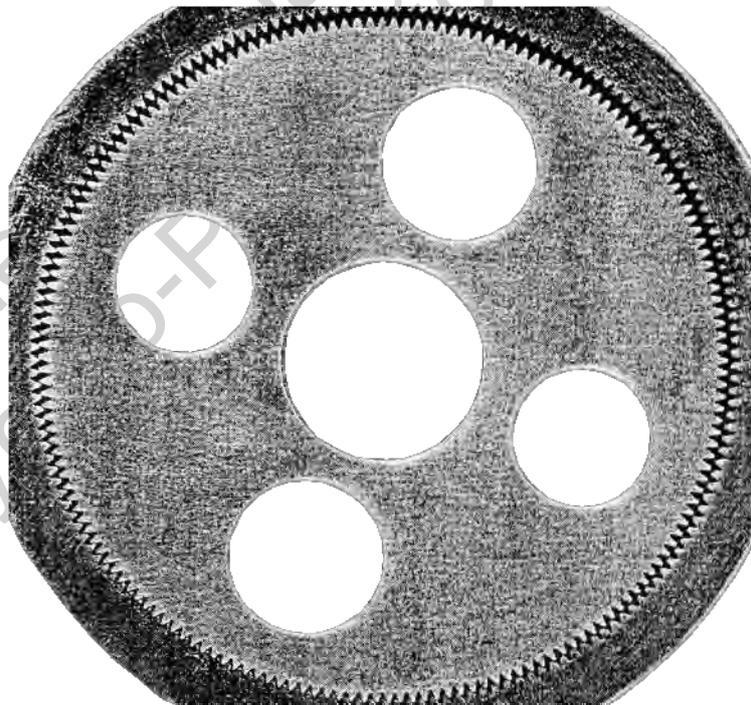


Рисунок 1.21 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 0,5 мм, число зубьев колеса 178, коэффициент смещения +1,0, число зубьев шестерни 177, коэффициент смещения 0

Для выяснения диапазона существования передач с разностью чисел зубьев в один зуб и с относительно малым передаточным отношением была изготовлена и изучена передача со следующими параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 33, коэффициент смещения +1, число зубьев шестерни 32, коэффициент смещения $-0,3$ (рисунок 1.22). В передаче в явном «зависании» шесть зубьев. Для улучшения параметров зацепления в передаче 33–32 сделана модификация зубьев шестерни путем увеличения высоты зуба на 10 % (на рисунке не показана). Передача, на наш взгляд, работоспособна и на ее основе создан макет механизма. Она служит наглядным подтверждением, что с уменьшением числа зубьев «зависание» колес уменьшается.



Рисунок 1.22 – Зубчатая передача с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса 33, коэффициент смещения +1,0, число зубьев шестерни 32, коэффициент смещения $-0,3$

Проводилась проверка изготовленных пар зубчатых колес на перекрытие зубьев и на «зависание» с помощью пятна контакта. Для этого шестерня с нанесенной на зубья краской устанавливалась внутрь колеса и путем покачивания шестерни на нем получался отпечаток пятна краски.

В передаче 90–89 (модуль 1 мм) на колесе симметрично слева и справа было отмечено пятнами краски примерно по 10 разноименных (левых и правых) боковых профилей зубьев. На средних зубьях пятен краски не было, таких зубьев было порядка 10. Следует считать, что в «зависании» оказываются примерно по 10 зубьев с каждой стороны. Касание начинается с кромки вершин зубьев в колесе и распространяется далее к ножке зуба, но

не на полную его глубину.

В передаче 33–32 (модуль 1 мм) отмеченными оказались по четыре зуба и непомяченными четыре зуба между ними – в «зависании» четыре зуба.

Примерно такая же ситуация наблюдалась и для других вариантов передач. Рекомендуемые значения коэффициента смещения для передачи 90–89: для колеса – от +1,2 до +1,5, для шестерни – от 0 до –0,2.

При нагружении в этих передачах будет участвовать по несколько зубьев, что является серьезным преимуществом перед мелкозубными передачами с большой разностью чисел зубьев колес и с малым коэффициентом перекрытия. Поэтому при надлежащей технологии изготовления колес можно рассчитывать на высокую кинематическую точность и плавность движения.

Подведем итог выполненных экспериментальных исследований.

Было изготовлено и испытано в лабораторных условиях большое число работоспособных двухколесных планетарных передач с разностью чисел зубьев в один зуб, реализующих широкий диапазон передаточных отношений от 30 до 180.

При разности чисел зубьев, равной единице, если не произвести определенную модификацию зубьев, такая пара колес вообще не собирается. Для того чтобы собрать передачу, нужно либо значительно подрезать колеса по окружности вершин, что нежелательно с точки зрения коэффициента перекрытия, либо уменьшить толщину зуба шестерни, тем самым ослабив ее, либо, наконец, нарезать оба колеса со смещениями разного знака.

Из-за малой разности чисел зубьев колеса и шестерни в один–два зуба (а только такой вариант передачи обеспечивает большое передаточное отношение) возникает интерференция зубьев второго рода, т. е. наложение головок зубьев колеса и сателлита.

Интерференция второго рода, как и интерференция первого, приводит к заклиниванию передачи или невозможности введения внутреннего колеса, т. е. такая передача в принципе невозможна.

При надлежащем выборе параметров смещения колес можно добиться получения передачи, в которой отсутствует интерференция первого и второго рода. Для этого нужно назначить соответствующие значения радиального и бокового смещения для каждой пары чисел зубьев колес. Боковое смещение выполняется только для шестерни.

В рассмотренных выше случаях тоже имеет место интерференция, но она не приводит к заклиниванию передачи. Передача оказывается работоспособной. При этом на картине зацепления наблюдается отмеченное ранее «зависание» колес из-за того, что зубья сопрягающихся колес соприкасаются срединными участками. Такое явление можно назвать интерференцией третьего рода (рисунок 1.23).

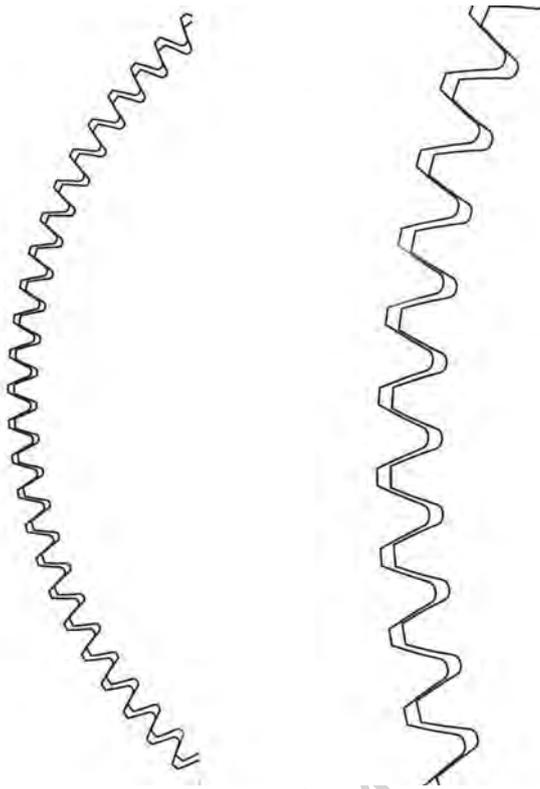


Рисунок 1.23 – Варианты передач с интерференцией третьего рода

Рассмотренные случаи можно наглядно продемонстрировать рисунком 1.25, на котором хорошо представлена картина зацепления с имеющей место интерференцией третьего рода, приводящей к «зависанию» колес. Зубья не касаются в зоне, прилегающей к межосевой линии. Заметим, что с уменьшением числа зубьев интерференция третьего рода уменьшается. Это находит подтверждение на рисунке 1.22.

Определение оптимальных величин требуемых смещений при разности чисел зубьев в один зуб представляет сложную теоретическую задачу, которая полностью не решена. Интерференция остается, но она выражается в том, что хотя передача и собирается, возникает особый случай зацепления – зубья входят в контакт одновременно слева и справа на некотором удалении от межосевой линии, соединяющей центры колес. Сателлит «зависает» на этих зубьях, вследствие чего зубья, находящиеся на межосевой линии, вообще не соприкасаются между собой. «Зависание» колес хорошо видно в реализованной нами передаче (числа зубьев 90 и 89, модуль 1 мм), представленной на рисунках 1.24 и 1.25.

Достоинство этой передачи состоит в том, что при правильном выборе межцентрового расстояния возникает беззазорное зацепление из-за того, что зубья слева и справа касаются левым и правым боковым профилем. При этом сохраняется боковой зазор, необходимый для смазки зубьев. Величина межосевого расстояния, замеренная по колесам, для передач модуля 1 мм составляет примерно 1,2 мм вне зависимости от чисел зубьев

колес. Выборка зазора осуществляется путем регулирования эксцентриситета сателлита.

Для практического установления требуемого межосевого расстояния следует применить специальное устройство регулирования эксцентриситета. Таким устройством могут быть два эксцентрика с дифференциальным шпоночным соединением [9]. Таким образом можно получить кинематически ценную беззазорную планетарную передачу, причем это можно осуществить при одном сателлите.

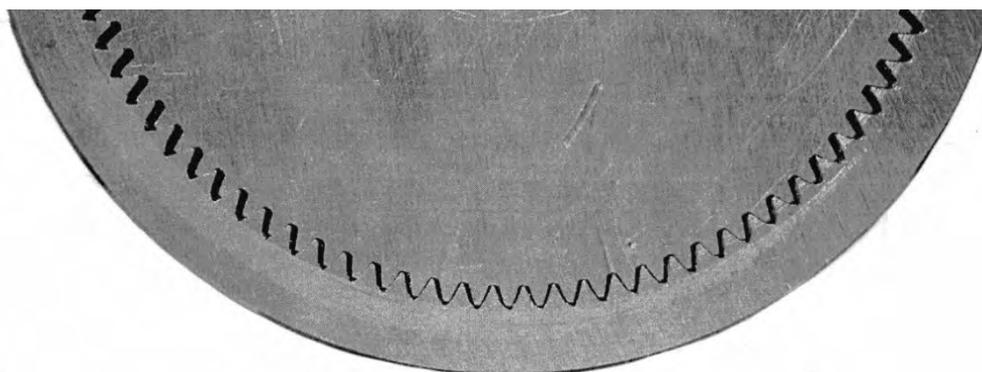


Рисунок 1.24 – Наблюдаемое «зависание» колес в передаче с параметрами: модуль 1 мм, число зубьев колеса с внутренними зубьями 90, коэффициент смещения +1, число зубьев шестерни 89, коэффициент смещения 0



Рисунок 1.25 – Передача внутреннего зацепления с разницей чисел зубьев в один зуб с зубьями, изготовленными инструментом с 20-градусным исходным контуром

Основным недостатком такой передачи является то, что из-за удаления точек соприкосновения зубьев от полюса зацепления возрастает скорость скольжения зубьев и, как следствие, увеличиваются потери на трение и существенно снижается КПД передачи. Поэтому рассматриваемую планетарную передачу внутреннего зацепления с разностью чисел

зубьев в один зуб можно рекомендовать в тех случаях, когда энергетические потери не являются критическими параметрами, а более важны малые габариты и вес.

Создание двухколесных планетарных механизмов для силовых передач, реализующих в одной ступени большое передаточное отношение, не целесообразно из-за ограниченного усилия, которое может воспринимать одна пара зубьев в зацеплении, и снижения КПД. В то же время использование этого варианта зацепления в качестве быстроходной ступени с малым передаточным отношением порядка 30 в двухступенчатом механизме в нагруженных передачах вполне оправдано.

Применение обычных эвольвентных зубчатых колес с 20-градусным исходным контуром зубьев представляется, на первый взгляд, наиболее простым из-за широкой распространенности такого зацепления. Однако в практическом исполнении возникает ряд трудностей.

Известны попытки использования колес, изготовленных долбяком с зубьями с эвольвентным 30-градусным исходным контуром [10]. Такой инструмент применяется при изготовлении шлицевого соединения валов. Никаких особых проблем при использовании этого инструмента для нарезания им эвольвентных зубчатых колес не возникает. Контроль расчетных параметров осуществляется также с помощью роликов по формулам (1.8) и (1.9), аналогичным приведенным ранее для обычных колес и откорректированным с учетом измененного угла исходного контура.

В [10] приводится пример реализации такой передачи при разности чисел зубьев, равной трем. Представляет значительный интерес применение такого зацепления для передач с разницей чисел зубьев, равной единице.

На рисунке 1.26 показана построенная на компьютере картина зацепления для колес, нарезанных инструментом с исходным контуром 30° , с числами зубьев 30 и 29. На ней видно, что «зависание» колес практически отсутствует, зубья заходят на достаточную глубину, зацепление происходит в районе полюса, перекрытие зубьев хорошее, они касаются левым и правым профилем без заклинивания.

Картину зацепления на рисунке 1.26 следует сравнить с картиной, представленной на рисунке 1.12. Кроме того, что удалось реализовать безытерференционную передачу внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб, здесь уменьшено расстояние между полюсом зацепления и зубьями, что, как известно, уменьшает скольжение колес и потери на трение. Реализованный натуральный образец передачи с указанными на рисунке 1.26 параметрами представлен на рисунке 1.27.

Из простого сравнения рисунков 1.22, 1.26 и 1.27 можно заключить, что использование такого зацепления уменьшает «зависание» сателлита. Проверка натурального образца по пятну касания показывает, что в касании находятся пять–шесть зубьев практически без «зависания». Кроме того, из-за увеличенной толщины зуба увеличивается прочность колес. Все это

существенно увеличивает нагрузочную способность передачи и ведет к снижению потерь в зацеплении и повышению КПД.

Найденный экспериментальным путем вариант передачи с 30-градусным зацеплением с указанными выше характеристиками можно считать хорошим решением проблемы интерференции для передачи схемы К-Н-V при разности чисел зубьев колес в один зуб.

Хотя использование колес, изготовленных стандартным инструментом с 20-градусным исходным контуром, является повсеместной практикой, в данном случае для реализации планетарных механизмов с большим передаточным отношением для передач с внутренним зацеплением при разности чисел зубьев колес в один зуб предпочтительнее применять колеса, изготовленные инструментом с исходным контуром 30° . Нет никаких существенных препятствий для широкого использования такого зацепления. Все разработанные планетарные зубчатые механизмы, о которых будет идти речь далее, могут быть выполнены с такими колесами. Приведенные выше результаты получены чисто экспериментальным путем, поэтому представляет интерес дополнить их углубленным теоретическим изучением этого вопроса.

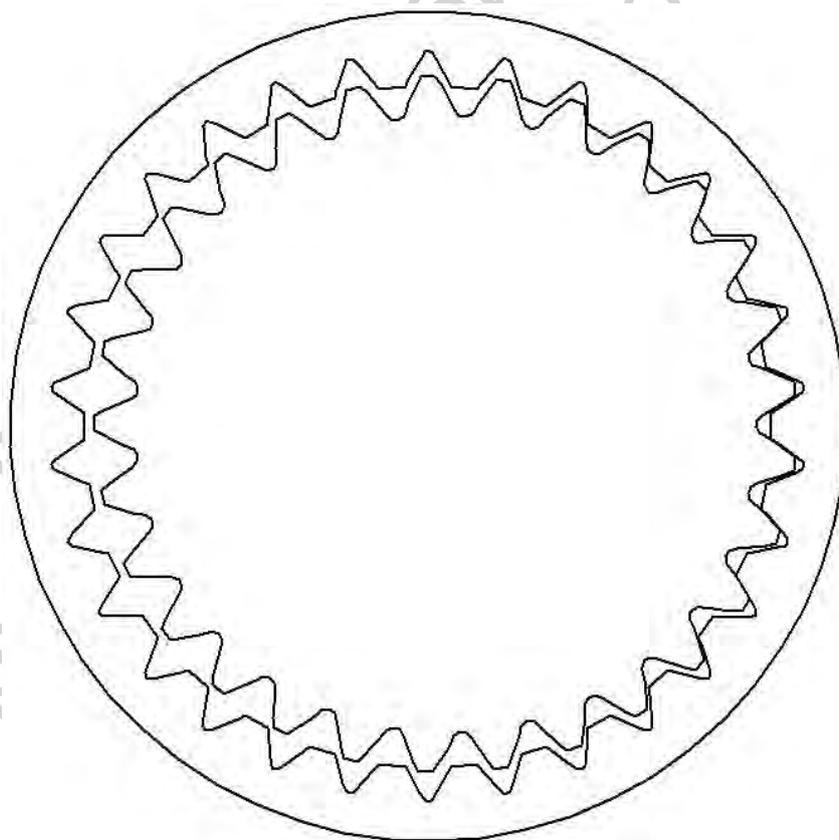


Рисунок 1.26 – Компьютерная модель картины зацепления в передаче внутреннего зацепления с разницей чисел зубьев в один зуб с использованием колес, нарезанных инструментом с исходным контуром 30° (модуль 1,5 мм, числа зубьев 30 и 29, коэффициент смещения колеса +1,5, коэффициент смещения шестерни 0)



Рисунок 1.27 – Реализованная передача с внутренним зацеплением с модулем 1,5 мм и разностью чисел зубьев в один зуб и колесами, изготовленными инструментом с 30-градусным исходным контуром

1.5 Анализ и оптимизация схем механизмов W

Накопленный к настоящему времени опыт создания зубчатых планетарных редукторов по схеме К-Н-V свидетельствует, что значительные затруднения возникают при проектировании и реализации механизма передачи движения между параллельными валами с передаточным отношением, равным единице, так называемого механизма W [10]. Сказанное справедливо для всех редукторов этого типа независимо от используемого вида зацепления, в том числе для новых видов редукторов с циклоидальным зацеплением, а также для рассматриваемых далее планетарных механизмов с гибкими связями. Совершенство этого механизма во многом определяет эксплуатационные качества планетарного механизма в целом, поэтому изучению механизма W уделено большое внимание. Кроме того, без этого механизма невозможно создание двухступенчатого планетарного механизма, что является одной из задач данного исследования.

Наибольшее распространение получил модифицированный механизм параллельных кривошипов, в котором функции реальных кривошипов выполняют пальцы с надетыми на них втулками, обкатывающиеся внутри цилиндрических отверстий. Механизм параллельных кривошипов известен также под названием втулочно-пальцевая муфта, шарнирная муфта. Сателлит выполняет роль шатуна механизма параллельных кривошипов, фланец выходного вала – роль стойки. Сателлит и фланец ведут себя как звенья шарнирного параллелограмма: при повороте сателлита на некоторый угол на такой же угол поворачивается и фланец.

Основу механизма параллельных кривошипов составляет шарнирный параллелограмм. Параллелограммный механизм позволяет передавать вращение сателлита на выходной вал с передаточным отношением, равным единице. Шатун шарнирного параллелограмма совершает круговое поступательное движение, т. е. остается параллельным самому себе. Любые параллельные прямые на сателлите и на стойке остаются параллельными при различном положении сателлита.

Разность диаметров втулок и отверстий равна удвоенному значению эксцентриситета входного вала. Палец, втулка и отверстие образуют две пары: одна пара образована втулкой и отверстием, а вторая – втулкой и пальцем. Первая пара является парой качения, а вторая – парой скольжения. Модифицированный механизм параллельных кривошипов содержит минимальное количество деталей, компактен в осевом направлении.

На рисунке 1.28 представлена схема модифицированного механизма параллельных кривошипов. Из рисунка видно, что втулки одной стороной прижаты к отверстию. Хотя между отверстием и втулкой есть свободное расстояние, втулка не может отойти от отверстия, т. к. этому препятствует эксцентриситет вала. Механизм содержит как минимум два отверстия. Количество отверстий и пальцев определяет число шарнирных параллелограммов. Обычно для распределения нагрузки их делают шесть–восемь.

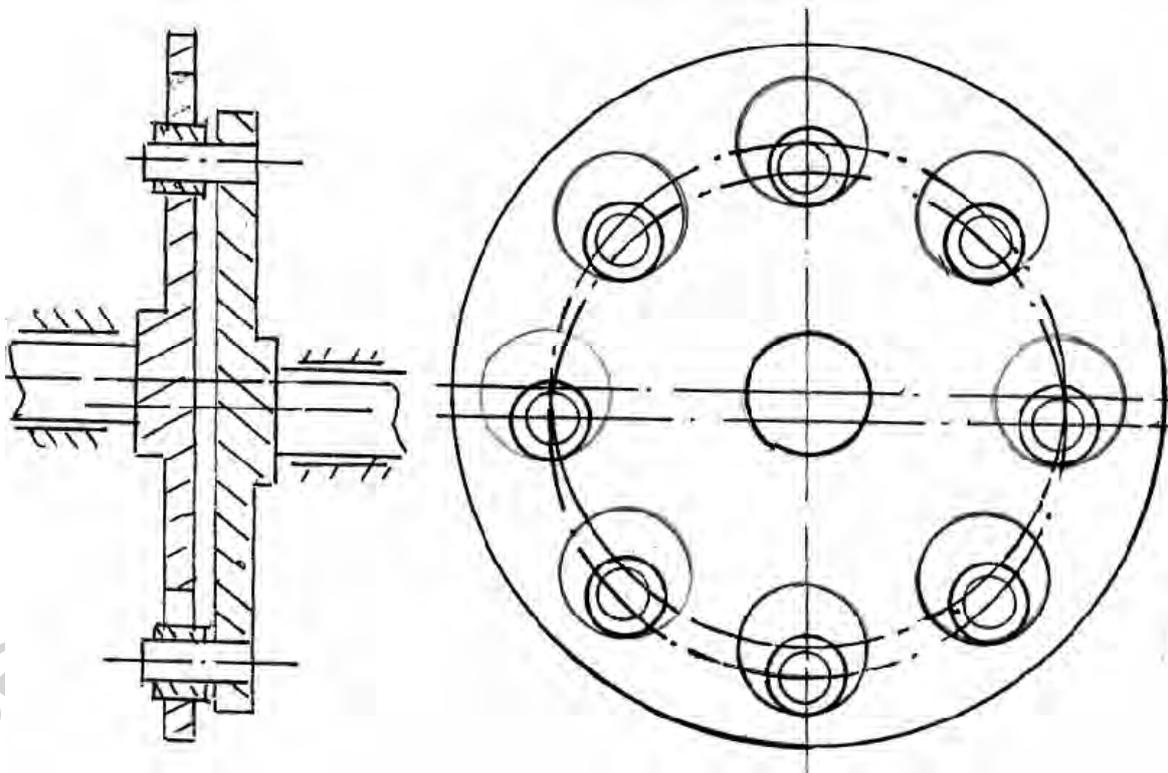


Рисунок 1.28 – Модифицированный механизм параллельных кривошипов

К достоинствам механизма следует отнести простоту устройства по сравнению с реальным механизмом параллельных кривошипов. В нем отсутствуют кривошипы как таковые и их функции выполняют расстояния между осями пальцев и отверстий.

Недостатки механизма параллельных кривошипов сводятся к следующему. Первый недостаток состоит в том, что в механизме есть мертвое положение, в котором кривошипы совпадают со стойкой. Механизм параллельных кривошипов является механизмом шарнирного параллелограмма, для существования которого необходимо строгое равенство длин противоположных сторон параллелограмма. В противном случае механизм не сможет пройти мертвое положение и может заклинить. Отсюда вытекают высокие требования к точности изготовления звеньев механизма. Как показал наш опыт, в условиях реальных технологий изготовления деталей требуемой точности достичь не удастся. Необходимо с высокой точностью изготовить корпусные детали, кроме того, точно расположить отверстия на шестернях, а также отверстия для пальцев на фланце выходного вала. Для улучшения прохождения мертвого положения следует использовать не два кривошипа, а более – три или четыре. Отсюда – увеличение числа точно изготавливаемых отверстий и пальцев. Невыполнение этих требований создает избыточное количество связей и увеличивает нагрузки на звенья [14].

Второй существенный недостаток механизма параллельных кривошипов состоит в том, что он не позволяет регулировать межосевое расстояние, что является важным условием для получения беззазорного зацепления.

Третий недостаток заключается в том, что для размещения всех отверстий на сателлите требуются достаточно большие его радиальные габариты. По этой причине модифицированный механизм параллельных кривошипов вообще не может быть использован для сателлитов малого размера или с малым числом зубьев.

Указанные выше конструктивные недостатки ограничивают применение механизма параллельных кривошипов в малогабаритных передачах К-Н-V в устройствах, используемых, например, в мехатронике.

На рисунке 1.29 показана схема планетарного механизма с модифицированным механизмом параллельных кривошипов. Сателлит 1 совершает планетарное движение. Усилие со стороны сателлита передается по общей нормали к поверхностям отверстия и втулки, т. е. проходит через центр втулки в направлении замыкания кинематической пары отверстие–втулка. Отсюда следует, что в передаче усилия одновременно участвуют не более половины втулок.

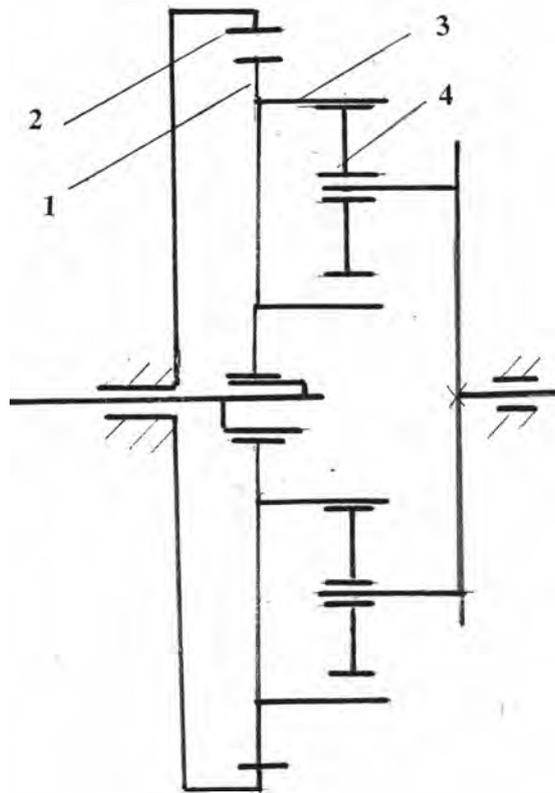


Рисунок 1.29 – Схема модифицированного механизма параллельных кривошипов

При работе передачи втулка 4 обкатывается внутри цилиндрического отверстия на спутнике 1 планетарной передачи, которое представлено элементом 3 на рисунке 1.29. Очевидно, что скорость вращения втулки будет тем меньше, чем меньше разность диаметров втулки и отверстия. Соотношение скоростей определяется зависимостью

$$\Omega_{\text{отв}} / \Omega_{\text{вт}} = D_4 / D_3. \quad (1.10)$$

Несмотря на отмеченные недостатки, модифицированный механизм параллельных кривошипов нашел широкое применение в циклоидальных редукторах, но не в наших разработках.

Для передачи вращения между параллельными валами используется крестовая муфта. Иногда ее называют муфтой Ольдгейма. Основное преимущество ее состоит в том, что здесь снимаются повышенные требования к точности изготовления деталей всего механизма и нет большей части проблем, которые были отмечены для модифицированного механизма параллельных кривошипов.

Это обусловлено тем, что крестовая муфта по своей сущности предназначена для компенсации несоосности валов. Здесь не требуется точное расположение отверстий для запрессовки пальцев на спутниках, а также на фланце выходного вала, что имеет место в рассмотренном выше меха-

низме. В механизме нет мертвого положения и, соответственно, заклинивающих усилий.

Основной недостаток крестовой муфты в классическом варианте муфты Ольдгейма – наличие поступательных пар и, как следствие, пониженный КПД. Конструкция крестовой муфты с поступательными парами чрезвычайно проста (рисунок 1.30).

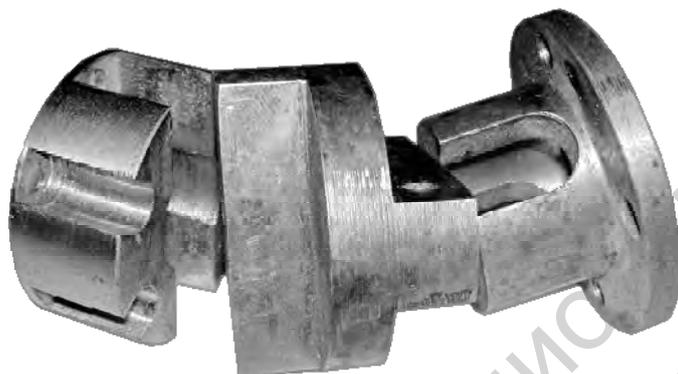


Рисунок 1.30 – Крестовая муфта с поступательными парами

С целью повышения КПД муфты разработан вариант крестовой муфты с втулками (рисунок 1.31). Она содержит как основной элемент крестовину в виде диска, с каждой стороны которого расположены во взаимно перпендикулярных направлениях по два пальца. Пальцы запрессованы в диск. На них помещены втулки на подшипниках скольжения или на игольчатых подшипниках. В конструкции на рисунке 1.30, в частности, применены автомобильные карданные подшипники соответствующего диаметра.

Более простой вариант – использование втулок из чугуна с антифрикционными свойствами. Пальцы с втулками играют роль ползунов. Пальцы входят в пазы, выполненные на соединяемых валах или шестернях. Конструкция предельно проста и технологична. Трение скольжения ползуна, которое имеет место в обычном варианте муфты, здесь заменено трением качения втулки по направляющим и трением скольжения в паре палец–втулка. Для уменьшения трения в паре палец–втулка можно применять современные антифрикционные покрытия с использованием дисульфида молибдена, графита или тефлона, наносимые в виде лака на поверхности трения.

В реальных разработанных конструкциях передач для малогабаритных мехатронных устройств несоосность соединяемых валов порядка 1–1,5 мм. Если исходить из того, что при использовании игольчатых подшипников потери на трение такие же, как и в обычном универсальном шарнире, применяемом в карданных валах автомобилей, то можно рассчитывать на КПД такой муфты порядка 0,99 [3].



Рисунок 1.31 – Вариант конструкции крестовой муфты с втулками (видны соединяемые шестерни)

Для кинематического анализа крестовой муфты следует разложить вектор эксцентриситета соединяемых валов на два взаимно-перпендикулярных направления по осям пазов, в которых перемещаются пальцы. Перемещение центров поступательных пар происходит по гармоническому закону. Отсюда следует, что графики скорости и ускорения также представляют гармонические кривые, что обеспечивает плавность и безударность движения пальцев.

В предложенных и испытанных образцах планетарных механизмов для уравнивания сил инерции, а также для получения безззорного зацепления используются два сателлита и, соответственно, две крестовые муфты – по одной для каждого сателлита. Возможны следующие варианты расположения крестовых муфт по отношению к сателлитам:

- крестовины муфт расположены с обеих сторон сателлитов и передача движения к выходному валу осуществляется посредством пальцев, проходящих сквозь соответствующие отверстия в сателлитах;
- обе крестовины муфт расположены по одну сторону от сателлитов со стороны выходного вала;
- одна крестовина расположена между сателлитами, а вторая – за сателлитом со стороны выходного вала.

Недостаток крестовых муфт состоит в том, что пальцы, передающие крутящий момент от сателлитов, расположены за пределами дисков сателлитов, что может вызывать заклинивание зубьев сателлитов в шестерне внутреннего зацепления. Возможным решением является вариант размещения пазов в теле сателлита. Такое решение нами также рассмотрено.

Каждый вариант имеет свои преимущества и недостатки. В наших разработках реализованы почти все перечисленные варианты.

Также разработана конструкция крестовой муфты, в которой для уменьшения трения использованы роликовые направляющие. Ролики помещены в рамку, которая играет роль сепаратора. Эта конструкция может найти применение в высоконагруженных передачах. Аналогичное решение использовано в планетарных редукторах типа Twinspin [22].

По нашему мнению, предложенные конструкции крестовых муфт превосходят модифицированный механизм параллельных кривошипов.

Еще одно интересное решение представляет зубчатая передача внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев, равной нулю (рисунок 1.32) [3]. При неподвижных осях колес такая передача может быть использована в качестве муфты, соединяющей два параллельных несоосных вала. В планетарном варианте сателлит движется поступательно, причем траектория любой его точки является окружностью, диаметр которой равен удвоенному эксцентриситету.

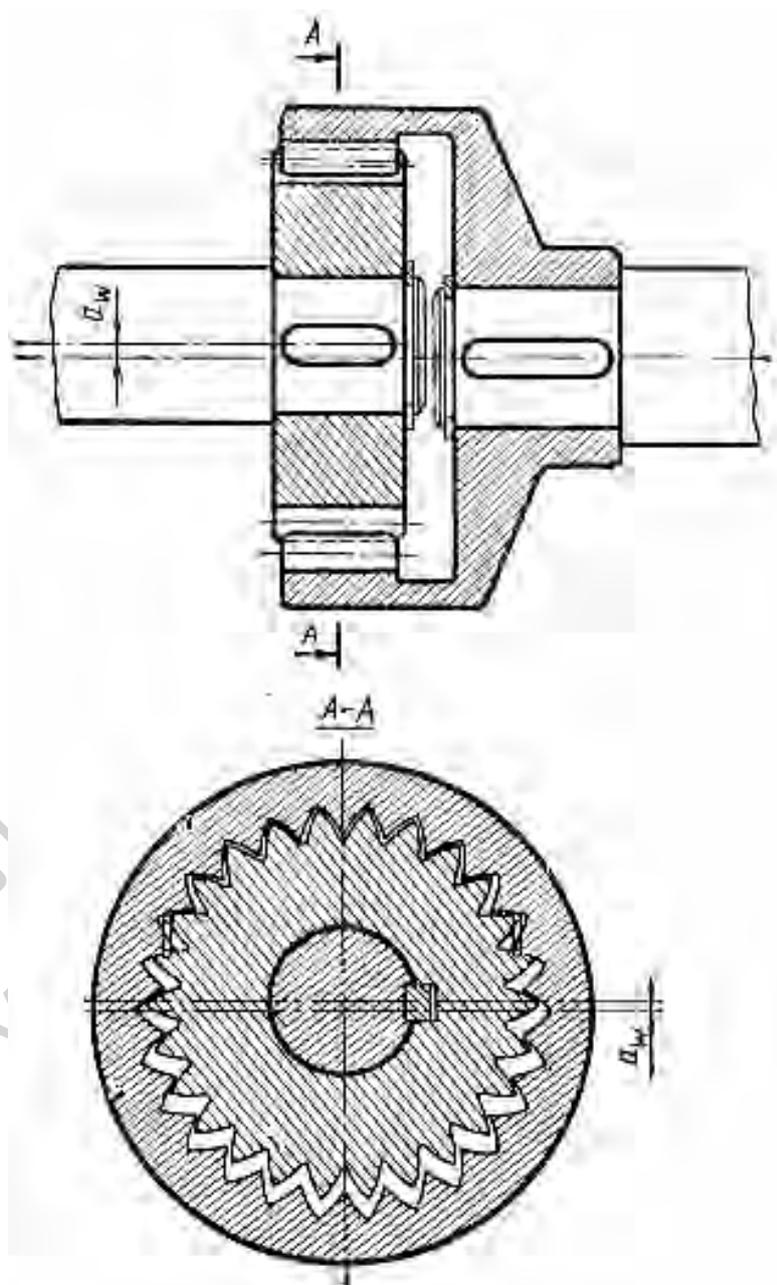


Рисунок 1.32 – Муфта на основе передачи внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев, равной нулю

Если в формулу для определения передаточного отношения планетарного механизма (см. рисунок 1.6, а) подставить отношение $Z_1/Z_2 = 1$, то получим $i = 1$, что и требуется для механизма W. Механизм пригоден в тех случаях, когда несоосность валов мала, например, в планетарных передачах с разностью чисел в один зуб при малом модуле. Такой вариант механизма W уже используется в волновых передачах [7] с малым модулем зубьев.

1.6 Математическое моделирование стержневого механизма пальцевого кардана

Помимо крестовой муфты с роликами, разработан вариант механизма W в виде короткого карданного вала, называемого в дальнейшем пальцевым карданным валом. Последнее название обусловлено тем, что в его конструкции использованы кинематические пары, известные в теории механизмов как сферические шарниры с пальцами.

Основной недостаток пальцевого карданного вала, по сравнению с крестовой муфтой, состоит в том, что несколько увеличивается осевой размер редуктора. В остальном это достаточно совершенный вариант механизма для планетарных передач схемы К-Н-V.

Создание математической модели карданного вала основывается на разработанном автором методе уравнений связей [24, 31, 35]. Он является универсальным в отношении рычажных механизмов и особенно эффективен при анализе сферических механизмов, к которым, в частности, относятся и рассматриваемый стержневой механизм W. В этом случае метод позволяет получить простые и удобные формулы для анализа прежде всего кинематики механизма. Здесь не нужно рассматривать всю систему уравнений связей – достаточно рассмотреть уравнения связей только для отдельных кинематических пар.

Похожее устройство, называемое игольчатым карданом, в свое время использовалось в автомобилях в карданных передачах [4].

Задачей настоящего исследования является построение математической модели новой конструкции механизма W и ее численное моделирование.

Начнем с построения геометрической модели нового механизма W. На рисунке 1.33 представлена его схема. Механизм включает два пальцевых шарнирных узла 1 и 2 и соединительный стержень 3. Пальцевые узлы входят в призматические пазы, выполненные в соединяемых деталях, которые показаны тонкими линиями.

На рисунке 1.34 представлена схема планетарного механизма К-Н-V с пальцевым карданом.

В чаще всего встречающемся варианте планетарного механизма колесо с внутренними зубьями неподвижно, движение от сателлита передается на вращающийся выходной вал. Особенность схемы на рисун-

ке 1.34 состоит в том, что выходным звеном является колесо с внутренними зубьями, а центральный вал неподвижен (см. схему на рисунке 1.6, б). Этот вариант механизма с круговым поступательным движением сателлита методически более удобен для изучения кинематики пальцевого кардана. В отношении работы самого механизма пальцевого кардана ничего не изменяется.

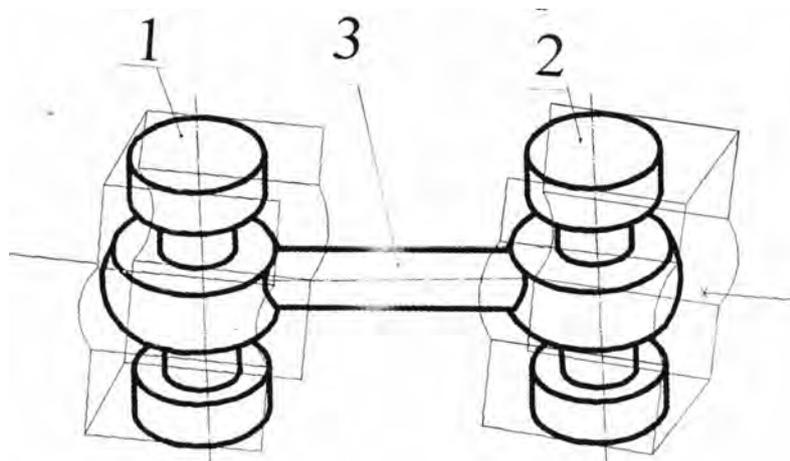


Рисунок 1.33 – Схема стержневого механизма W пальцевого кардана

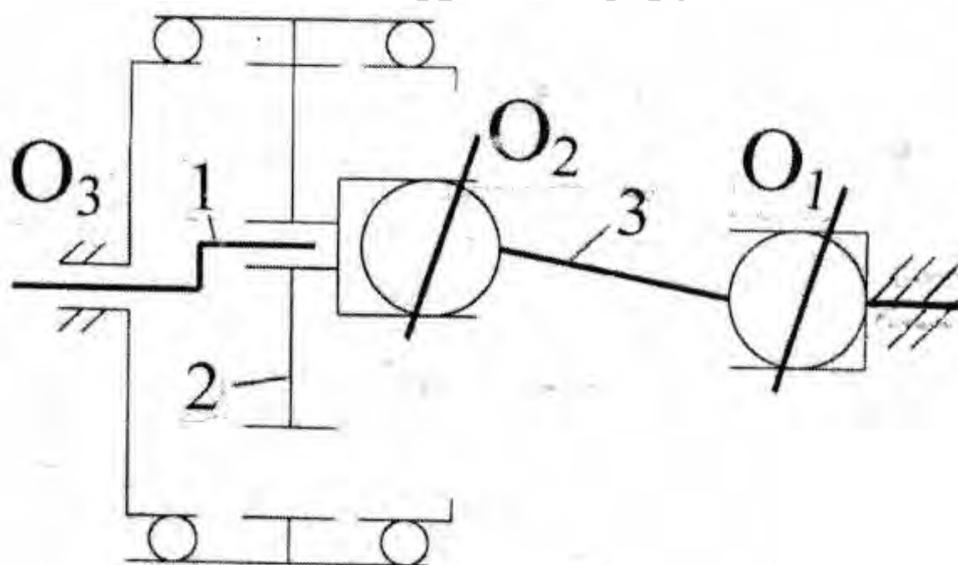


Рисунок 1.34 – Схема планетарного механизма К-Н-V с круговым поступательным движением сателлита и пальцевым карданом

Вращение эксцентрикового вала 1 преобразуется в круговое поступательное движение сателлита 2, при этом сателлит удерживается от поворота карданным валом 3, выходная вилка которого неподвижна. Механизм в таком исполнении удобен для встраивания внутрь рабочего органа, например, в барабан транспортера или лебедки лифта. Переход от этой схе-

мы к обычно используемым схемам с заторможенным колесом с внутренними зубьями, как будет показано в дальнейшем, не вызывает никаких затруднений.

Оба концевых шарнира стержневого карданного вала выполнены одинаково в виде сферических головок с пальцами. На рисунке 1.34 шарнир O_1 расположен на центральной оси механизма, но это требование не обязательно – он может быть расположен в любом удобном месте, однако для того чтобы избежать большого осевого перемещения сферических головок шарниров, должно соблюдаться условие, чтобы радиальное расстояние между центрами шарниров O_1 и O_2 равнялось эксцентриситету входного вала 1. Внутренняя часть (без корпуса) реализованного в натуре действующего образца планетарного механизма схемы К-Н-V, в котором применен пальцевый кардан, представлена на рисунке 1.35.

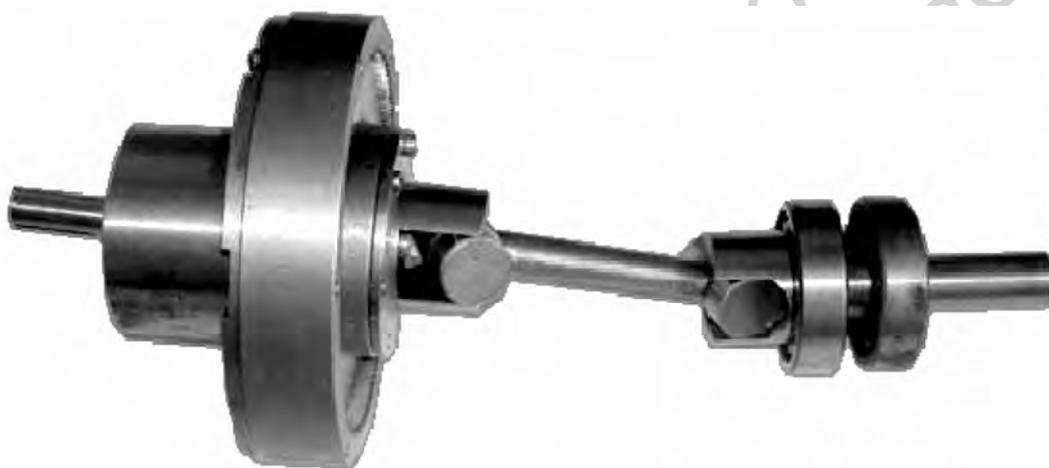


Рисунок 1.35 – Макет односателлитного планетарного механизма с пальцевым карданом (без корпуса)

Одним из достоинств карданной передачи является то, что при ее использовании снижаются требования к точности выполнения основных деталей, т. к. по своей природе она предназначена для компенсации несоосности валов. Механизм допускает малые осевые перемещения, что благоприятно сказывается на динамике передачи и к тому же позволяет компенсировать возможные неточности изготовления и монтажа без ущерба для точности самой передачи. Он имеет малые радиальные габариты и хорошо встраивается в передачу, хотя осевой размер несколько увеличивается.

Вернемся к схеме на рисунке 1.33. Оси пальцев шарниров лежат в одной плоскости, а значит, в одной плоскости располагаются прорези, в которых они размещаются. В механизме, схема которого представлена на рисунке 1.34, сателлит совершает круговое поступательное движение, поэтому прорезь стакана на сателлите сохраняет свою ориентацию неизмен-

ной. Из условий налагаемых связей следует, что в любом положении сателлита поверхности прорези стакана на сателлите, в который входит шарнир O_2 , параллельны поверхностям прорези на неподвижном стакане, в который входит шарнир O_1 . В процессе движения ось стержня O_1O_2 описывает коническую поверхность.

На рисунках 1.36 и 1.37 представлены расчетные схемы с введенными системами координат пальцевого кардана с концевыми шарнирами в виде сферических шарниров с пальцами. Отрезок O_2O_3 можно рассматривать как кривошип пространственного стержневого механизма $O_1O_2O_3$.

Как известно, произвольную ориентацию оси координатного триэдра можно получить последовательным поворотом его вокруг двух осей. В данной задаче возможны два варианта решения. В первом варианте повороты производятся вокруг осей, связанных с шарниром таким образом, что одна ось триэдра идет вдоль оси стержня O_1O_2 , а другая – вдоль оси пальца шарнира O_1 . Преобразование поворота в шарнире O_1 , переводящее связанную систему кардана в положение, при котором ось ζ совпадает с осью O_1O_2 , описывается матрицей

$$\tau = X_\psi Y_\theta, \quad (1.11)$$

где X_ψ и Y_θ – матрицы элементарных поворотов вокруг осей x и y соответственно.

$$X_\psi = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & -\sin \psi \\ 0 & \sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix}; \quad (1.12)$$

$$Y_\theta = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix}. \quad (1.13)$$

Выполнив подстановку выражений для матриц элементарных поворотов и умножение матриц, получим

$$\tau = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ \sin \psi \sin \theta & \cos \psi & -\sin \psi \cos \theta \\ -\cos \psi \sin \theta & \sin \psi & \cos \psi \cos \theta \end{bmatrix}. \quad (1.14)$$

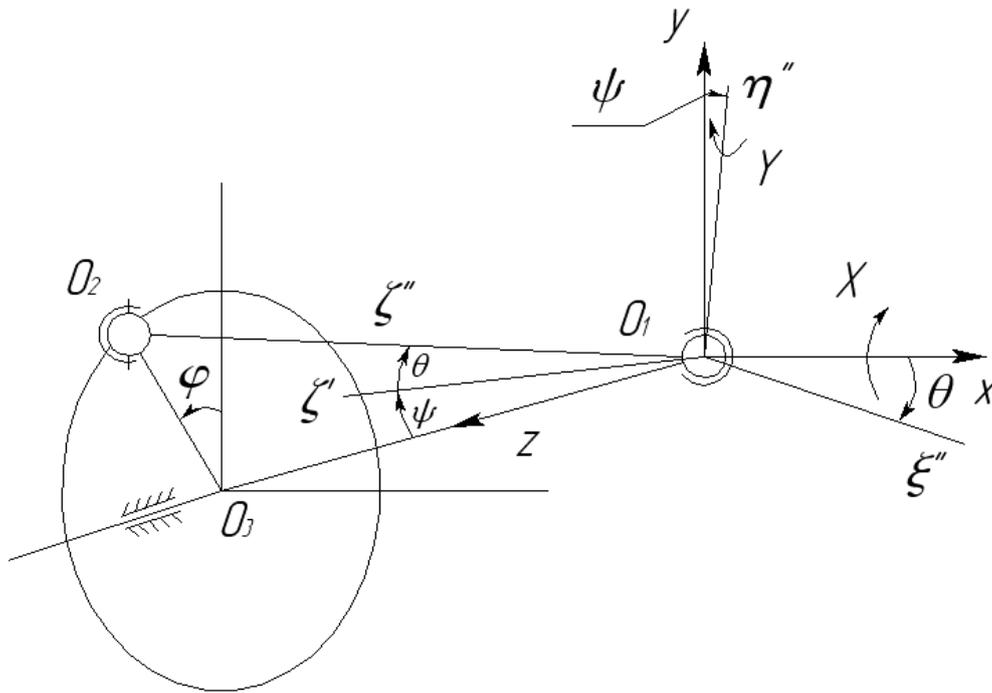


Рисунок 1.36 – Схема пальцевого кардана с преобразованиями связанной координатной системы в последовательности поворотов – сначала X-поворота на угол ψ , а затем Y-поворота на угол θ

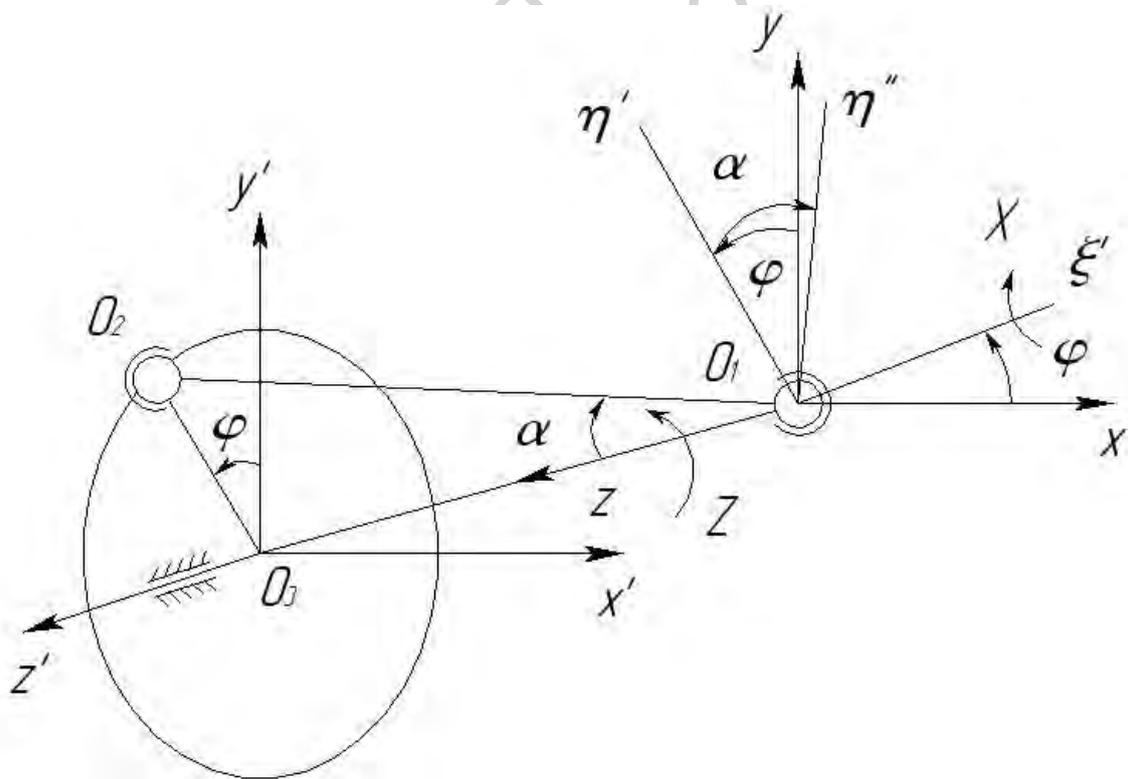


Рисунок 1.37 – Схема пальцевого кардана с преобразованиями связанной координатной системы в последовательности поворотов – сначала Z-поворота на угол ϕ , а затем X-поворота на угол α

Третий столбец записанной выше матрицы представляет вектор, определяющий положение оси стержня O_1O_2 или, что то же, оси ζ в основной системе координат хуз. Величины углов ψ и θ неизвестны и их необходимо будет найти.

Для этого рассмотрим другое преобразование осей координатного триэдра, переводящее их в такое положение, при котором ось ζ совпадает с осью стержня O_1O_2 , путем выполнения поворотов системы координат, связанной со стержнем, в последовательности сначала на угол φ , а затем на угол α . Эти углы считаются известными. Угол φ – это угол поворота кривошипа O_2O_3 , угол α – постоянный угол наклона стержня O_1O_2 .

В таком случае матрица преобразования имеет вид:

$$\lambda = Z_\varphi X_\alpha, \quad (1.15)$$

где Z_φ и X_α – матрицы элементарных поворотов вокруг оси z на угол φ и оси x на угол α соответственно.

$$Z_\varphi = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$X_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}.$$

После выполнения процедуры умножения матриц

$$\lambda = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \cos \alpha & \sin \varphi \sin \alpha \\ \sin \varphi & \cos \varphi \cos \alpha & -\cos \varphi \sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix}. \quad (1.16)$$

Приравняв третьи столбцы матриц (1.14) и (1.16), получим выражения:

$$\sin \theta = \sin \varphi \sin \alpha; \quad (1.17)$$

$$\sin \psi \cos \theta = \cos \varphi \sin \alpha; \quad (1.18)$$

$$\cos \psi \cos \theta = \cos \alpha. \quad (1.19)$$

Формула (1.17) представляет одну из искомым зависимостей, а именно определяет угол поворота по координате θ в функции угла поворота φ через арксинус угла. Для определения вида функции угла поворота по координате ψ преобразуем формулы (1.18) и (1.19), возведя их в квадрат и сложив, в результате выполнения этих действий имеем выражение

$$\cos \theta = \sqrt{\cos^2 \varphi \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha}. \quad (1.20)$$

Подставив выражение (1.20) в (1.19), получим искомую зависимость, которая определяет угол ψ через арккосинус угла:

$$\cos \psi = \frac{\cos \alpha}{\sqrt{\cos^2 \varphi \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha}}. \quad (1.21)$$

Для отыскания выражений для угловой скорости по соответствующим координатам следует продифференцировать полученные выражения по времени. После дифференцирования (1.17)

$$\dot{\theta} = \frac{\cos \varphi}{\cos \theta} \sin \alpha \dot{\varphi}. \quad (1.22)$$

После выполнения дифференцирования (1.19)

$$\dot{\psi} = -\frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg} \psi} \dot{\theta}. \quad (1.23)$$

Для определения угловых ускорений по тем же координатам следует отыскать выражения для вторых производных.

После дифференцирования (1.22)

$$\ddot{\theta} = \frac{-\dot{\theta} \sin \theta + \sin \varphi \dot{\varphi}}{\cos^2 \theta} \sin \alpha \dot{\varphi}. \quad (1.24)$$

После двойного дифференцирования (1.19)

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & (-\cos \psi \cos \theta ((\dot{\psi})^2 + (\dot{\theta})^2) + 2 \sin \psi \sin \theta \dot{\psi} \dot{\theta} - \\ & - \cos \psi \sin \theta \ddot{\theta}) / (\sin \psi \cos \theta). \end{aligned} \quad (1.25)$$

Заметим, что формулы (1.24) и (1.25) упрощены, в них отброшены слагаемые со вторыми производными от угла φ , поскольку предполагается равномерное вращение входного звена. Полученные формулы справедли-

вы и для шарнира O_2 , поскольку анализ показывает, что в нем происходят те же повороты на такие же углы, но в обратном порядке.

Приведенные выше формулы положены в основу алгоритма кинематического анализа пальцевого кардана. Они представлены в форме, которая предполагает численное моделирование на компьютере и последующий анализ результатов, поэтому в них фигурируют промежуточные переменные, вычисляемые на предыдущих этапах расчета.

Рассмотренная математическая модель пригодна и для анализа варианта схемы, когда ведомым является выходной вал, а колесо с внутренними зубьями заторможено. Расчет произведен для реального изготовленного пальцевого кардана для планетарного механизма, который представлен на рисунке 1.35.

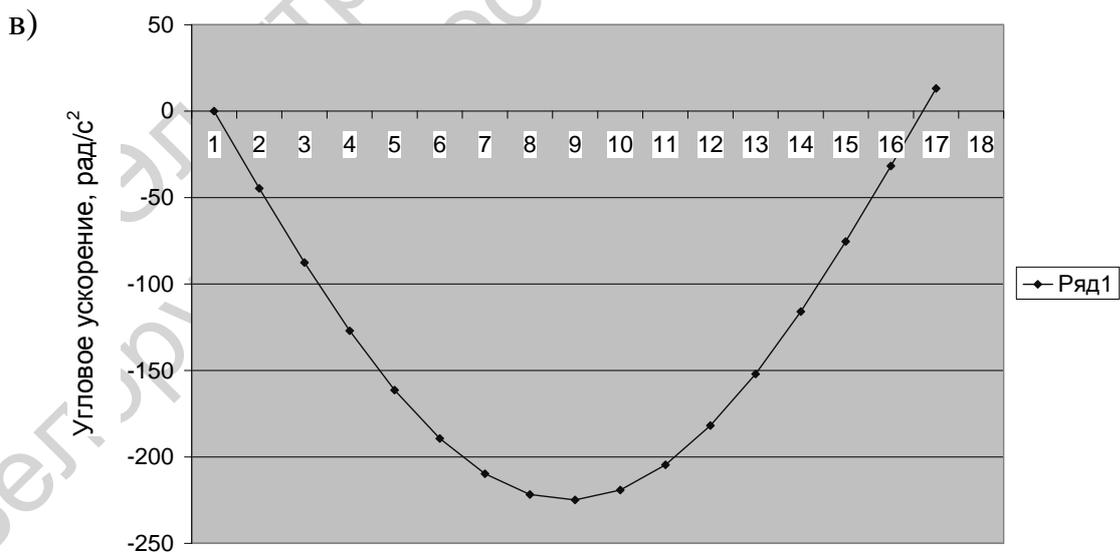
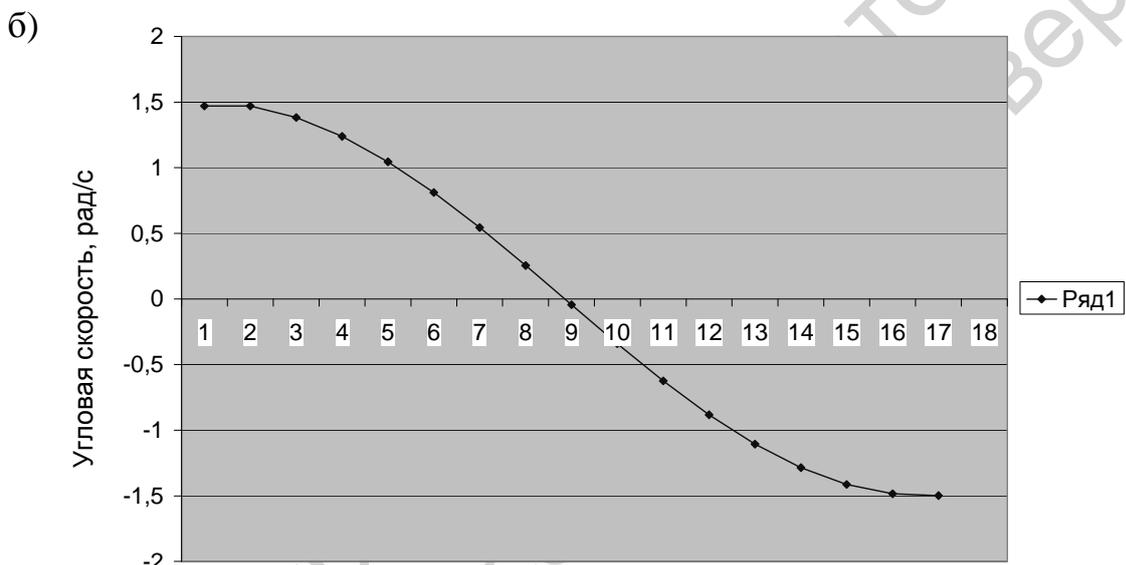
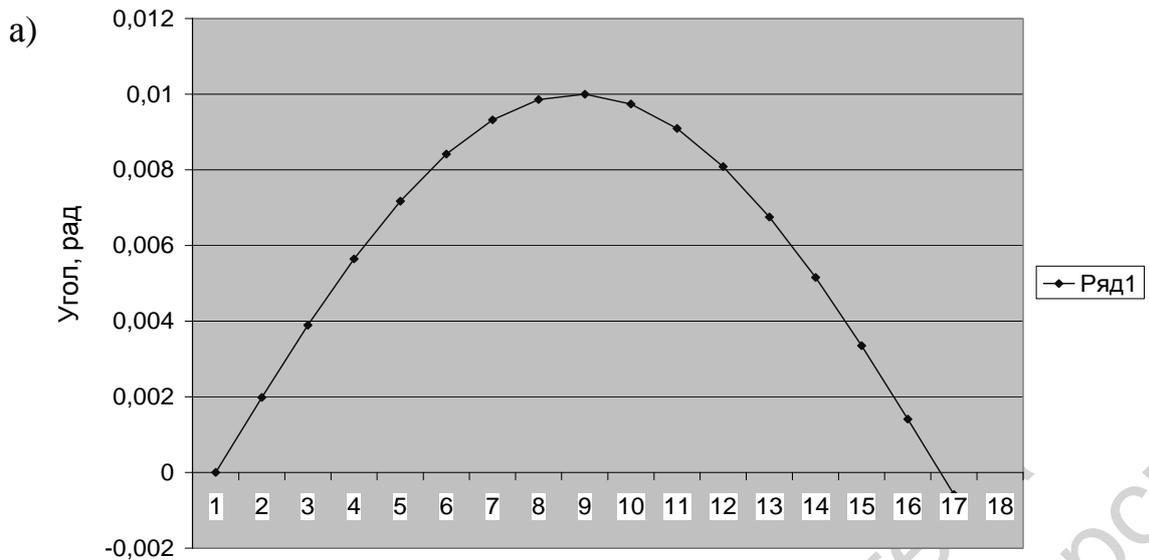
При этом относительные движения в кинематических парах стержневого кардана не изменяются и остаются справедливыми вышеприведенные формулы. Кроме того, данная модель справедлива и для обычного карданного вала с шарнирами Гука (универсальными шарнирами), поскольку прорези также выполняют роль шарниров, допуская небольшой поворот.

В исходных данных принято: длина звена O_1O_2 равна 100 мм, эксцентриситет O_2O_3 – 1 мм, угловая скорость входного вала 150 рад/с. На рисунке 1.38 представлены результаты расчета по координате θ . По оси абсцисс отложен угол поворота эксцентрика O_2O_3 , т. е. угол φ , в пределах от 0 до 180° . Остальная часть в пределах 180 – 360° симметрична относительно оси абсцисс.

Соответствующие графики по координате ψ имеют подобный вид и здесь не приводятся.

Из анализа полученной в результате выполненного расчета информации видно, что закономерности изменения углов поворотов, угловой скорости и углового ускорения по координатам ψ и θ одинаковы и подчиняются закону, близкому к синусоидальному. Углы поворотов находятся в диапазоне от $+0,01$ до $-0,01$ рад, т. е. порядка $0,57$ град; угловые скорости – от $+1,5$ до $-1,5$ рад/с; угловые ускорения – от 0 до 220 рад/с². Полученные оценки позволяют судить об эффективности использования пальцевого кардана с указанными параметрами.

В дальнейших разработках нашла применение конструкция пальцевого кардана, приведенного на рисунке 1.39. Здесь использованы стандартные карданные подшипники, применяемые в автомобильных карданных валах. Конструкция получилась достаточно компактной и прочной. Поскольку эксцентриситет соединяемых валов в реальных конструкциях малогабаритных планетарных механизмов достаточно мал и находится в пределах 1–2 мм, длина стержня кардана может быть значительно меньше, чем показано на рисунке 1.39. Сборка механизма с пальцевым карданным валом упрощена по сравнению с обычным карданным валом, т. к. прорези, кроме осуществления функции поворота, выполняют роль шлицов.



а – угол θ ; б – угловая скорость $\dot{\theta}$; в – угловое ускорение $\ddot{\theta}$

Рисунок 1.38 – Кинематические графики по координате θ



Рисунок 1.39 – Опытный образец пальцевого кардана, соединяющего две шестерни

1.7 Разработка конструкций и испытание макетов и опытных образцов двухколесных планетарных механизмов с разностью чисел зубьев колес в один зуб

В подразделе рассматриваются конструкции опытных образцов планетарных механизмов, реализующих описанные выше зубчатые передачи с разностью чисел зубьев в один зуб, разработанных, изготовленных и испытанных в лабораторных условиях. Они служат для экспериментального подтверждения возможности создания передач с разностью чисел зубьев в один зуб и их полезных свойств. Хотя передачи осуществлены с обычными эвольвентными зубьями с 20-градусным профилем, нет никаких препятствий для реализации с профилем зубьев в 30° .

На рисунке 1.40 представлена конструктивная схема планетарного механизма с разностью чисел зубьев в один зуб. Механизм выполнен по схеме (см. рисунок 1.8) и на него получен патент РБ [48].

Благодаря использованию двух сателлитов механизм уравновешен и, кроме того, решен вопрос выборки зазора в зацеплении. Механизм снабжен фланцем для использования в виде мотор-редуктора.

Планетарный редуктор состоит из эксцентрика 1, установленного на входном валу (условно не показан), на котором подвижно размещены шестерни-сателлиты 2, входящие в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3. Выходной вал 4 снабжен фланцем 5, на котором с возможностью поворота установлен диск 6.

Шестерни-сателлиты 2 связаны с выходным валом 4 посредством рычагов 7, которые свободно проходят через отверстия в шестернях-сателлитах 2 и в диске 6. На концах рычагов 7 расположены цапфы 8, оси которых параллельны между собой и перпендикулярны продольным осям рычагов. Цапфы 8 снабжены подшипниками 9, которые входят в отверстия с пазами 10, выполненными в шестернях-сателлитах 2, диске 6 и фланце 5 выходного вала. На диске 6 установлены нажимные винты 11 с контргайками 12, которые своими концами взаимодействуют с выступами 13 флан-

цев 5.

При работе передачи шестерни-сателлиты 2 перекачиваются по зубчатому колесу 3 и в силу разности чисел зубьев шестерен-сателлитов 2 и зубчатого колеса 3 приобретают замедленное вращение вокруг собственной оси. Рычаги 7 через цапфы 8 передают вращение от шестерен-сателлитов 2 выходному валу 4. При этом цапфы 8 с подшипниками 9 свободно двигаются в отверстиях с пазами 10 в шестернях-сателлитах 2, диске 6 и во фланце 5.

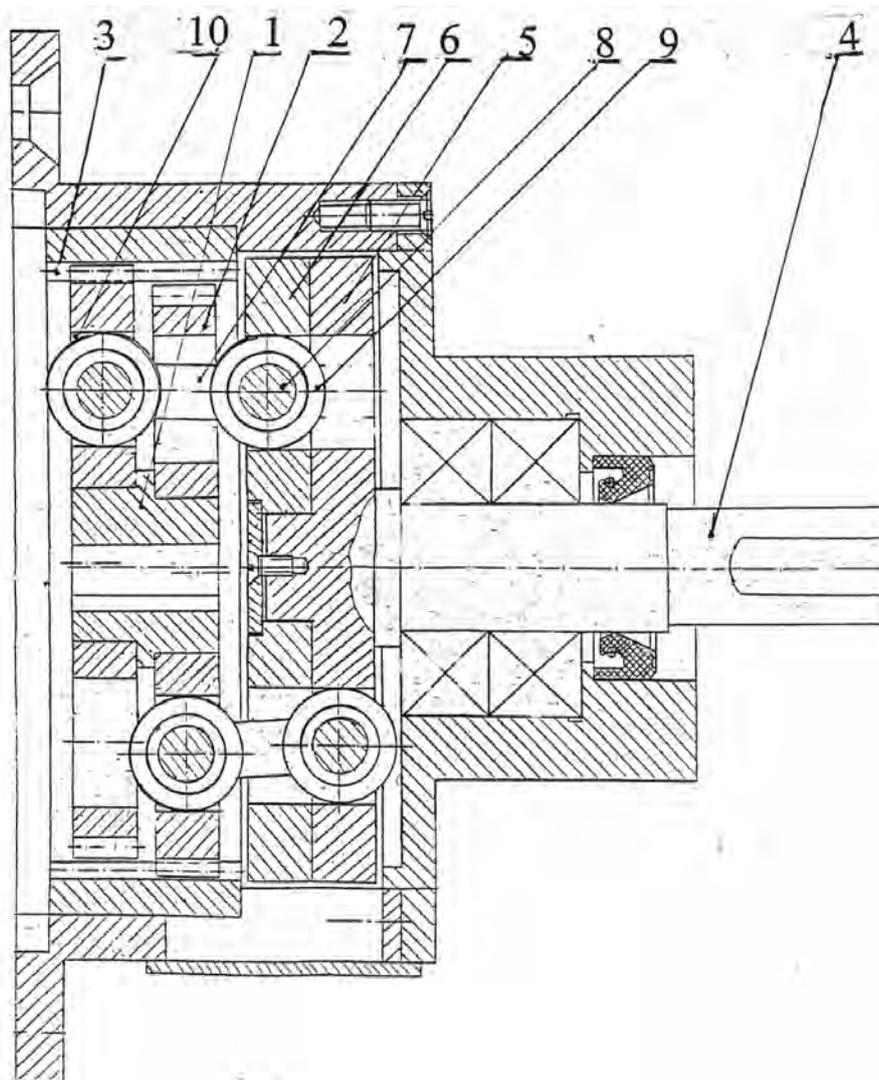


Рисунок 1.40 – Уравновешенный планетарный редуктор с двумя оппозитными сателлитами, пальцевыми карданами и механизмом выборки зазоров

Выборка зазоров в зацеплении зубчатых колес и в соединениях подшипников 9 и отверстий с пазами 10 производится путем ввинчивания нажимного винта 11 (рисунок 1.41). При этом диск 6 поворачивается относительно фланца 5. Это обеспечивает соответствующий поворот рычагов 7 и выборку зазоров во всех подвижных соединениях, включая зубчатое заце-

пление. Достигнутое положение фиксируется контргайкой 12. При ввинчивании диаметрально противоположного нажимного винта 11 происходит относительный поворот звеньев и выборка зазоров в противоположном направлении. Вследствие этого в работу вступают другие элементы всех кинематических пар передачи, до этого не работавшие и, следовательно, не изношенные. Тем самым восстанавливаются первоначальные точностные параметры передачи.

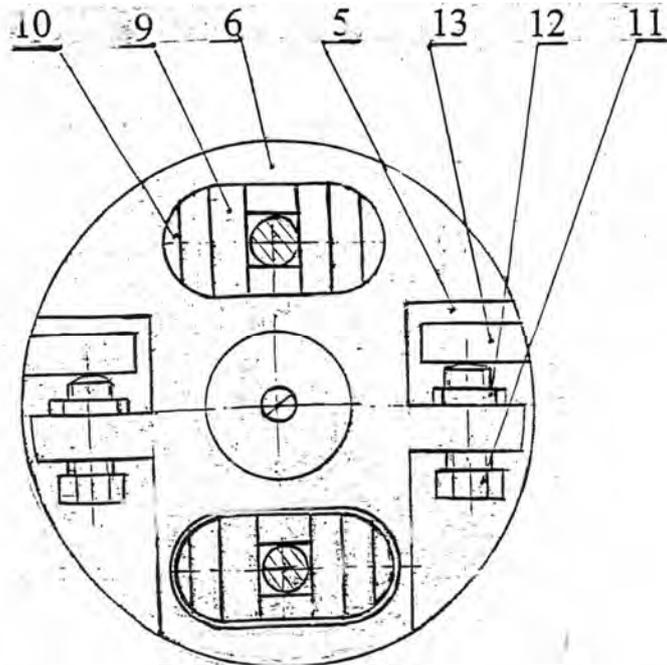


Рисунок 1.41 – Механизм выборки зазора в зацеплении

Обычно используемый способ избежать интерференции состоит в том, что увеличивается радиус окружности головок зубьев колеса с внутренним венцом или уменьшается высота головок колеса с внешним венцом. Результатом является уменьшение коэффициента перекрытия.

В предложенном механизме задача решается по-другому. Зубчатые колеса проектируются с заведомо увеличенным смещением, при этом межосевое расстояние не увеличивается. Это приводит к тому, что в зацеплении возникает большой боковой зазор. Путем поворота фланца 8 относительно корпуса выбирается зазор в зацеплении. Таким образом обеспечивается беззазорное зацепление.

В данной конструкции применены два коротких пальцевых кардана. Отличительная особенность схемы состоит в том, что карданы расположены на периферии сателлита. Это позволяет разместить два механизма, по одному для каждого сателлита. Для прохождения стержня пальцевого кардана в одном из сателлитов сделано соответствующее отверстие.

Карданы нагружены только крутящими моментами, поэтому место установки их на сателлите не имеет значения, они работают так же, как

одинарный кардан на рисунке 1.35.

Конструкция всего механизма достаточно проста и технологична. Расположение пазов в теле сателлита благоприятно влияет на нагружение сателлита. Поскольку связующее звено для каждого сателлита одно, не требуется высокая точность взаимного расположения отверстий. Применение двух сателлитов позволяет добиться хорошей уравновешенности механизма.

Данная схема реализована в нескольких изготовленных и испытанных макетах планетарных мотор-редукторов. В одном редукторе применена пара колес с модулем 1 мм и числами зубьев 90 и 89, эксцентриситетом водила порядка 1 мм, в другом – с числами зубьев 178 и 177, эксцентриситетом водила порядка 0,5 мм. Здесь реализованы передаточные отношения 89 и 177. В обоих макетах в качестве двигателя использованы электродвигатели постоянного тока ПЯ 250 с печатным якорем, с номинальной частотой вращения 3000 мин^{-1} и моментом на валу 0,8 Н·м. Реализованный макет мотор-редуктора, представленный на рисунке 1.42, применен в экспериментальном манипуляторе на рисунке 1.1.



Рисунок 1.42 – Реализованный макет мотор-редуктора с двумя короткими пальцевыми карданами по схеме рисунка 1.40

Был изготовлен и испытан макет редуктора с зубчатой парой с числами зубьев 90 и 88 и передаточным отношением 44, в котором использован модифицированный механизм параллельных кривошипов в виде пальцев со втулками, входящих в цилиндрические отверстия в сателлитах. При испытании редуктора имел место шум, причина которого заключалась в несовершенстве изготовления механизма параллельных кривошипов.

Как показали испытания на макетах, основные проблемы создания механизма с приемлемым уровнем шума заключаются в конструкции механизма W. Был разработан и испытан макет механизма, в котором использовались две крестовые муфты (рисунок 1.43). Конструкция оказалась достаточно простой и эффективной. Особенное достоинство ее состоит в том, что снимаются все требования к точному выполнению механизма съема движения, что имеет большое значение, если механизм изготавливается по упрощенной технологии в условиях единичного производства.



Рисунок 1.43 – Устройство съема движения с сателлита крестовой муфтой

Особенность схемы, представленной на рисунке 1.44, состоит в применении двух шарнирных муфт (модифицированных механизмов параллельных кривошипов), расположенных слева и справа по отношению к двум сателлитам. Для того чтобы пальцы кривошипов механизма дости-

гали левого сателлита, в правом сделаны соответствующие проходные отверстия.

Механизмы шарнирных муфт выполнены в виде отверстий в дисках сателлитов, в которых помещаются два ролика на подшипниках, которые установлены на пальцах, закрепленных на фланцах выходного вала. Фланцы выполнены таким образом, что один из них может поворачиваться на небольшой угол относительно другого путем поворота эксцентрика и затем фиксироваться в этом положении. Таким путем происходит выборка зазоров в зацеплении, а также в шарнирах механизмов шарнирных муфт. Благодаря такому исполнению можно получить беззазорную передачу с высокой кинематической точностью.

Общим свойством механизмов, представленных на рисунках 1.42–1.44, является то, что благодаря применению двух расположенных оппозитно на ведущем валу сателлитов уравновешены силы инерции и, следовательно, передачи могут быть использованы при большой скорости вращения входного вала.

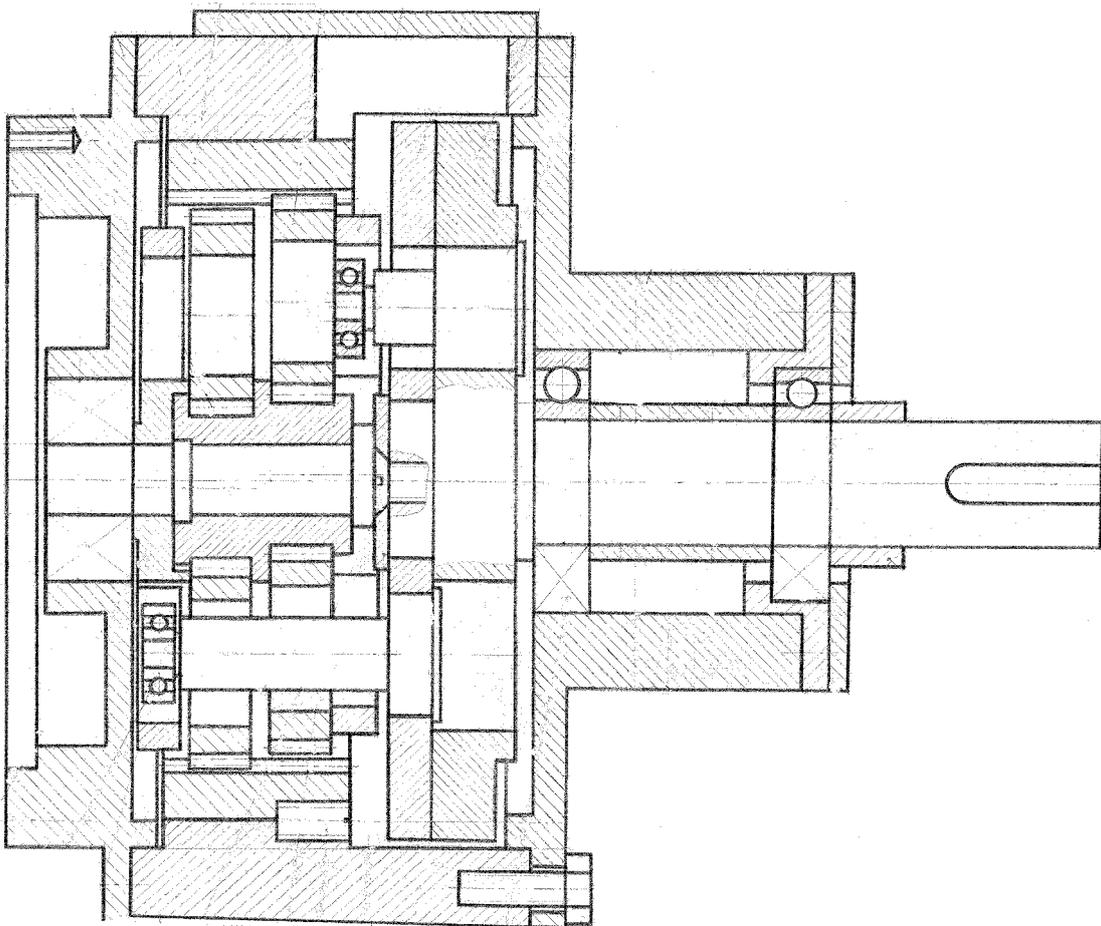


Рисунок 1.44 – Схема планетарного механизма с выборкой зазоров в зацеплениях и двумя механизмами шарнирных муфт с передаточным отношением 65

В ряде случаев требуется передаточное отношение, превышающее 200. Его можно получить за счет использования колес с числом зубьев более 200, но с конструктивной точки зрения такой механизм не целесообразен. Более удобно применить двухступенчатый механизм, в первой ступени которого использован механизм 2К-Н, а во второй – один из вариантов разработанных нами механизмов схемы К-Н-V.

Спроектированы, изготовлены и испытаны три опытных образца таких механизмов. Один из них представлен на рисунке 1.45. Преобразование вращения входного вала осуществляется в двух ступенях: в первой – за счет трехколесного планетарного механизма 2К-Н с передаточным отношением порядка 4 и во второй – механизмом К-Н-V с числами зубьев 180 и 179 и передаточным отношением порядка 180. Модуль зубчатых колес в обеих ступенях 0,5 мм. Общее передаточное отношение этого механизма приблизительно 720. Испытания макета данного механизма показали его удовлетворительную работоспособность. Также он характеризуется малыми габаритами и относительно низким шумом.



Рисунок 1.45 – Опытный образец двухступенчатого редуктора с передаточным отношением 720

Рассмотренная схема заслуживает внимания потому, что на базе ее можно создать двухскоростной планетарный редуктор. В частности, разработано предложение для замены червячного редуктора лебедки пассажирского лифта на двухскоростной планетарный редуктор.

Двухскоростной редуктор лебедки лифта (рисунок 1.46) обеспечивает работу пассажирского лифта в двух режимах работы – нормальном и ускоренном. Это позволяет более экономно использовать энергию, осуществлять быстрый плавный разгон лифта и создает дополнительные удобства для пассажиров.

Редуктор состоит из двух ступеней: быстроходной ступени и главной передачи. В качестве быстроходной ступени используется трехколесный планетарный механизм 2К-Н, состоящий из центрального колеса 1, сателлитов 2, эпицикла 3 и водила Н и снабженный дополнительными устройствами в виде управляемого тормоза Т и блокировочной муфты М. В качестве главной передачи применяется двухколесный планетарный механизм схемы К-Н-V, состоящий из одного или двух сателлитов 4, неподвижного колеса 5 и соединительной крестовой муфты (или, как вариант, карданного вала). Быстроходная ступень реализует передаточное отношение порядка 1,5–2,5, тихоходная главная передача – 15–20.

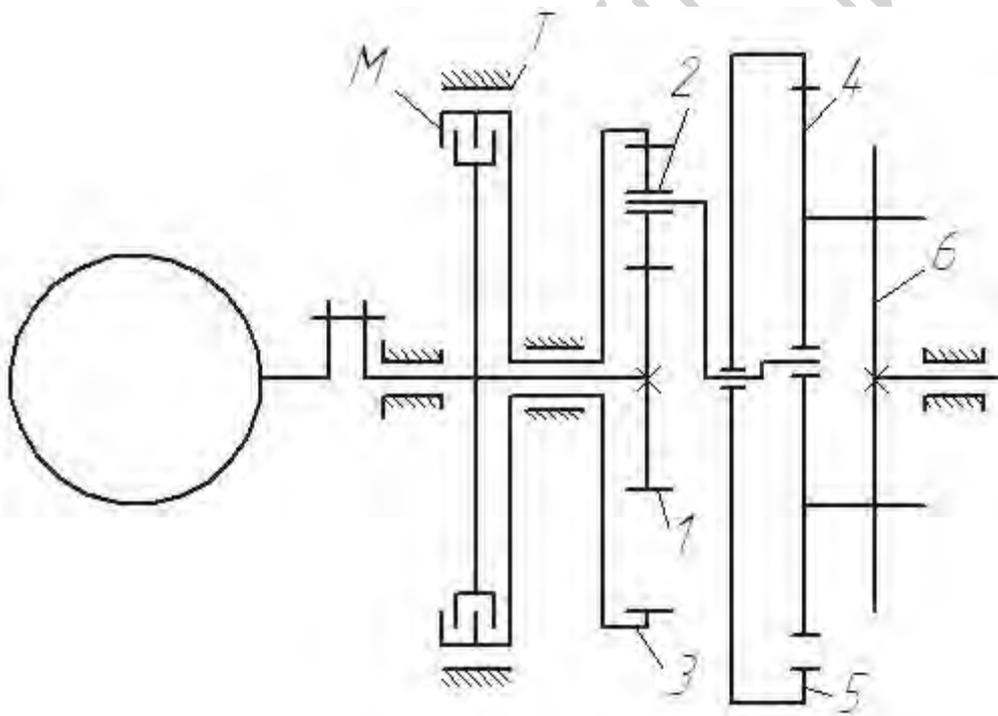


Рисунок 1.46 – Схема двухскоростного редуктора лебедки лифта

При малой нагрузке лифта включается блокировочная муфта М, в результате чего быстроходная передача превращается в муфту и передаточное отношение всего редуктора определяется передаточным отношением главной передачи. При повышенной нагрузке отключается блокировочная муфта М и включается тормоз Т. В результате быстроходная ступень функционирует в режиме планетарного механизма и общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений

ступеней.

Данный механизм также может найти применение в тех случаях, когда целесообразно иметь двухскоростной привод. К ним, в частности, относятся разнообразные конвейеры и другие технологические машины. Это предложение базируется на хорошо изученной и широко используемой схеме трехколесного механизма 2К-Н (достаточно сказать, что она применяется практически во всех автоматических трансмиссиях современных автомобилей благодаря простоте конструкции и высокому КПД) и двухколесной схеме К-Н-V.

В ряде случаев требуется редуктор с очень большим передаточным отношением. Например, при токарной обработке деталей большого диаметра с высокой чистотой поверхности нужна очень малая подача инструмента, которая реализуется механизмом с передаточным отношением в несколько тысяч. Другой пример представляют широко распространенные в настоящее время вращающиеся тумбы с рекламными щитами. Так как они вращаются очень медленно, требуется передаточное отношение порядка 1000 или более.

При таком большом передаточном отношении нельзя рассчитывать на высокий КПД. Механизм может найти применение при малых передаваемых мощностях, когда энергетические потери не столь важны. Первостепенную роль играет возможность реализации такого механизма, простота конструкции и низкая стоимость.

На рисунке 1.47 представлена принципиальная схема комбинированного механизма с двумя планетарными и одной рядовой ступенями и передаточным отношением порядка 20000.

На базе этой основной схемы разработаны действующие макеты и опытные образцы механизмов с различными комбинациями ступеней.

На рисунке 1.48 представлен действующий макет мотор-редуктора с большим передаточным отношением. В первой ступени использован трехколесный механизм схемы 2К-Н с передаточным отношением 4, во второй – односателлитный планетарный механизм схемы К-Н-V с передаточным отношением 90; для съема движения с сателлита – механизм параллельных кривошипов. Общее передаточное отношение механизма 360.

На рисунке 1.49 приведен опытный образец планетарного редуктора, в котором две первые ступени выполнены как односателлитные механизмы схемы К-Н-V. Оба механизма с крестовыми муфтами с одинаковыми конструктивными размерами, с колесами с модулем 0,5 мм и передаточным отношением 180. Общее передаточное отношение механизма 19440.

Выходной вал этого опытного образца редуктора вращается со скоростью $0,075 \text{ мин}^{-1}$ и совершает один оборот за 13,3 мин.

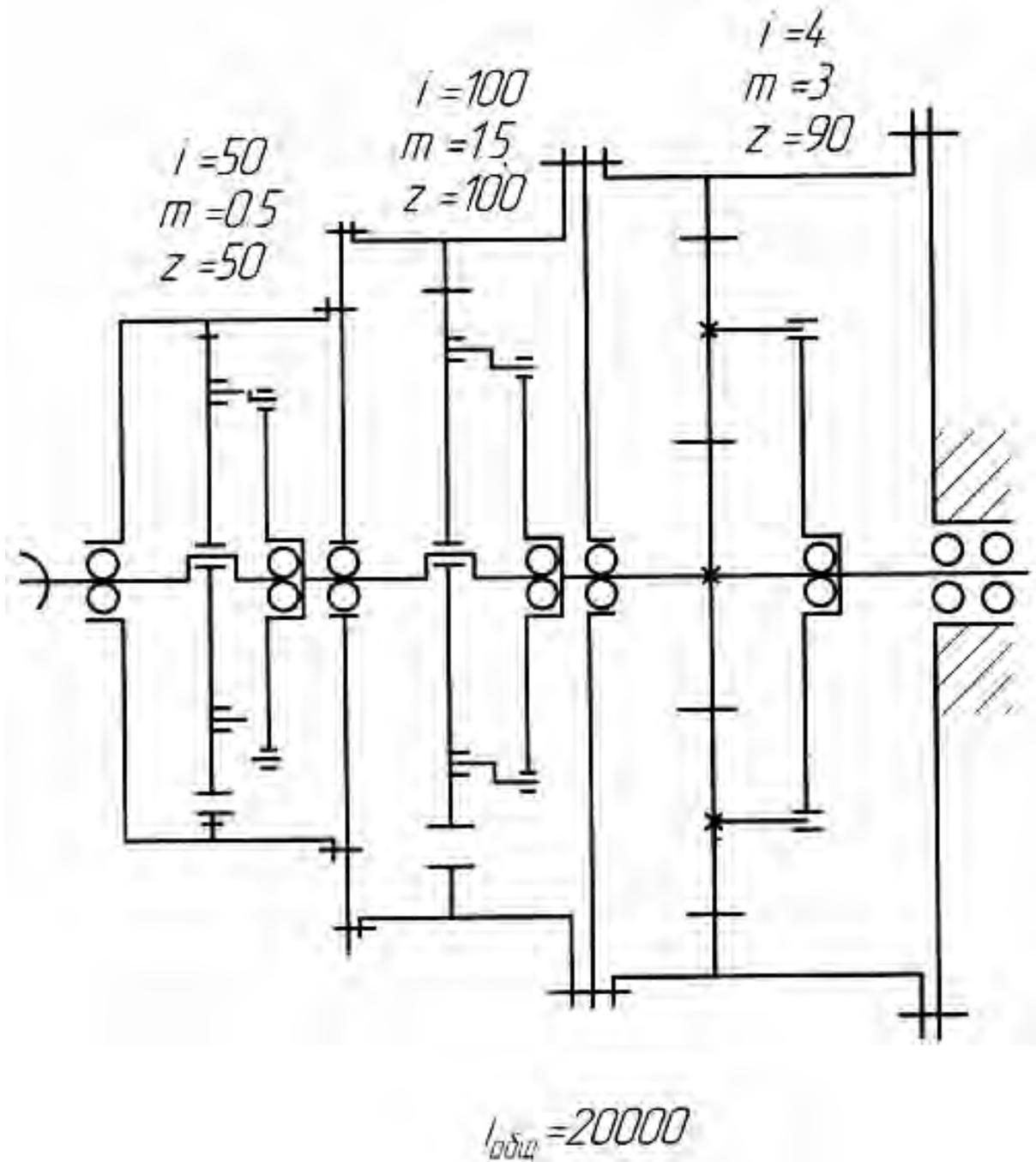


Рисунок 1.47 – Схема комбинированного трехступенчатого механизма для реализации больших передаточных отношений



Рисунок 1.48 – Опытный образец двухступенчатого планетарного механизма комбинированной схемы с передаточным отношением 360



Рисунок 1.49 – Опытный образец двухступенчатого механизма с передаточным отношением 19440

1.8 Типовой ряд двухступенчатых планетарных механизмов

Планетарные механизмы получили распространение в технике благодаря их компактности и низкой металлоемкости. Несмотря на большое разнообразие схем планетарных механизмов, широкое применение в общем машиностроении нашли только две–три схемы. Это объясняется тем, что лишь они удовлетворяют основным требованиям, к которым, прежде всего, следует отнести высокий КПД, высокие массогабаритные и эксплуатационные характеристики. Это схемы 2К-Н и 3К-Н и их некоторые модификации. Серьезным недостатком планетарных механизмов является снижение КПД при увеличении передаточного отношения.

На рисунке 1.50 приводится обобщенный график зависимости КПД планетарного механизма от передаточного отношения для диапазона передаточных отношений 20–1000 [18].

С увеличением передаточного отношения КПД резко снижается. Из графика видно, что при использовании планетарного механизма в востребованном диапазоне передаточных отношений 80–120 КПД составляет 0,6–0,5. При дальнейшем увеличении он также падает, но не столь интенсивно.

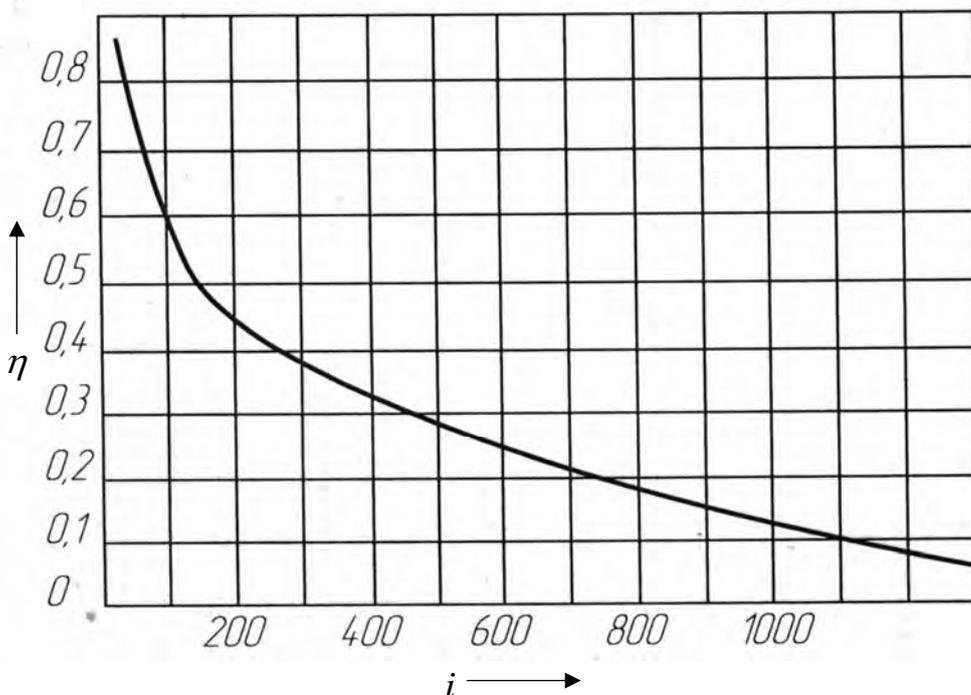


Рисунок 1.50 – Обобщенный график зависимости КПД планетарного механизма от передаточного отношения

Снижение КПД с увеличением передаточного отношения объясняется с физической стороны тем, что увеличение передаточного отношения происходит за счет увеличения относительной угловой скорости сателлитов, а следовательно, и увеличения скорости скольжения зубьев в зацеплении, что приводит к увеличению коэффициента потерь. В некоторых случаях это может даже вызвать заклинивание механизма [10]. КПД в значительной степени зависит от коэффициента трения в зацеплении, который, в свою очередь, определяется твердостью, качеством обработки и точностью зубьев колес.

По имеющимся данным коэффициент потерь ψ в зацеплении для прямозубого зацепления со шлифованными зубьями 5–7-й степеней точности составляет 1 %, 8-й – 2 %, 9–10-й – 3 %, для прямозубого зацепления с грубой обработкой зубьев – 4 % [20].

Планетарные механизмы обладают высоким КПД только при малых передаточных отношениях, поэтому реализация больших передаточных отношений в одноступенчатых схемах становится нецелесообразной, хотя, на первый взгляд, кажется привлекательной с точки зрения упрощения конструкции и уменьшения габаритов.

Отсюда следует, что применение одноступенчатых схем для реализации больших передаточных отношений в одной ступени оказывается неэффективным. На практике в этих случаях используют многоступенчатые схемы или схемы с замкнутыми кинематическими цепями, чаще всего – двухступенчатые схемы с быстроходной и тихоходной ступенями, причем рекомендуется реализовывать большую часть передаточного отношения в быстроходной ступени. Тихоходная ступень в некоторых случаях вообще реализуется как рядовая соосная передача. При этом возникает задача об оптимальном распределении общего передаточного отношения по ступеням. В примере, рассмотренном в [10], мощность в зацеплении, реализуемая в одной ступени планетарного механизма, значительно больше мощности в зацеплении, чем в двухступенчатом механизме с тем же передаточным отношением, а следовательно, и потери мощности значительно больше.

Предложены новые схемы двухступенчатого планетарного механизма, в основе которых лежат уже проверенные и распространенные в технике простейшие схемы планетарных механизмов. Эти схемы позволяют разработать типовой ряд планетарных механизмов для диапазона мощностей 1–5 кВт и передаточных отношений 30–120 с высокими техническими показателями. Схемы защищены патентами РБ [58, 59]. Одна из них представлена на рисунке 1.51.

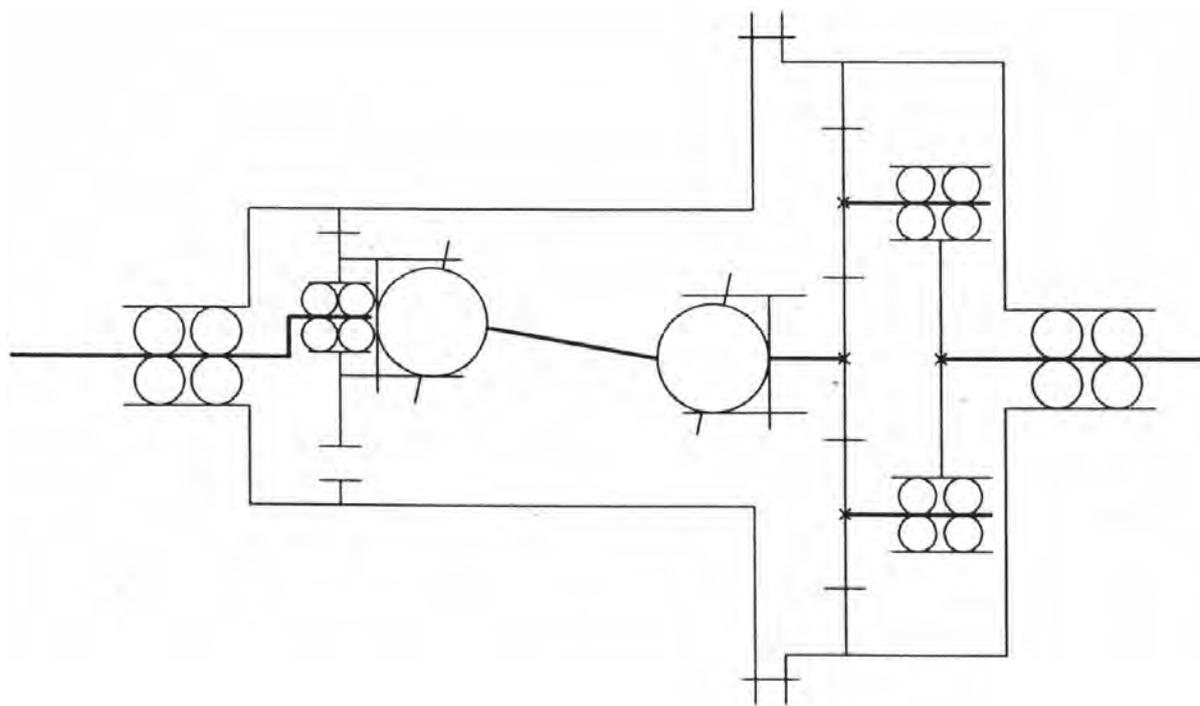


Рисунок 1.51 – Схема двухступенчатого планетарного механизма

Механизм состоит из трех относительно самостоятельных узлов: быстроходной ступени, тихоходной ступени и связывающего их механизма, осуществляющего передачу движения между параллельными валами с передаточным отношением, равным единице. К таким механизмам относятся модифицированный механизм параллельных кривошипов или его конструктивная разновидность, называемая иногда шарнирной муфтой, крестовая муфта, а также карданный вал.

Концепция построения типового ряда двухступенчатых планетарных редукторов для диапазона мощностей 1–5 кВт состоит в следующем. Выбирается вариант трехколесного механизма, который представляется наиболее рациональным с конструктивной и технологической точки зрения, подбираются числа зубьев колес и определяется его передаточное отношение. Поскольку это основная силовая часть устройства, ее конкретные параметры определяют величину крутящего момента на выходе. По этому моменту рассчитывается модуль зубчатых колес. Для диапазона мощностей 1–5 кВт вариантов значений модулей должно быть немного, достаточно иметь модули 1,5; 2 и 3. Сокращение вариантов оправдано технологически и выгодно с экономической точки зрения.

Требуемое передаточное отношение обеспечивается соответствующей реализацией быстроходной ступени. Она обладает малыми габаритами, т. к. менее нагружена и менее металлоемка. Обеспечение осуществляется простым изменением чисел зубьев пары колес и, возможно, модуля. Такой подход позволяет комплектовать различные варианты механизмов

из ограниченного набора быстроходных и тихоходных ступеней и удовлетворять разные запросы потребителя. В то же время ограничение вариантов исполнения ступеней дает возможность улучшить качество изделий и удешевить производство за счет разработки и использования технологических настроек и приспособлений.

Тихоходная ступень выполняет основную нагрузочную функцию и реализуется как классический механизм 2К-Н с одинарным сателлитом. В дальнейшем, для краткости, будем называть его трехколесным планетарным механизмом. Известно, что это лучший из всех планетарных механизмов по своим конструктивным и энергетическим показателям и наиболее распространенный в разнообразных областях техники. Согласно проведенным исследованиям расчетный КПД этого механизма равен 0,98–0,99 [10]. Механизм прост в устройстве и эксплуатации. Он надежно работает при прямозубых колесах, что значительно упрощает конструкцию и трудоемкость изготовления передачи. Нарезание и шлифование прямых зубьев не требует сложного специального оборудования. Рабочие поверхности зубьев имеют относительно низкую твердость 350 НВ. Материал зубчатых колес – недорогие конструкционные стали. Механизм хорошо изучен и имеет ряд конструктивных усовершенствований, обеспечивающих низкую металлоемкость, высокую технологичность и надежность.

Возможный диапазон передаточных отношений этой схемы 1,2–9. Практически полезный для использования в предлагаемом редукторе диапазон передаточных отношений лежит в пределах 3–8. Теоретически возможна несколько более высокая верхняя граница до 9–10. Однако такое исполнение порождает ряд конструктивных трудностей – растут радиальные габариты, возникает необходимость применять центральную шестерню с малым числом зубьев, конструкция теряет важное преимущество – компактность.

К наиболее значительным усовершенствованиям конструкции планетарного редуктора новой схемы следует отнести возможность применения «плавающей» центральной шестерни (рисунок 1.52). Такая возможность появляется потому, что быстроходная ступень соединяется с тихоходной механизмом карданного шарнира или аналогичной по функции крестовой муфтой, которая позволяет шестерне самоустанавливаться и не препятствует передаче ей крутящего момента от быстроходной ступени. Это очень упрощает сборку механизма и улучшает равномерность нагружения сателлитов.

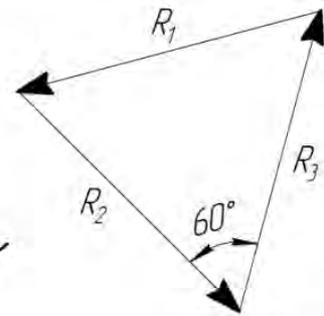
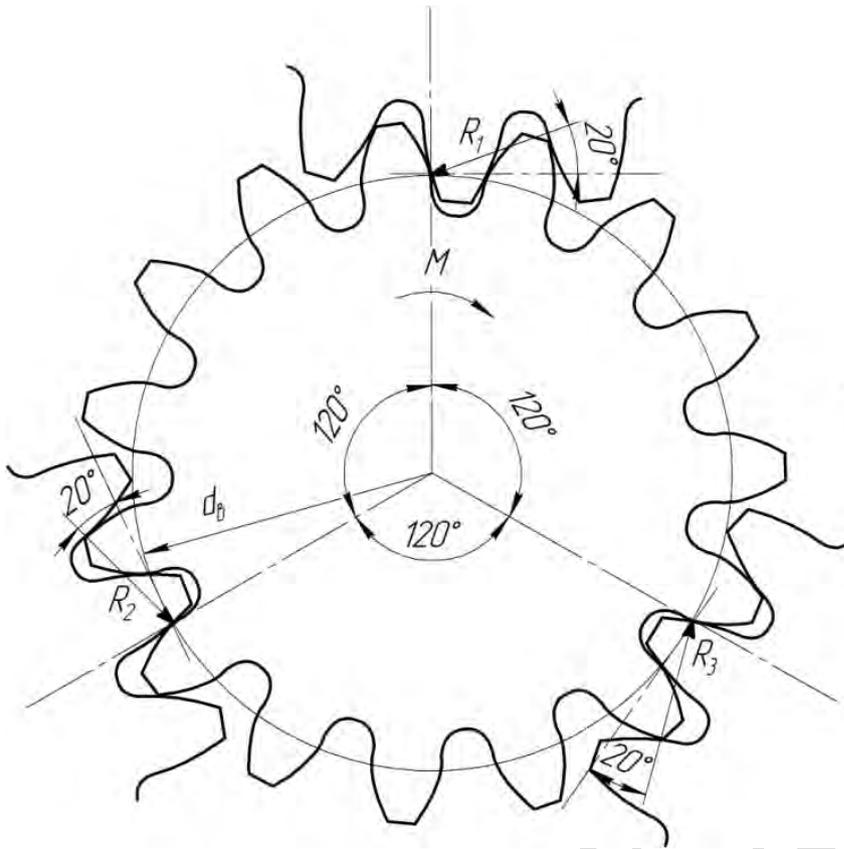


Рисунок 1.52 – Схема, поясняющая эффект «плавающей» центральной шестерни

1.9 Определение КПД передачи и проектирование экспериментальных редукторов типового ряда

В разработанном трехколесном планетарном механизме приняты, с учетом выполнения условия сборки механизма, следующие числа зубьев колес: $Z_1 = 23$, $Z_2 = 25$, $Z_3 = 73$. При таких числах зубьев обеспечивается передаточное отношение $i = 4,173$.

Определим КПД механизма, основываясь на методике В. Н. Кудрявцева [10]:

$$\eta = 1 - \frac{\psi^H}{1 + i_{31}^H}, \quad (1.26)$$

где ψ^H – коэффициент потерь в зацеплениях Z_1-Z_2 и Z_2-Z_3 ;

i_{31}^H – передаточное отношение от колеса 3 к колесу 1 при остановленном водиле.

Зависимость для определения потерь в зацеплении, согласно [10], имеет вид:

$$\psi^H = \psi_{12}^H + \psi_{23}^H = 2,3f \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) + 2,3f \left(\frac{1}{Z_3} - \frac{1}{Z_2} \right), \quad (1.27)$$

где f – коэффициент трения. Для рассматриваемого типа передач рекомендуется принимать $f = 0,08$ [10].

Выполнив подстановки в формулу (1.26) и произведя вычисления, получим $\psi^H = 0,01$.

Далее имеем $i_{31}^H = 23/73 = 0,315$. Тогда

$$\eta = 1 - \frac{0,013}{1 + 0,315} = 0,99.$$

Высокий КПД для трехколесного планетарного механизма получился потому, что здесь не учтены потери в подшипниках, однако их учет, если рассчитывать на использование подшипников качения, не должен привести к существенному изменению результата.

Известно, что в трехколесных планетарных механизмах при обычном коэффициенте потерь $\psi = 0,06$ коэффициент полезного действия не опускается ниже 0,94 [10].

Снижения нагрузки на быстроходную ступень можно добиться без увеличения габаритов передачи, если назначить следующие числа зубьев колес: $Z_1 = 11$, $Z_2 = 31$, $Z_3 = 73$, при которых выполняется условие сборки. В таком случае передаточное отношение равно 7,636 и, следовательно, нагрузка на быстроходную ступень при сохранении прежних основных размеров уменьшится в 1,75 раза. Это повысит долговечность наиболее слабой части редуктора – быстроходной ступени. На этой основе можно создать усиленный вариант типового ряда планетарных редукторов, оставаясь в пределах того же размерного диапазона. Возможно также использование еще одного промежуточного варианта трехколесного планетарного механизма с числами зубьев $Z_1 = 15$, $Z_2 = 30$, $Z_3 = 73$, при котором передаточное отношение равно 6. Таким образом, выстраивается ряд тихоходных ступеней с передаточными отношениями 4,17; 6 и 7,63. Это позволяет расширить гамму двухступенчатых планетарных механизмов, оставаясь в рамках одних габаритов.

В качестве быстроходной ступени, в принципе, может быть использован любой соосный механизм, рядовой или планетарный, что расширяет ряд возможных исполнений двухступенчатого механизма. Но наиболее рациональным в нашем случае представляется применение планетарного механизма схемы К-Н-V с разностью чисел зубьев колес внутреннего зацепления в один зуб. В этом механизме возможны три варианта различных видов зацепления колес: эвольвентных колес с обычным 20-градусным исходным контуром, эвольвентных колес с 30-градусным исходным конту-

ром, колес с циклоидально-цевочным зацеплением.

Использование обычных эвольвентных зубчатых колес с 20-градусным исходным контуром зубьев представляется, на первый взгляд, наиболее простым из-за широкой распространенности такого зацепления. Однако на практике из-за возможной интерференции возникает ряд проблем.

На рисунке 1.53 представлен сателлит с модулем 1,5 мм и 29 зубьями, изготовленными инструментом с 30-градусным исходным контуром.



Рисунок 1.53 – Сателлит с зубьями, изготовленными инструментом с 30-градусным исходным контуром

Быстроходная и тихоходная ступени должны быть соединены между собой. На рисунке 1.51 на схеме механизма для этой цели использован пальцевый карданный вал, опытный образец которого представлен на рисунке 1.39.

Несмотря на некоторые отличия от известного карданного вала с шарнирами Гука на обоих концах, данная конструкция, в принципе, является его модификацией и подчиняется тем же кинематическим закономерностям. Прорези, в которые входят игольчатые подшипники, выполняют функцию вторых шарниров и, кроме того, те же функции, что и шлицы в обычном карданном вале.

Известно, что коэффициент полезного действия классического карданного вала с игольчатыми подшипниками очень высок. Согласно проведенным исследованиям он зависит от угла наклона карданного вала и при углах, не превышающих 10° , даже при частичной нагрузке, т. е. нагрузке ниже номинальной, и частоте вращения 3000 мин^{-1} КПД вала выше 99,5 % [4].

В наших опытных конструкциях вала при его эффективной длине 50 мм и отклонению от срединного положения в 1 мм угол наклона со-

ставляет примерно 1° , что позволяет рассчитывать на высокий КПД.

При реализации физических моделей редукторов также использовался вариант крестовой муфты, в которой для уменьшения потерь на трение ползуны поступательных пар заменены втулками на пальцах, установленных на общей крестовине. На рисунке 1.53 сателлит снабжен пазами для соединения с крестовой муфтой. Вращение сателлита через крестовую муфту передается центральной плавающей шестерне тихоходной ступени. Применение крестовой муфты позволяет несколько уменьшить осевой габарит передачи по сравнению с карданным валом, если есть такая необходимость.

Определим КПД двухколесного планетарного механизма схемы К-Н-V, руководствуясь методикой В. Н. Кудрявцева [10]:

$$\eta = \frac{1 - \psi^H}{1 + Z_1 \psi^H}, \quad (1.28)$$

где ψ^H – коэффициент потерь, равен сумме коэффициентов потерь в зацеплении, в подшипниках и в механизме W. Примем, что в данном случае в качестве механизма W используется карданный вал, для которого коэффициент потерь, как было показано выше, равен 0,005. Коэффициент потерь в подшипниках ориентировочно 0,001.

Коэффициент потерь в зацеплении

$$\psi_3^H = 2,3f \left(\frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right), \quad (1.29)$$

где f – коэффициент трения, обычно в приближенных расчетах он принимается 0,08.

Коэффициент потерь в 30-градусном зацеплении, подсчитанный по формуле (1.29) с учетом того, что это внутреннее зацепление с числами зубьев $Z_1 = 29$, $Z_2 = 30$, равен 0,00025. В итоге получаем $\psi^H = 0,0062$, $\eta = 0,842$.

Проведенные натурные испытания такой передачи в качестве быстроходной ступени двухступенчатого редуктора, а также в качестве самостоятельной передачи дали положительные результаты.

Коэффициент полезного действия двухступенчатого планетарного механизма равен произведению коэффициентов полезного действия быстроходной ступени, карданного вала и тихоходной ступени:

$$\eta = 0,842 \cdot 0,995 \cdot 0,99 = 0,829.$$

На рисунке 1.54 приведен конструктивный чертеж общего вида двухступенчатого планетарного механизма; на рисунке 1.55 – опытный образец редуктора с использованием 30-градусного зацепления в быстроходной ступени; на рисунке 1.56 – редуктор быстроходной ступени.

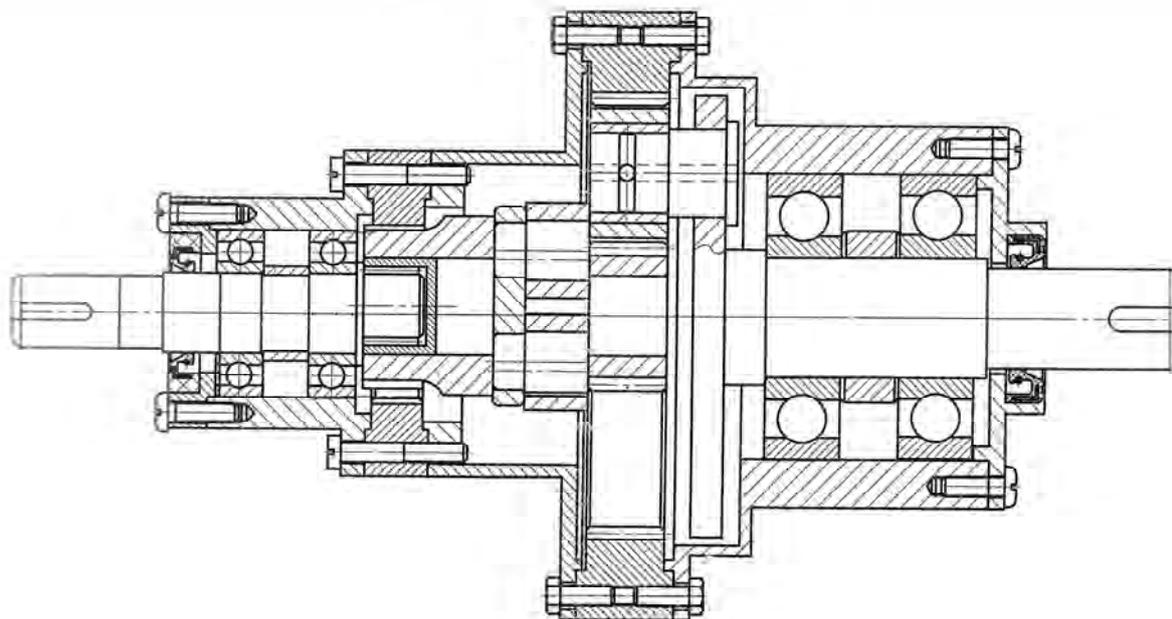


Рисунок 1.54 – Конструкция планетарного редуктора типового ряда



Рисунок 1.55 – Опытный образец двухступенчатого планетарного редуктора с передаточным отношением 120



Рисунок 1. 56 – Редуктор быстроходной ступени с передаточным отношением 29

По описанной выше схеме изготовлено и испытано в лабораторных и производственных условиях порядка десяти однотипных редукторов, различающихся передаточными отношениями и реализуемыми крутящими моментами. В кинематическом отношении все редукторы подобны и различаются принятыми модулями колес, образуя таким образом ряд подобных механизмов. Модули колес быстроходной ступени 1 и 1,5 мм, модули тихоходной ступени 1,25; 1,5; 2 мм. Передаточные отношения редукторов находятся в диапазоне 60–120. Три редуктора этого ряда, реализующие крутящие моменты в диапазоне 50–300 Н·м, представлены на рисунке 1.57. На основе схемы редуктора быстроходной ступени образован ряд редукторов с диапазоном передаточных отношений 9–30 (рисунок 1.58).



Рисунок 1.57 – Три опытных образца редуктора типового ряда с модулями зубчатых колес тихоходной ступени 1,25; 1,5; 2 мм



Рисунок 1.58 – Одноступенчатые редукторы с передаточными отношениями 25, 30 и 49

Электронная библиотека
Белорусско-Российского ун-та

гета

2 Планетарные механизмы с гибкими связями

2.1 Образование планетарных механизмов с гибкими связями

Специфические требования, предъявляемые к приводу мехатронных устройств, обуславливают необходимость поиска новых решений для передаточных механизмов, реализующих передачу и трансформацию движения от управляемых электродвигателей.

Эти механизмы должны иметь малые габариты и вес. Во многих случаях исполнительное звено совершает относительно медленное движение, следовательно, от механизмов требуется большое передаточное отношение.

В этом отношении представляет интерес применение в мехатронных устройствах новых схем планетарных механизмов с гибкими связями. Предложена принципиально новая схема передаточного планетарного механизма с гибкими связями [38].

В качестве гибких связей используются поликлиновые и зубчатые ремни, а также цепи. Это новый класс планетарных механизмов, занимающий место между обычными планетарными механизмами с жесткими зубьями и волновыми передачами.

В основе образования планетарного механизма с гибкой связью лежит обычная рядовая передача с гибкой связью. Способ преобразования рядового (непланетарного) механизма с гибкой связью в планетарный прост и абсолютно сходен со способом образования обычного планетарного механизма из рядового зубчатого. В дальнейшем исходный рядовой механизм для краткости будем называть сопутствующим.

Если стойке рядовой передачи придать вращение, то сателлит 2, благодаря гибкой связи его с неподвижным звеном 1, тоже получит вращение. В таком случае стойка превращается в водило Н. Передаточное отношение полученной передачи определяется отношением угловой скорости водила к угловой скорости звена 2 (рисунок 2.1).

Представленная на рисунке 2.1 схема является принципиальной и не может быть непосредственно использована в качестве схемы реального передаточного механизма из-за большого межосевого расстояния и незначительного передаточного отношения при принятых относительных размерах звеньев.

Сущность предложения, защищенного патентом РБ [45], состоит в том, что межосевое расстояние между звеньями уменьшено до минимально возможного, но при этом звенья 1 и 2 должны находиться в разных плоскостях (рисунок 2.2).

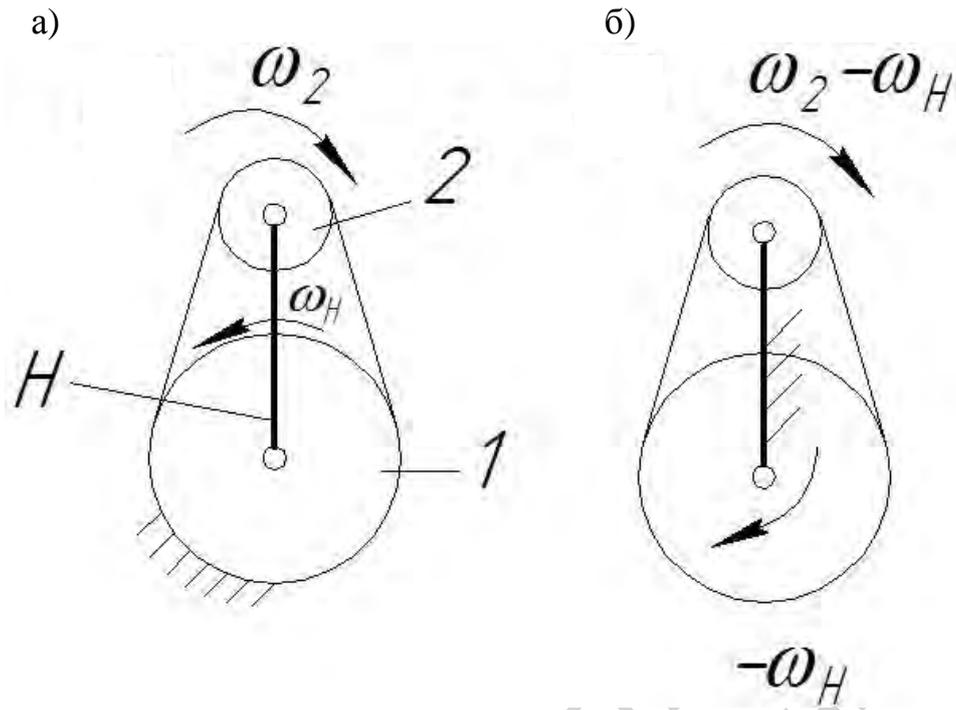


Рисунок 2.1 – Образование планетарного механизма с гибкой связью из соответствующего ему рядового механизма с гибкой связью

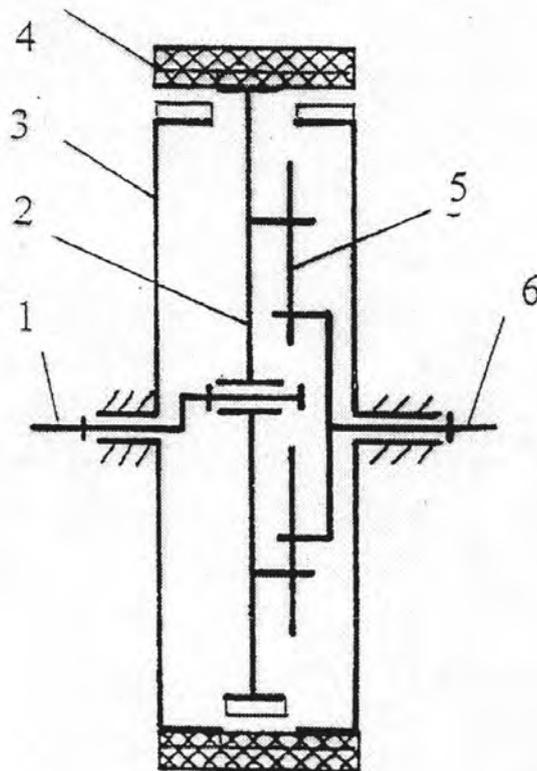


Рисунок 2.2 – Схема двухколесного планетарного механизма с гибкой связью с минимальным межосевым расстоянием

Возникает класс механизмов, промежуточный между волновыми и планетарными. Основным активным элементом механизма является гибкая связь, которая может быть осуществлена в различных вариантах.

На рисунке 2.2 представлена двухколесная схема планетарного механизма с гибкой связью, в качестве которой в данном случае для конкретизации принят зубчатый ремень. В дальнейшем будут рассмотрены схемы с четырьмя колесами.

Взаимодействие зубчатого ремня и шкивов происходит таким же образом, как и в обычной зубчато-ременной передаче. Зубчатый ремень осуществляет кинематическую связь между шкивами. Межосевое расстояние в этой передаче равно эксцентриситету входного вала.

При вращении эксцентрикового вала 1 получает вращение шкив-сателлит 2. Находясь в зацеплении с зубчатым ремнем 4, который, в свою очередь, находится в зацеплении с неподвижным шкивом 3, шкив-сателлит совершает два вращения: вокруг собственной оси и вокруг центральной оси механизма. Результирующее вращение шкива-сателлита посредством механизма W передается выходному валу. На рисунке 2.2 неподвижный шкив 3 выполнен из двух симметричных половин. Это обеспечивает равномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого ремня и устраняет его возможный перекосяк. Кроме того, выполнение шкива из двух половин позволяет путем небольшого разворота их друг относительно друга обеспечивать беззазорное зацепление.

Преимущество этого механизма в значительной мере обусловлено достоинствами зубчатого ремня как активного элемента передачи.

Иногда высказывается мнение, что это вариант волновой передачи с одной волной деформации. Однако при внимательном анализе обнаруживается, что планетарный механизм с гибкой связью нельзя отождествить с волновой передачей. Самый существенный отличительный признак состоит в том, что в передаче с гибкой связью нет относительного перемещения зубьев в процессе их зацепления, как это происходит в волновой передаче. В планетарной передаче с гибкой связью зубья покоятся на дуге обхвата шкива, в то время как в волновой имеет место процесс зацепления с перекатыванием и скольжением зубьев.

В связи с существованием различных видов гибких связей планетарные передачи с гибкими связями весьма разнообразны – отсюда вытекает необходимость их классификации.

2.2 Классификация планетарных механизмов с гибкими связями

Планетарные механизмы с гибкими связями (ПМГС) классифицируются по следующим признакам (рисунок 2.3).

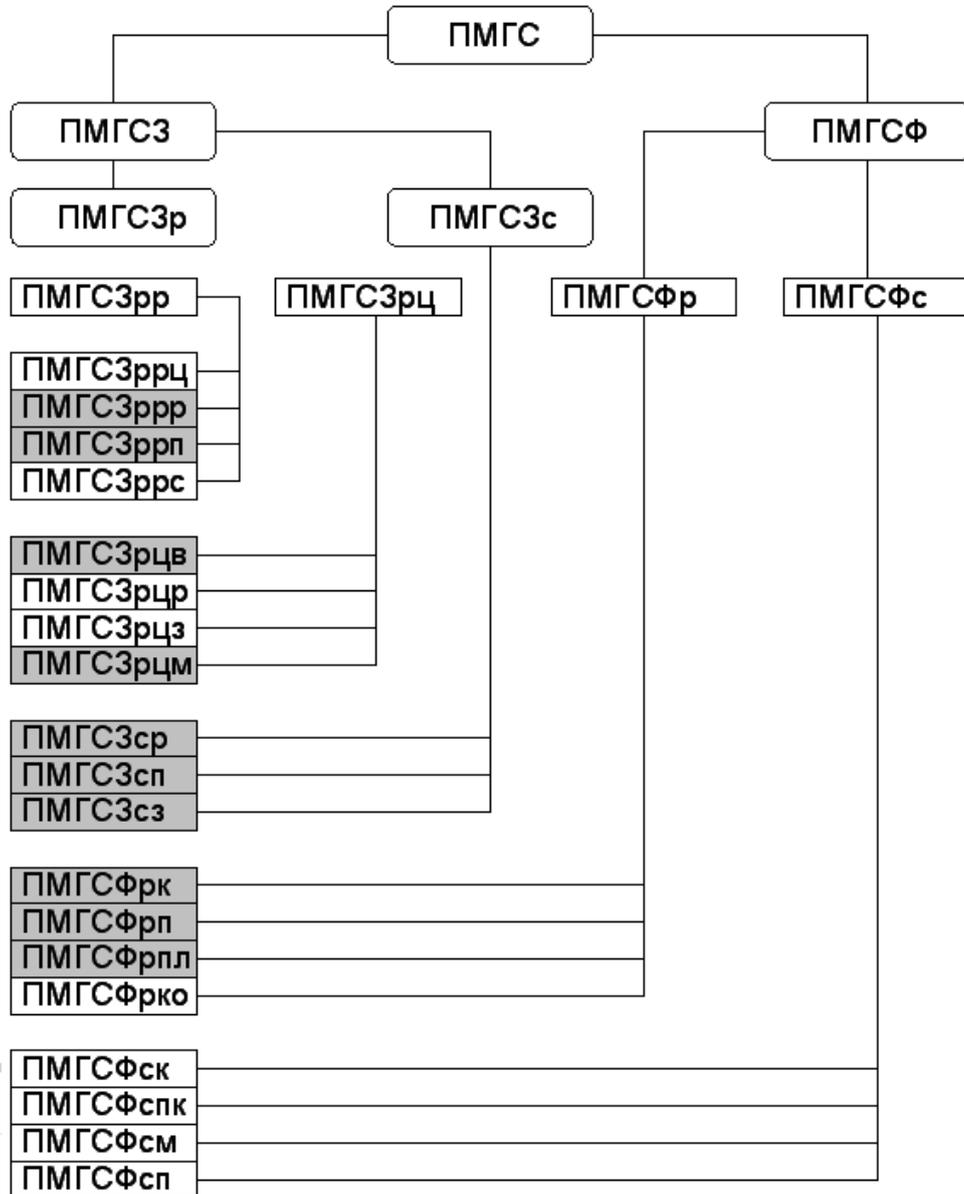


Рисунок 2.3 – Классификационная схема планетарных механизмов с гибкими связями

Прежде всего ПМГС делятся на две категории: работающие по принципу зацепления (ПМГСЗ) и работающие на фрикционном принципе (ПМГСФ).

ПМГС зацепления подразделяются на две категории: работающие по принципу растяжения (ПМГСЗр) и по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСЗс).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения, бывают с ремнем (ПМГСЗрр) и с цепью (ПМГСЗрц).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения с ремнем, по виду ремня бывают с цельнометаллическим ремнем (ПМГСЗррц), с обычным резиновым ремнем (ПМГСЗррр), с полиуретановым ремнем (ПМГСЗррп), со сборным ремнем (ПМГСЗррс).

ПМГС зацепления, работающие по принципу растяжения с цепью, бывают с втулочной цепью (ПМГСЗрцв), с роликовой цепью (ПМГСЗрцр), с зубчатой цепью (ПМГСЗрцз), с многозубчатой цепью (ПМГСЗрцм).

ПМГС зацепления, работающие по принципу сжатия, бывают с роликами (ПМГСЗр), с пальцами (ПМГСЗп), с зубчатыми сегментами (ПМГСЗз).

ПМГС фрикционные (ПМГСФ) работают по принципу растяжения (ПМГСФр) и по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСФс).

ПМГС фрикционные, работающие по принципу растяжения, бывают клиноременными (ПМГСФрк), поликлиновыми (ПМГСФрп), плоскоременными (ПМГСФрпл), комбинированными (ПМГСФрко).

ПМГС фрикционные, работающие по принципу сжатия гибкой связи (ПМГСФс), бывают с клиновыми сегментами (ПМГСФск), с поликлиновыми сегментами (ПМГСФспк), с металлическими сегментами (ПМГСФсм), с полимерными сегментами (ПМГСФсп).

Приведенная классификационная схема (см. рисунок 2.3) насчитывает 19 разновидностей планетарных механизмов с гибкими связями и, по видимому, еще не исчерпана, т. к. могут быть разработаны новые типы гибких связей, с появлением которых она может быть дополнена. Какие из схем являются эффективными и имеют право на существование покажут дальнейшие исследования.

ПМГС являются альтернативой волновым передачам и отличаются от них высокой технологичностью. Они могут использоваться в широком диапазоне передаваемых мощностей. ПМГС отличаются простотой устройства и широким спектром возможного применения.

В классификационной схеме на рисунке 2.3 выделены цветом уже спроектированные и реализованные в макетах различной степени совершенства передаточные механизмы с гибкими связями. К настоящему времени в наибольшей степени разработаны лабораторные образцы планетарных редукторов с зубчатыми ремнями различного вида с передаточными отношениями 25, 42, 65, 68, а также цепные передачи разного типа.

В случае применения в качестве гибких связей зубчатых ремней и зубчатых цепей, в связи с одновременным участием в передаче движения большого числа зубьев (до половины числа зубьев звездочки) уменьшаются габариты передачи при сохранении высокой нагрузочной способности.

2.3 Основные параметры и свойства нового класса планетарных механизмов с зубчато-ременной гибкой связью

Наиболее простым вариантом для исследования и реализации в виде макетов и опытных образцов планетарных механизмов с гибкими связями является планетарный механизм с гибкой связью в виде зубчатого ремня – в силу распространенности таких ремней и их высоких эксплуатационных качеств. Подтверждающим примером служат зубчатые ремни, применяемые в двигателях современных автомобилей, а также во многих других ответственных устройствах [26, 27].

Взаимодействие зубчатого ремня и шкивов здесь происходит таким же образом, как и в обычной зубчато-ременной передаче. Зубчатый ремень осуществляет кинематическую связь между шкивами. Межосевое расстояние в этой передаче равно эксцентриситету входного вала, играющего роль водила в планетарном механизме.

Положительные качества этого механизма в значительной мере обусловлены достоинствами зубчатого ремня как активного элемента передачи. Неподвижный шкив выполнен из двух симметричных половин, что обеспечивает равномерное распределение нагрузки по ширине ремня и устраняет возможный перекос. Благодаря использованию в передаче ремня уменьшается момент инерции подвижных частей.

При использовании зубчатого ремня из-за наличия большого количества находящихся в зацеплении зубьев (до половины числа зубьев шкива) повышается плавность движения и динамика рабочего процесса. Ременная передача может работать в условиях отсутствия смазки, что улучшает экологию производства. Она характеризуется пониженным уровнем шума.

В передаче может быть применен стандартный ремень, изготавливаемый из армированной резины или полиуретана. Шкивы, корпус передачи и другие ее элементы могут выполняться из легких сплавов или пластмасс. Снижение веса подвижных частей чрезвычайно важно для привода мехатронных устройств, работающих обычно в режимах разгона и торможения. Общее снижение массы привода также благоприятно сказывается на рабочих качествах машины.

Сдерживающим фактором при проведении этой работы являлось отсутствие зубчатых ремней с требуемыми характеристиками, прежде всего, особо прочных ремней с малым числом зубьев. Они не востребованы в современных машинах и поэтому в промышленном масштабе не выпускаются. В рамках настоящего исследования ремни с необходимыми параметрами приходилось изготавливать самостоятельно в лабораторных условиях, о чем будет сказано далее.

Механизм с гибкой связью может иметь два исполнения: с вращающимся сателлитом (рисунком 2.4, а) и с сателлитом, совершающим круговое

поступательное движение (рисунок 2.4, б). Большее практическое значение имеет схема, представленная на рисунке 2.4, а.

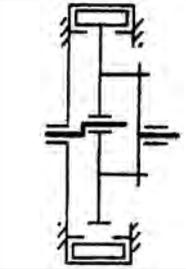
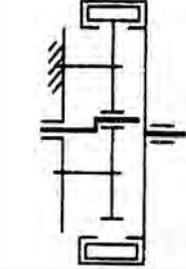
Схема механизма	Число зубьев колес	Знак передаточного отношения	Формула передаточного отношения
а) 	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$	$i = 1/(1 - Z_1/Z_2)$
	$Z_2 > Z_1$	$i > 0$	
б) 	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$	$i = 1/(1 - Z_2/Z_1)$
	$Z_2 > Z_1$	$i < 0$	

Рисунок 2.4 – Две модификации двухколесной схемы планетарного механизма с гибкими связями

Графики зависимости передаточного отношения планетарной передачи с гибкой связью от отношения чисел зубьев имеют характерный вид гиперболы (рисунок 2.5).

Здесь обозначено следующее: Z_1 – число зубьев неподвижного шкива; Z_2 – число зубьев сателлита. Из графика следует, что у функции, представленной на нем, имеется асимптота при значении $Z_1/Z_2 = 1$ и передаточное отношение в этой точке стремится к бесконечности. Физически это означает, что при равенстве чисел зубьев неподвижного и подвижного шкивов при вращении входного вала выходной неподвижен. В таком случае точки на шкиве-сателлите движутся по круговой траектории, а сам шкив совершает движение без поворота – круговое поступательное движение. При переходе через точку $Z_1/Z_2 = 1$ происходит изменение направления вращения выходного вала. Аналогичный вид имеет график передаточного отношения для механизма схемы, представленной на рисунке 2.4, б.

Из всего диапазона параметров существования механизма практический интерес представляет участок кривой со значениями передаточного отношения сопутствующей рядовой передачи в районе единицы, т. е. при близости значений чисел зубьев шкивов. При разности чисел зубьев, равной единице, механизм имеет наименьшие габариты. Именно такой вариант механизма будет рассматриваться далее.

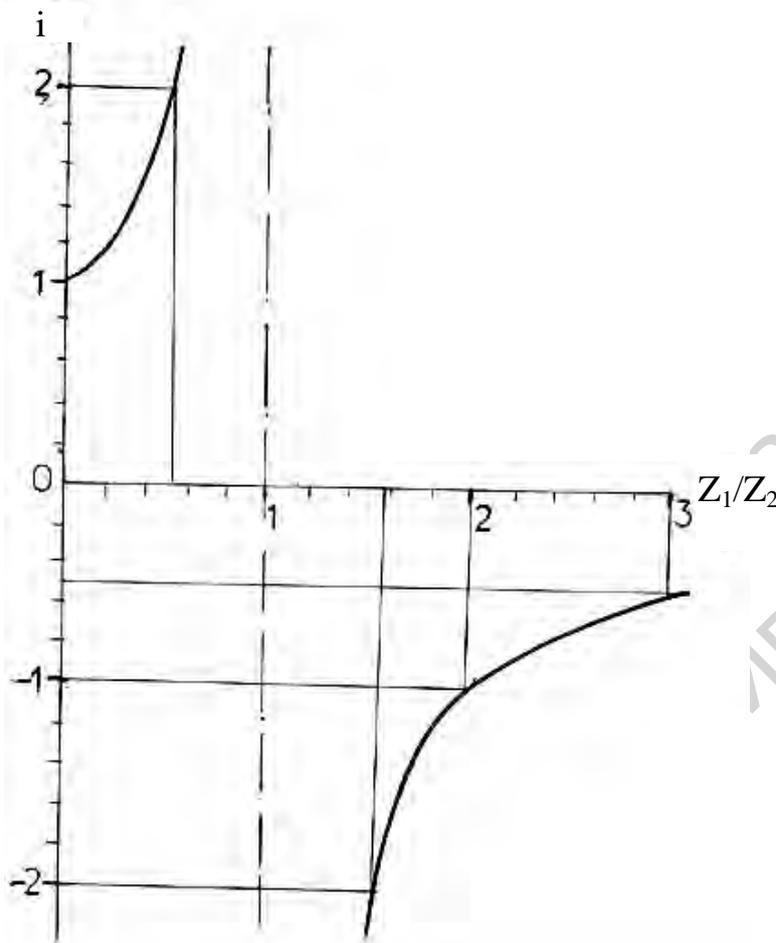


Рисунок 2.5 – График зависимости передаточного отношения планетарного механизма (см. рисунок 2.4, а) от отношения чисел зубьев шкивов Z_1/Z_2

На рисунке 2.6 представлена картина зацепления зубчатого ремня с зубчатыми шкивами при числе зубьев ремня 22. Из анализа этой картины следует, что при малом числе зубьев не наблюдается интерференция зубьев ремня и шкивов. Переход ремня с одного шкива на другой происходит плавно без интерференции зубьев. Это свойство передачи является серьезным преимуществом по сравнению с планетарными передачами с жесткими колесами, рассмотренными в разделе 1.

Межосевое расстояние зависит от числа зубьев шкивов и длины ремня, определяется так же, как в рядовой зубчатой передаче и представляет эксцентриситет входного вала. При увеличении числа зубьев динамика перехода только улучшается. Это следует из анализа таких же картин зацепления для ремней с большим числом зубьев (рисунок 2.7).

Для установления возможности применения зубчато-ременного планетарного механизма не только в кинематических, но и в силовых передачах произведем ориентировочный расчет передаваемой мощности по разрывной прочности зубчатого ремня применительно к схеме на рисунке 2.4, а.

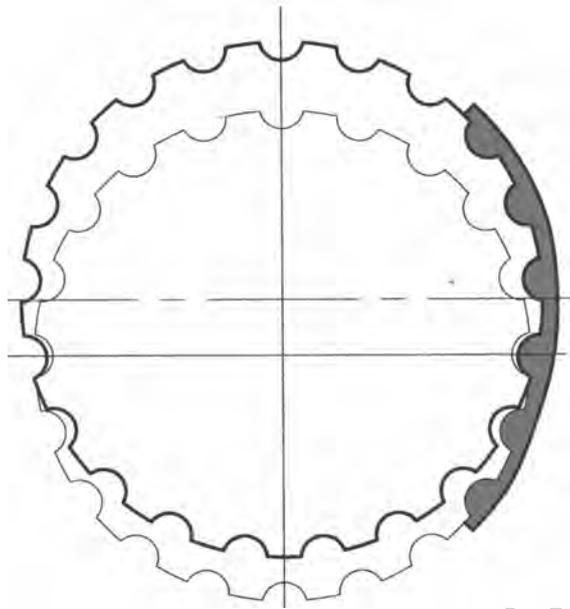


Рисунок 2.6 – Картина зацепления в зоне перехода ремня с одного шкива на другой

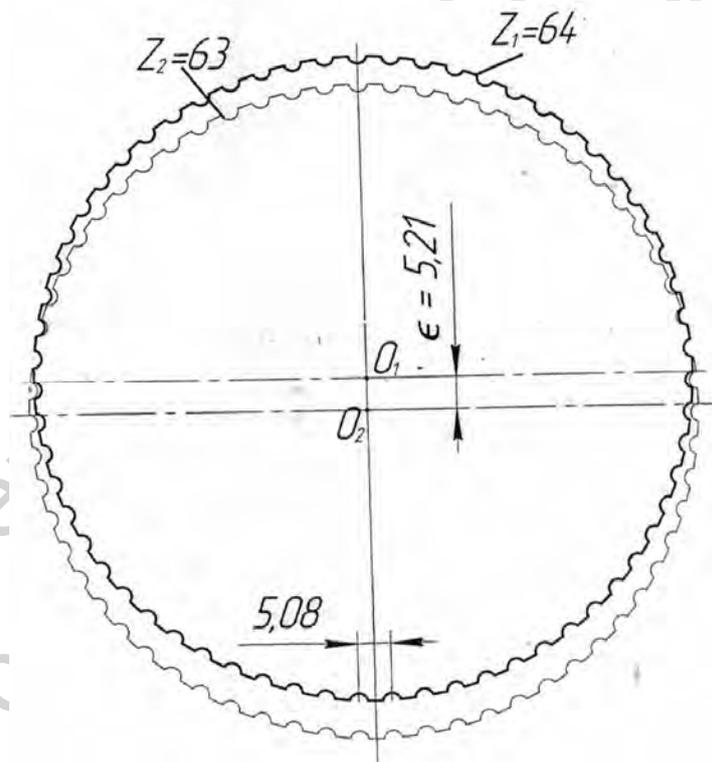


Рисунок 2.7 – Расположение зубьев шкивов в зубчато-ременной планетарной передаче с числами зубьев $Z_1 = 64$, $Z_2 = 63$

Обозначим крутящий момент на выходе M , радиус сателлита R , тогда окружное усилие на сателлите, оно же усилие, нагружающее ремень,

$$F = M / R.$$

Отсюда

$$M = F \cdot R.$$

Допустим, что в качестве примера рассматривается зубчатый ремень с разрывным усилием 5000 Н, а радиус сателлита – 0,1 м. Тогда

$$M = 5000 \cdot 0,1 = 500 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При угловой скорости 1,5 рад/с это создает мощность

$$N = M \cdot \omega = 500 \cdot 1,5 = 750 \text{ Вт}.$$

Такую передаваемую мощность обеспечивает по разрывному усилию полиуретановый ремень шириной 10 мм. Для надежной работы ремня с достаточным запасом прочности следует принять ремень в 3–4 раза шире. Механизм с такими характеристиками может быть использован для решения кинематических задач. Механизмов такого назначения достаточно много. Например, различного рода торговое оборудование, информационные стенды, игровые автоматы и т. д.

2.4 Экспериментальные исследования зубчато-ременных планетарных редукторов

Цель эксперимента – подтвердить практическую возможность создания зубчато-ременных планетарных механизмов, а также их эффективность.

На рисунке 2.8 приведена схема зубчато-ременного планетарного механизма по патенту РБ [45].

Схема механизма соответствует рисунку 2.2. Движение входного вала с эксцентриком посредством шкивов и зубчатого ремня преобразуется во вращение сателлита. Для съема его движения предусматривается механизм крестовой муфты, здесь не показанный. Так как промышленность не выпускает ремни малой длины при большой ширине, ремень был изготовлен специально по технологии, описанной далее.

Детали макета планетарного зубчато-ременного редуктора, выполненного по приведенной выше схеме, представлены на рисунке 2.9.

Механизм состоит из входного вала с эксцентриком, установленного на нем в шариковом подшипнике сателлита, выполненного из полимерного материала, двух неподвижных звездочек, дуралюминиевого корпуса, двух крышек, также выполненных из дуралюминия, крестовой муфты, выходного вала. В таких механизмах практически все детали, за исключением валов, могут быть выполнены из полимерных материалов или легких спла-

вов, что является их существенным достоинством. Использование полимеров позволяет изготавливать основные детали по литьевым технологиям, что удешевляет стоимость изделия и делает его конкурентоспособным по сравнению с другими аналогичными изделиями, выполняемыми из стали с применением механообработки.

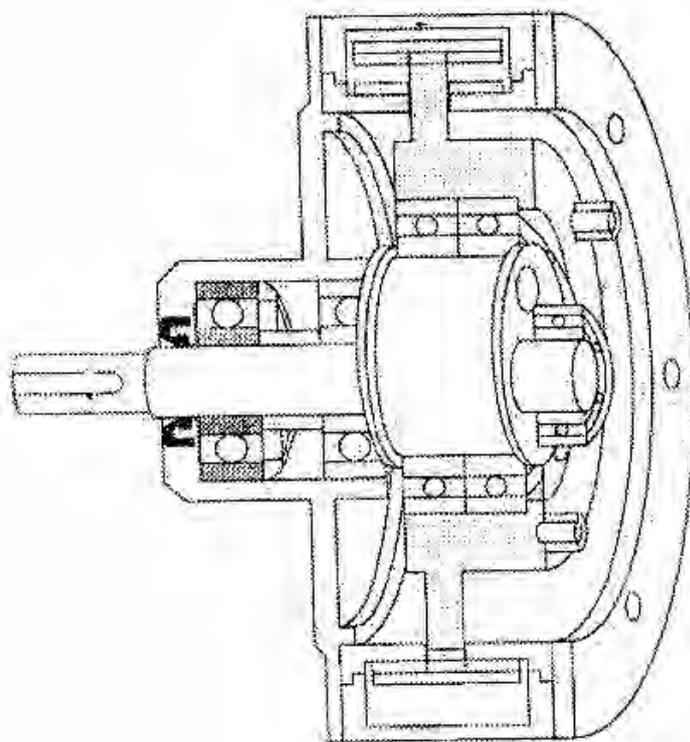


Рисунок 2.8 – Схема опытного образца зубчато-ременного планетарного редуктора



Рисунок 2.9 – Детали макета планетарного механизма с зубчатым ремнем с числом зубьев 42 и шагом зубьев 5,08 мм

Зубчатый ремень имеет 42 зуба при ширине 25 мм. Форма зуба полукруглая. Поскольку стандартных ремней малой длины и большой ширины промышленность не выпускает, ремень был изготовлен в лабораторных условиях.

Для этого была разработана пресс-форма оригинальной конструкции, позволяющая в лабораторных условиях изготовить ремень. В качестве материала ремня использована сырая резина, в качестве арматуры – металлокорд диаметром 0,3 мм с разрывным усилием 70 Н. Всего в арматуре содержится 50 витков металлокорда, поэтому разрывное усилие ремня оценивается в 3500 Н. Ремень в пресс-форме вулканизировался при температуре 180° в термошкафу. Заметим, что примерно такая же технология реализуется при промышленном изготовлении ремней с тем отличием, что ремень формируется в специальной пресс-форме, называемой викелем, имеющей большую ширину. Полученная заготовка затем разрезается на отдельные изделия.

Ремень, изготовленный по примитивной технологии, обладает ограниченной нагрузочной способностью. Тем не менее использование его позволило создать работоспособный макет редуктора и провести предварительные испытания.

Технологически возможно изготовление ремня данного типа из высокопрочных полимеров, в частности, полиуретана. Идеальным является ремень из высококачественной упругой стали. Это резко увеличит нагрузочную способность такой гибкой связи и позволит создать работоспособные механизмы, способные выдерживать значительные нагрузки.

Проведенные эксперименты с ремнями доказывают, что при промышленном их изготовлении можно добиться достаточно высоких эксплуатационных показателей.

На рисунке 2.10 представлен макет планетарного механизма с гибкой связью в виде полиуретанового зубчатого ремня промышленного изготовления шириной 25 мм. Разрывное усилие этого ремня оценивается в 2500 Н. В данной конструкции для передачи вращения от сателлита на выходной вал применен механизм параллельных кривошипов в виде трех пальцев с втулками, входящих в соответствующие отверстия в сателлите.

В конструкции максимально использованы дуралюминиевые сплавы, что позволяет значительно снизить вес устройства.

Зубчатый ремень, как показывает практика автомобилестроения, вообще не требует никакой смазки. Она используется только в подшипниковых узлах. Это позволяет получить практически чистый в экологическом отношении передаточный механизм. Таким образом, сфера применения его расширяется за счет использования в пищевой, фармакологической и других отраслях промышленности, где предъявляются повышенные требования к экологической чистоте производства.



Рисунок 2.10 – Макет планетарного механизма с полиуретановым зубчатым ремнем в разобранном виде с числом зубьев 68 и шагом зубьев 5,08 мм

Механизм, макет которого приведен на рисунке 2.10, по разработанности является наиболее совершенным из всех здесь представленных. Его исполнение приближается к опытному образцу.

2.5 Выбор параметров и разработка конструкции роликовой гибкой связи

Представляет интерес создание конструкции ремня, способной выдерживать достаточно большие нагрузки. Новая конструкция зубчатременной гибкой связи выполнена в виде плотно прижатых друг к другу роликов, охваченных снаружи основой в виде кольца и прикрепленных к ней посредством вулканизации. Несущая основа ремня не участвует в передаче усилия – эта функция реализуется прижатыми друг к другу роликами.

Это специфический ремень, т. к. он обладает ограниченной способностью к деформации из-за наличия охватывающей ролики связи. При малой разности диаметров шкивов его деформация незначительна и он удовлетворительно работает в планетарном механизме, схема которого рассмотрена выше.

Тонкое упругое кольцо может быть цельнометаллическим. В данном случае оно выполнено в виде обрешиненного металлокорда. Ремень с плотно прижатыми друг к другу роликами формируется на цилиндрическом шаблоне методом навивки на него корда, образующего несущую основу.

Для того чтобы нити корда не расходились в стороны, они покрываются слоем сырой резины с последующей вулканизацией. В качестве связующего полимера можно применять эпоксидную смолу с пластификатором.

На рисунке 2.11 представлена схема гибкой связи, составленной из плотно прилегающих роликов радиусом r , расположенных на шаблоне. Здесь приняты обозначения: z – число роликов; $R_{ц}$ – радиус окружности центров роликов; a – длина касательной к двум соседним роликам.

Угловой шаг роликов $\tau = 2\pi / z$.

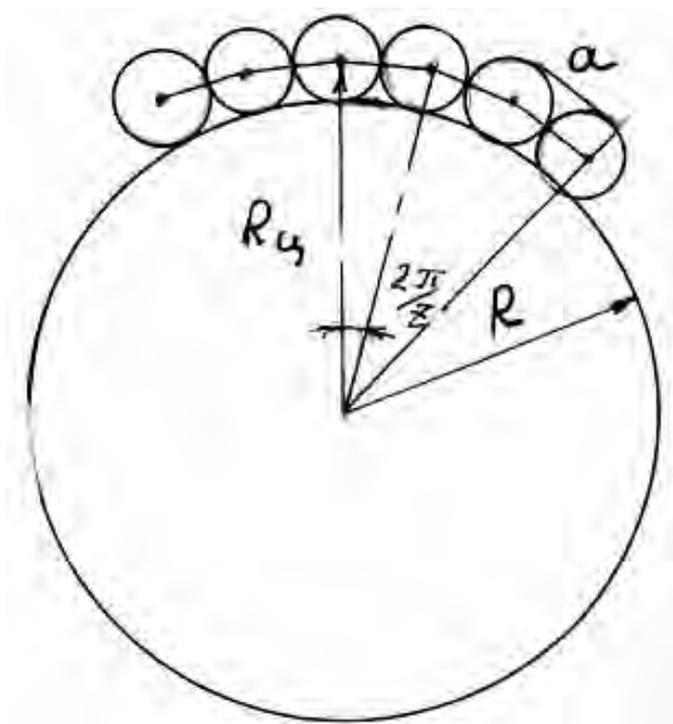


Рисунок 2.11 – Схема к расчету основных размеров гибкой связи с роликами

Из геометрических построений следует

$$R_{ц} = r \cdot \sin \pi / z. \quad (2.1)$$

Тогда радиус шаблона, на котором располагаются ролики вплотную друг к другу,

$$R = R_{ц} - r.$$

Длина касательной

$$a = 2 (R_{ц} + r) \sin \pi / z. \quad (2.2)$$

Диаметр кольца $D = L / \pi$, где $L = z \cdot a$.

На рисунках 2.12 и 2.13 представлены изготовленные в лаборатор-

ных условиях описанным выше способом варианты конструкций роликовых ремней, различающиеся размерами и числом роликов.

На рисунке 2.14 показана картина огибания шкивов гибкой связью, составленной из плотно прижатых друг к другу роликов. Наибольший интерес представляет момент перехода зубьев гибкой связи с одного шкива на другой. Судя по данной картине зацепления, здесь не возникает интерференционных проблем. Ролик плавно переходит из впадины неподвижного шкива во впадину сателлита.

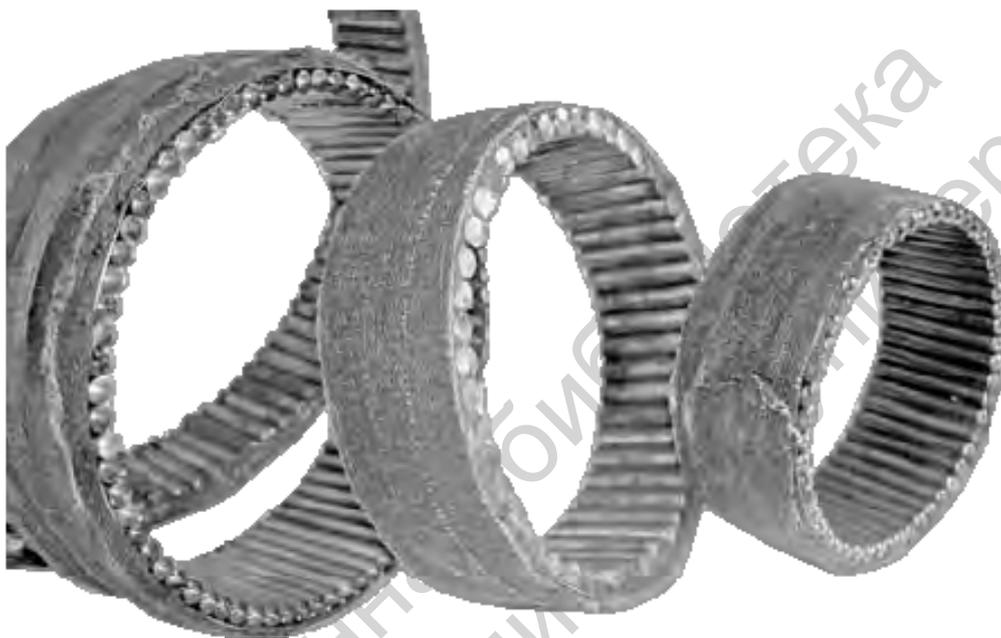


Рисунок 2.12 – Серия изготовленных ремней с роликами



Рисунок 2.13 – Сборка роликового ремня и сателлита

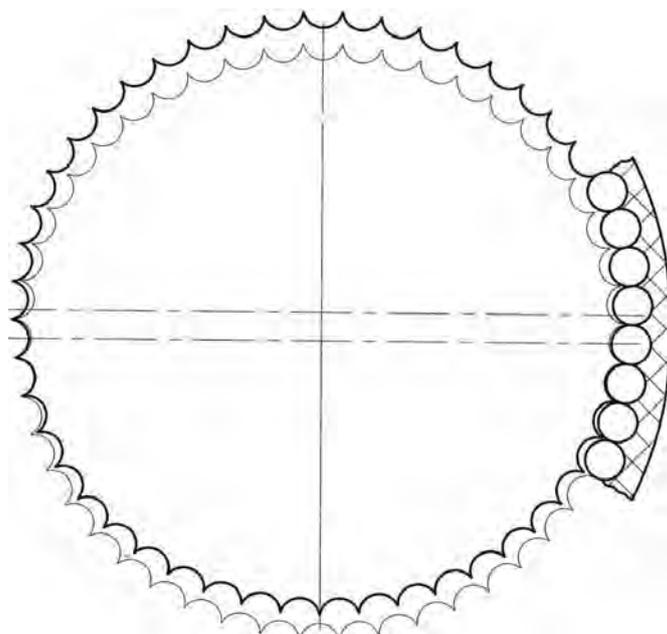


Рисунок 2.14 – Картина огибания шкивов роликовой гибкой связью

Реализованный макет редуктора с роликовой гибкой связью представлен на рисунке 2.15. Съем движения с сателлита осуществляется пальцевым карданом. Передаточное отношение редуктора 50. Испытание в режиме движения подтверждает работоспособность передачи. Преобразование движения происходит плавно (без рывков) при отсутствии шума и вибраций выходного вала. По сравнению с зубчатым ремнем роликовый ремень способен передавать значительные нагрузки и может найти применение во многих мехатронных устройствах.

Планетарная передача с роликовой гибкой связью по патенту [59] реализуется по той же схеме, что и редуктор на рисунке 2.15. Отличие состоит в том, что число зубьев гибкой связи равно числу зубьев неподвижной звездочки. Следовательно, здесь гибкая связь не перемещается относительно неподвижной звездочки.

Передача представляет промежуточный вариант между классом передач с жесткими колесами и разностью чисел зубьев в один зуб, рассмотренных в разделе 1, и передачей с гибкой связью. С передачами первого типа ее объединяет то, что в ней содержится неподвижное звено с внутренними зубьями; с передачами второго типа – то, что гибкая связь способна легко деформироваться и охватывать значительное число зубьев, что повышает нагрузочную способность. В определенной степени здесь реализуется идея рассмотренного ранее планетарного механизма с нулевой разностью чисел зубьев, выполняющего роль механизма W (см. рисунок 1.32). Механизм может быть реализован при малом эксцентриситете сателлита и достаточной величине зазора между неподвижным шкивом и гибкой связью.

Две неподвижные звездочки и одна подвижная звездочка-сателлит изготавливаются с зубьями, профиль которых представляют дуги окружностей, что технологически не вызывает затруднений.

Наличие упругой оболочки позволяет распределить нагрузку на большее количество зубьев, повышает нагрузочную способность и снижает уровень шума. Использование гибкой связи с роликами повышает КПД передачи. Передача проста в устройстве и обеспечивает большое передаточное отношение.



Рисунок 2.15 – Детали редуктора с роликовым ремнем

Согласно патенту [59] возможен еще один вариант передачи. В отличие от рассмотренной выше схемы, в которой ролики неподвижно зафиксированы на несущей основе, здесь в средней части гибкой связи, взаимодействующей с сателлитом, установлены втулки, которые могут вращаться на роликах, закрепленных по краям на несущей основе. Это приближает конструкцию к планетарной циклоидально-цевочной передаче. Однако здесь нет перекатывания центроид, поэтому профиль зуба может быть не циклоидой, а окружностью.

2.6 Усовершенствование зубчатого ремня

Недостатком рассмотренной в подразделе 2.3 конструкции со стандартным зубчатым ремнем следует считать относительно низкую прочность ремня, что ограничивает возможность использования его в планетарных механизмах. Целью усовершенствования является разработка усиленных конструкций, специально предназначенных для применения в таких передачах.

Отрицательное качество стандартного ремня заключается, прежде всего, в относительно небольшой прочности несущего кордового слоя, в основе которого используются хлопчатобумажные, полиэфирные или металлокордные нити [15], обеспечивающие необходимую прочность обычных (рядовых) зубчато-ременных передач, но недостаточную для высоконагруженных ремней планетарных зубчато-ременных передач.

Другой существенный недостаток традиционного зубчатого ремня – слабая связь тела зуба с кордовой основой несущего полотна. Практика свидетельствует, что одной из причин выхода из строя зубчатых ремней является отрыв тела зуба в корневой части от кордовой основы несущего полотна.

Предложен вариант решения этой проблемы (патент [47]). Он состоит в изменении профиля несущего полотна таким образом, чтобы профиль выходил за пределы поверхности полотна и частично заходил в тело зуба в его корневой части. В результате при такой конструкции ремня срезающее усилие будет восприниматься не телом зуба, а непосредственно кордовой основой, хорошо работающей на растяжение. Кроме того, такое соединение повышает прочность связи тела зуба с основой за счет ее расширения.

Зубчатый ремень состоит из несущего слоя, в качестве которого может быть использован стекловолоконный, полиэфирный или металлический корд, и армирующего слоя, также выполненного из одного из видов корда и входящего в тело зуба. Армирующий слой повторяет профиль ремня, следуя за его рабочей поверхностью на некотором удалении от него вглубь ремня. Основное тело ремня образовано навулканизированным наполнителем, в качестве которого может использоваться хлорпреновый каучук или пластмасса на основе полиуретана. Реализован также вариант зубчатого ремня, в котором в тело зуба введены дополнительные армирующие стержни, расположенные между несущим и армирующим слоем вдоль линии зуба.

При работе ремня усилие, передаваемое на его зуб, воспринимается не только телом зуба, но и кордом армирующего слоя. В результате этого снижается нагрузка на тело зуба в его корневой части. Как известно, основная причина выхода из строя зубчатых ремней состоит в отрыве тела зуба от несущего слоя из-за недостаточной адгезии материала, из которого выполнен зуб, и материала несущего слоя, в качестве которого чаще всего

используется стекловолоконный корд.

Новая конструкция ремня поясняется рисунком 2.16, на котором для сравнения показан профиль обычного зубчатого ремня, очерченного дугами окружностей.

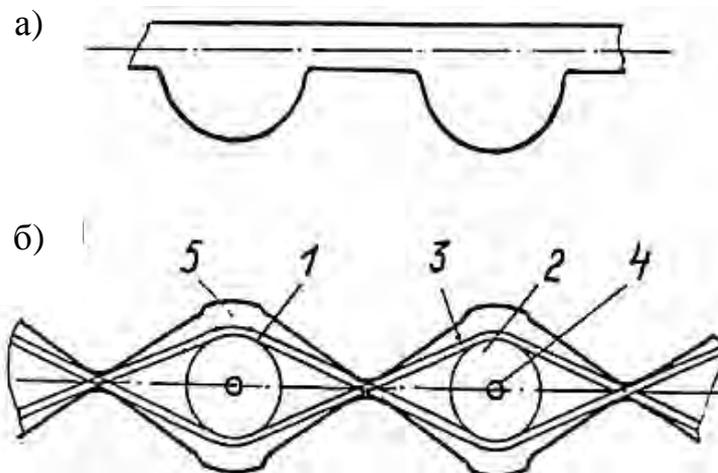


Рисунок 2.16 – Новая конструкция зубчатого ремня

В данном изобретении армирующий слой в некоторой степени также выполняет функции несущего слоя. Расположение армирующего слоя вблизи поверхности зубчатого ремня уменьшает опасность срезания зуба по поверхности его присоединения к несущему слою. Наличие в варианте конструкции армирующего стержня увеличивает продольную прочность зуба. Известно, что часто разрушение ремня происходит из-за возникновения продольной трещины вдоль линии зуба. Наличие армирующего стержня будет препятствовать такому виду разрушения. В частности, зубчатый ремень с армирующим стержнем будет эффективен в ременной планетарной передаче, в которой шкивы располагаются в параллельных плоскостях, а неподвижный шкив выполнен из двух частей.

Усовершенствованный вариант конструкции ремня предполагает изменение профиля зубьев и применение вставных элементов в виде втулок (рисунок 2.17).

Такой ремень значительно отличается от стандартного и по своим существенным признакам относится к классу ремней с дуговым профилем зубьев. Геометрия данной передачи обеспечивает практически безынерференционный вход и выход зубьев в зацепление со шкивами и, в отличие от зубчато-ременных передач других типов, не приводит к взаимному скольжению профилей, в результате чего происходит их истирание. Исследования показывают, что значение скорости скольжения у передач с дуговым зубом на 1–2 порядка ниже, чем у зубчато-ременных передач стандартных конструкций [15].



Рисунок 2.17 – Вид арматуры ремня и ремня после нанесения резинового покрытия

Проведена работа по проектированию и изготовлению опытных образцов такого ремня. Для этого потребовалось провести ряд подготовительных работ по разработке и изготовлению приспособления для сборки основы ремня. В качестве нитей основы использован металлокорд. Кроме того, спроектирована и изготовлена пресс-форма для формования на основе сырой резины зубьев ремня. Армирующие втулки с окружным шагом 25,4 мм устанавливаются на диске с отверстиями. Приспособление предусматривает изготовление ремней с числами зубьев 36 и 24, ширина ремня может выполняться в трех вариантах: 40, 20 и 10 мм.

Вначале изготавливается арматурный каркас ремня путем навивки на армирующие втулки металлокорда. Число витков металлокорда в соответствии с принятой шириной ремней составляет 40, 20 и 10. Использовались различные варианты металлокорда – мононити, собранные в плоские пучки по четыре нити, и витые тросики, состоящие из семи мононитей. После формирования арматурного каркаса производилась вулканизация в пресс-форме. Для этой цели была изготовлена специальная пресс-форма, состоящая из двух симметричных половин, стягиваемых четырьмя болтами. Профиль ее формирующих поверхностей определял в итоге профиль зубьев ремня, который выбирался с учетом максимально возможного соответствия профилю инструмента, используемого при нарезании звездочек обычных цепных передач.

На рисунке 2.18 показана схема, поясняющая взаимодействие ремня конструкции и звездочки. Данная передача значительно отличается от обычной зубчато-ременной передачи и по существенным признакам относится к классу передач с зубьями в виде дугового профиля и шкивами в виде многогранников.

При профилировании зубьев такой передачи для исключения или уменьшения скольжения, приводящего к износу зубьев, следует исходить из того, что длины сопрягаемых участков зуба ремня и соответствующего ему участка шкива должны быть равны. Профиль зуба ремня выбирается в первоочередном порядке, т. к. это связано с технологией и прочностными характеристиками наиболее слабого звена. Профиль шкива проектируется как сопряженная поверхность.

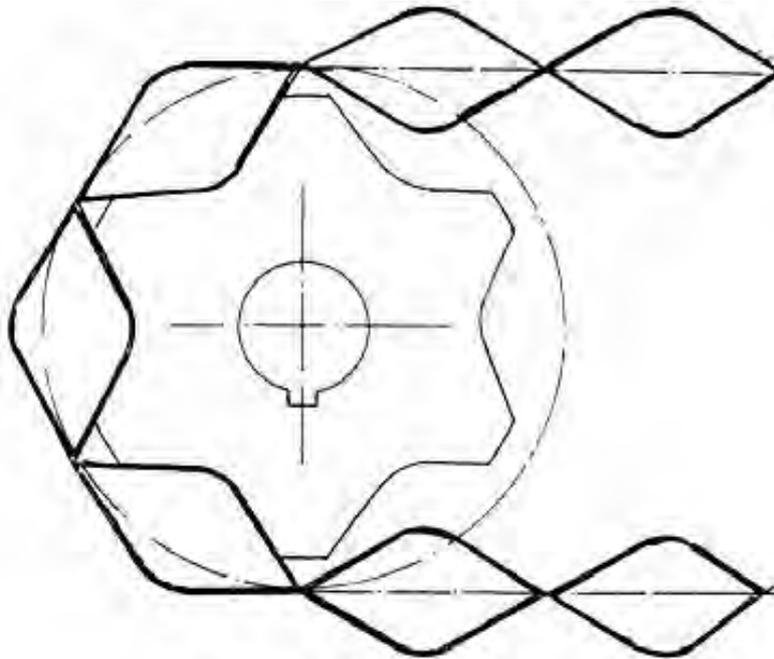


Рисунок 2.18 – Взаимодействие ремня с дуговым профилем и звездочки

В рассматриваемой конструкции по условиям изготовления зуб расположен с обеих сторон несущего полотна. Эта ее особенность может быть полезно использована. В технике в ряде случаев возникает задача передачи движения двум вращающимся навстречу друг другу рабочим валам технологической машины при регулируемом межосевом расстоянии между ними. Наиболее простым решением является применение рядовой зубчатой передачи с увеличенной высотой зубьев, допускающей изменение межосевого расстояния. Однако, как показала практика, на больших скоростях такая передача работает неудовлетворительно, с сильным шумом.

Альтернативным решением является применение зубчатого ремня с зубьями, расположенными с его обеих сторон, и с дополнительным шкивом, выполняющим функцию натяжителя. Для этих целей может быть использован ремень, описанный выше.

2.7 Планетарные механизмы с фрикционной гибкой связью

Передаточное отношение фрикционного планетарного механизма, выполненного по схеме на рисунке 2.4, а, определяется по формуле

$$i = 1 / (1 - D_1 / D_2), \quad (2.3)$$

где D_1 – диаметр неподвижного шкива;

D_2 – диаметр шкива-сателлита.

Из этой формулы следует, что фрикционный планетарный механизм при малой разности диаметров шкивов обладает большим передаточным отношением. При малой разности диаметров шкивов имеет место малый эксцентриситет сателлита, что благоприятно отражается на динамике передачи. Благодаря большому углу обхвата (при малой разности диаметров шкивов он близок к 180°) можно передавать достаточно большие моменты. В обычной фрикционной передаче это сделать невозможно, т. к. при реализации большого передаточного отношения на ведущем шкиве получается малый угол обхвата.

Диапазон реализуемых передаточных отношений в фрикционном планетарном механизме ограничен снизу из-за сложности съема движения со шкива-сателлита при большом эксцентриситете. Значение передаточного отношения сверху не ограничено, оно определяется разностью диаметров шкивов. При равных диаметрах оно равно бесконечности, т. е. шкив-сателлит совершает круговое поступательное движение.

В зависимости от соотношения диаметров шкивов передаточное отношение может быть положительным или отрицательным. Если диаметр шкива-сателлита меньше диаметра неподвижного шкива, оно отрицательно, если больше – положительно.

Для натяжения ремня используются два эксцентрика: основной и регулировочный.

Фрикционный планетарный механизм реализуется на основе использования не плоских, а клиновых ремней, обеспечивающих лучшее сцепление со шкивами.

Общий недостаток известных конструкций клиновых ремней – их недолговечность, обусловленная тем, что в силу необходимости легко деформироваться при огибании шкивов ремень выполняется из упругопластичных материалов типа резины или полиуретана, не выдерживающих существенных усилий растяжения, а армирование его является неэффективным способом противостоять растягивающим усилиям из-за недостаточной адгезии резины и армирующего материала.

По нашему мнению, хорошее решение для клиноремennых передач – это применение сборных ремней, в которых функции передачи усилия и изгиба ремня разделены и выполняются разными элементами.

На рисунке 2.19 представлена одна из конструкций сборного ремня. В качестве его несущей основы использована обычная втулочная цепь. К пластинам цепи привулканизированы сегменты с клиновым поперечным сечением, соответствующим профилю канавки шкива. Втулочная цепь обладает высокой жесткостью на растяжение и в то же время высокой гибкостью.



Рисунок 2.19 – Трехручьевого сборный ремень с несущей основой в виде втулочной цепи

Сборный ремень также может найти применение в рядовых ременных передачах, т. к. заменяет обычный стандартный клиновой ремень. В свою очередь, он обладает рядом достоинств – не вытягивается, как обычный ремень, обладает повышенной гибкостью, что позволяет использовать шкивы меньшего диаметра. Введение специального звена цепи с регулируемой длиной дает возможность упростить конструкцию ременной передачи – не требуется натяжное устройство. Наконец, секционное устройство ремня позволяет удлинять или укорачивать его до любой длины, что снижает требуемую номенклатуру. На ремень получен патент [54].

С целью дальнейшего совершенствования этой схемы и уменьшения габаритов при большом передаточном отношении предложен вариант использования в планетарном механизме сборного поликлинового ремня, составленного из отдельных не контактирующих металлических сегментов с профилем, соответствующим профилю канавок шкивов. Сегменты привулканизированы к несущей основе ремня и выполняются из материала с большим коэффициентом трения. В частности, таким материалом может быть титан.

На рисунке 2.20 показано взаимное расположение шкивов и сегментов. Несущая основа ремня, охватывающая снаружи сегменты, здесь не изображена. Она выполнена в виде кольца, образованного витками металлокорда, прошитыми мононитями (патент [47]). Для изготовления ремня использовано специальное приспособление, работающее по принципу

ткацкого станка.

На шкиве выполнено 12 клиновых канавок. В средней части четыре канавки с клиновым профилем сегмента взаимодействуют с сателлитом, а по четыре канавки слева и справа – с соответствующими канавками обеих половинок неподвижного шкива.



Рисунок 2.20 – Фрагмент рабочего узла фрикционного планетарного редуктора со сборным поликлиновым ремнем

Можно изготовить поликлиновой ремень с контактирующими между собой сегментами. Для этого между ними следует вставить игольчатые ролики или контактирующие стороны сегментов выполнить с выпуклым профилем. Для объединения в единую систему сборку сегментов необходимо охватить несущим каркасом в виде металлокордового кольца.

Предложена схема фрикционного передаточного механизма со сборным ремнем, составленным из металлических пластин, но работающим на сжатие (рисунок 2.21).

Клиновой ремень этого типа кардинальным образом отличается от обычного. Как известно, обычный резинорядовый ремень находится под воздействием двух сил: силы предварительного натяжения, необходимой для создания требуемой силы трения между ремнем и шкивами, и силы тяги. Таким образом, любой обычный ремень работает на растяжение.

Конструкция клинового ремня сжатия позволила перераспределить силу предварительного натяжения и силу тяги между его двумя различными элементами. Ремень выполнен из набора металлических сегментов, объединенных посредством легко деформируемого кольца в единую конструкцию (рисунок 2.22).

В разработанном варианте конструкции силу предварительного натяжения ремня воспринимает плоский тросик из металлокорда. Тяговое усилие передается сегментами в форме пластин с выпуклыми поверхностями. Наклонные боковые поверхности сегментов входят в контакт с ко-

ническими поверхностями шкивов и за счет сил трения обеспечивают передачу тягового усилия с ведущего шкива на сегмент и с ремня на ведомый шкив. При этом за счет плотного расположения металлических звеньев каждое из них при работе толкает последующий элемент.

Вместо плоского тросика может быть использовано упругое легко деформируемое металлическое кольцо, которое при работе не испытывает значительного нагружения и выполняет в основном монтажные функции.

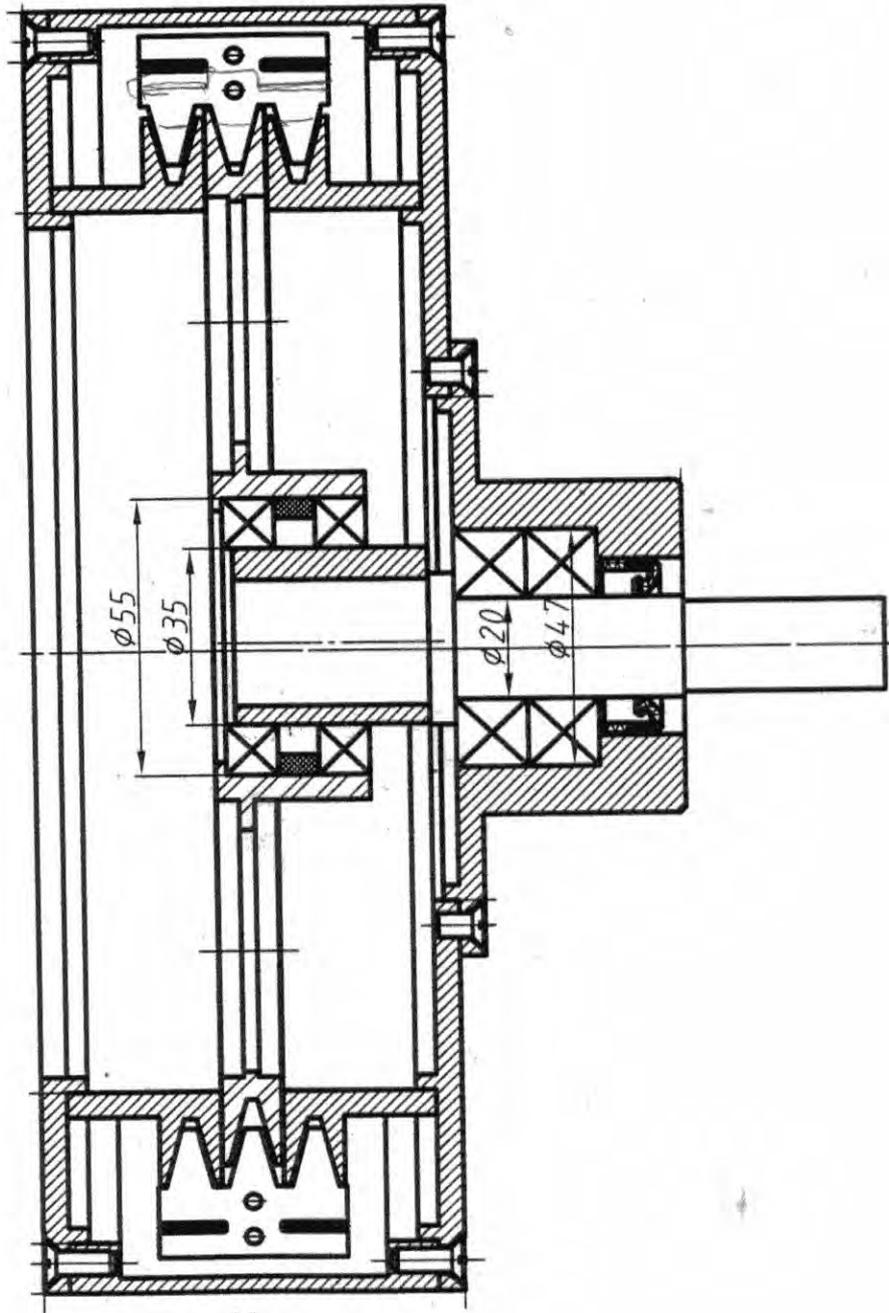


Рисунок 2.21 – Схема фрикционного планетарного механизма со сборным ремнем из пластинчатых металлических сегментов, работающим на сжатие

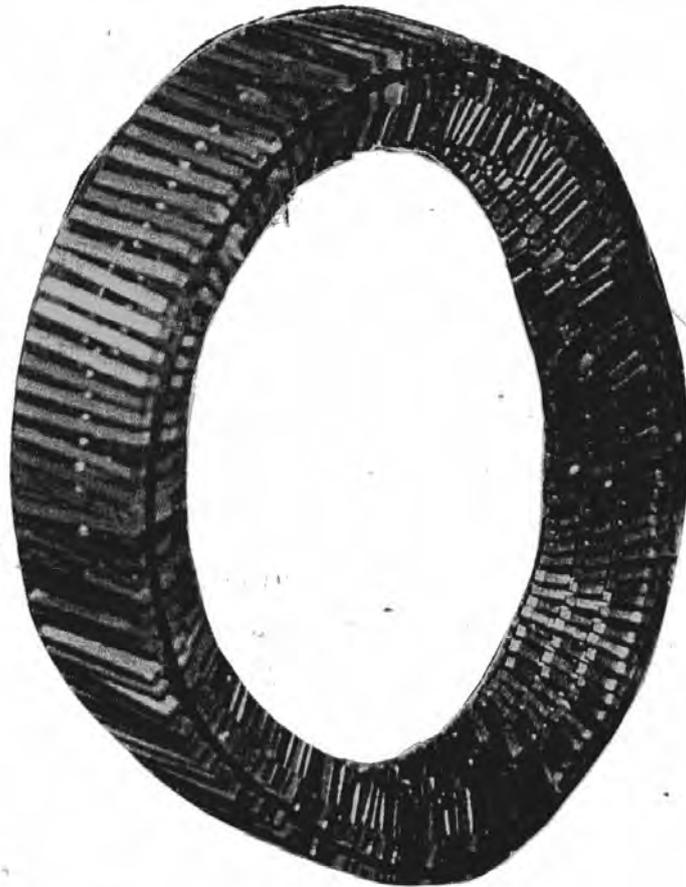


Рисунок 2.22 – Макет ремня сжатия из пластинчатых сегментов

Пара трения сталь по стали отличается простотой изготовления, сравнительно высокой износостойкостью и хорошей теплопроводностью. Она широко применяется в тормозных механизмах современных автомобилей. Иногда для повышения износостойкости поверхностей стальные шкивы и сегменты подвергаются химико-термической обработке, например, азотированию или сульфацианированию. При работе всухую пара сталь–сталь имеет коэффициент трения 0,25–0,5 [19].

На основе использования такого ремня разработано предложение по созданию плавнорегулируемой передачи в виде клиноременного вариатора новой конструкции (патент [53]), а также устройства типа мотор-вариатор-редуктор.

Заметим, что клиновой ремень сжатия с металлическими элементами уже нашел массовое применение в автоматических коробках передач современных легковых автомобилей. Известны конструкции коробок передач гоночных автомобилей, в которых используется клиноременный вариатор с ремнем сжатия, рассчитанным на передачу мощности порядка 500 кВт [19].

2.8 Проектирование схем цепных планетарных редукторов

Возможны две схемы реализации планетарных редукторов с цепной гибкой связью: с двумя звездочками и с четырьмя звездочками (вероятно также создание редуктора с одной звездочкой, о чем будет сказано в дальнейшем).

В первой схеме для равномерного распределения нагрузки на пластины цепи звездочка-сателлит установлена между двумя одинаковыми звездочками, неподвижно закрепленными в корпусе передачи (рисунок 2.23). Разность чисел зубьев звездочек должна быть равна единице. Звездочка-сателлит и неподвижная звездочка охвачены приводной цепью, число звеньев которой на единицу больше числа зубьев наибольшей из звездочек. Входным звеном является водило, на котором в подшипниках установлена звездочка-сателлит. Съем движения на выходной вал осуществляется с звездочки-сателлита посредством механизма W. В качестве цепи может быть использована любая из стандартных цепей – втулочная, роликовая или зубчатая.

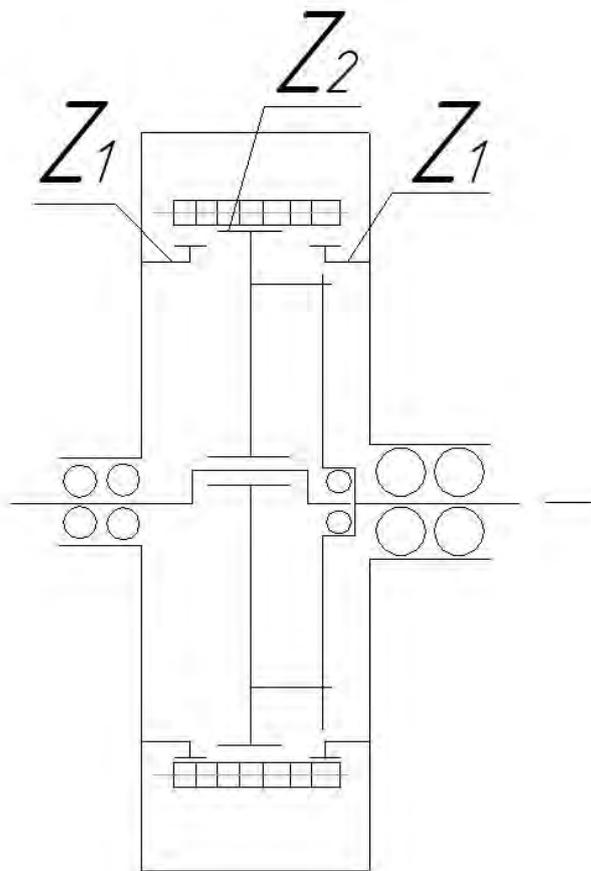


Рисунок 2.23 – Схема цепного планетарного редуктора с двумя звездочками

В схеме с четырьмя звездочками (рисунок 2.24) сателлит выполнен с двумя зубчатыми венцами с числами зубьев, различающимися на один зуб, кроме того, имеется неподвижная звездочка, закрепленная в корпусе, и подвижная звездочка, установленная на выходном валу. Входным звеном является водило. Неподвижная звездочка и первая звездочка на сателлите различаются по числу зубьев на один зуб и охвачены приводной цепью, вторая звездочка сателлита и звездочка на выходном валу также различаются по числу зубьев на один зуб и охвачены цепью. Числа звеньев обеих цепей различны и на единицу больше чисел зубьев наибольших звездочек в своих ветвях. Обязательное требование для существования механизма – межосевые расстояния в обеих ветвях должны быть одинаковы. В дальнейшем будет показано, что оно выполняется.

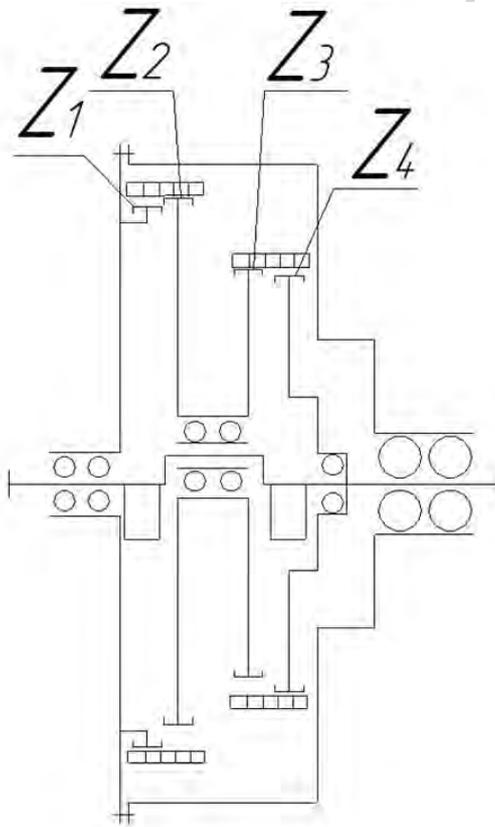


Рисунок 2.24 – Схема цепного планетарного редуктора с четырьмя звездочками

Передаточное отношение цепного планетарного редуктора вне зависимости от его схемы определяется с использованием метода обращения движения, известного из теории зубчатых планетарных механизмов.

Суть его в том, что стойке механизма сообщается движение с угловой скоростью, равной угловой скорости водила, но в противоположном направлении. Тогда водило условно становится неподвижным и механизм

превращается в рядовой, в данном случае в рядовую зубчатую передачу.

Применим этот подход к механизму с двумя звездочками (см. рисунок 2.23).

Передаточное отношение обращенного механизма

$$i_{12}^H = -\omega_H / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1, \quad (2.4)$$

где ω_H – угловая скорость водила;

ω_2 – угловая скорость сателлита.

Разделим числитель и знаменатель на ω_2 .

Обозначив

$$i_{пл} = \omega_H / \omega_2,$$

получим

$$i_{12}^H = -i_{пл} / (1 - i_{пл}), \quad (2.5)$$

откуда следует формула для определения передаточного отношения двухколесного планетарного механизма

$$i_{пл} = i_{12}^H / (i_{12}^H - 1) = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1) = 1 / (1 - Z_1 / Z_2). \quad (2.6)$$

Если разность чисел зубьев равна единице, для механизма, у которого $Z_1 < Z_2$, передаточное отношение положительно и равно числу зубьев большей звездочки, для механизма, у которого $Z_1 > Z_2$, передаточное отношение отрицательно и равно числу зубьев меньшей звездочки.

В зависимости от соотношения чисел зубьев звездочек выходной вал вращается в сторону вращения входного вала или в противоположном направлении. Это может существенно влиять на КПД механизма.

Заметим, что в формулах не присутствует число зубьев цепи. Передаточное отношение определяется только соотношением чисел зубьев звездочек.

Для планетарного механизма с четырьмя звездочками (см. рисунок 2.24) аналогичным образом можно вывести формулу для передаточного отношения:

$$i_{пл} = i_{14}^H / (i_{14}^H - 1), \quad (2.7)$$

где

$$i_{14}^H = Z_2 Z_4 / (Z_1 Z_3).$$

Если принять числа зубьев звездочек во второй ветви равными, т. е. $Z_3 = Z_4$, и произвести преобразование формулы (2.7), разделив числитель и знаменатель на i_{14}^H , формула (2.7) переходит в формулу (2.6). Это означает, что вторая ветвь при равных числах зубьев выполняет роль механизма W, обеспечивая передачу вращения от сателлита на выходной вал без преобразования угловой скорости.

Существенным достоинством планетарного механизма с четырьмя звездочками является то, что отпадает необходимость использования механизма крестовой или шарнирной муфты – это упрощает механизм.

Механизм с четырьмя звездочками можно также называть двухрядным. Не следует путать этот термин с термином двухступенчатый.

Если в механизме с двумя звездочками при разности чисел зубьев звездочек, равной единице, передаточное отношение сразу предсказуемо и равно числу зубьев меньшей звездочки, то в механизме второй схемы передаточное отношение предугадать трудно. Оно резко изменяется даже при незначительном изменении чисел зубьев. Это видно из таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Варианты цепных четырехколесных планетарных передач и их передаточные отношения

Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Передаточное отношение	Примечание
35	34	22	23	65,166	Реализован
23	22	19	20	146,6	
22	23	20	19	-145,6	
23	22	18	19	104,5	Реализован
34	35	23	22	-64,16	
19	20	23	22	146,6	
22	23	19	18	-103,5	
35	34	38	39	-331,5	
21	20	18	19	190	
23	22	20	21	231	
22	23	21	20	-230	Реализован
45	44	42	42	946	
47	46	43	44	674,6	
51	50	48	49	1225	
53	52	50	51	1326	
49	48	46	47	1128	Реализован
45	44	42	43	946	
45	44	32	33	121	Реализован

На основе анализа численных результатов таблицы 2.1 можно отметить определенные закономерности в получении вариантов передач:

– если переставить числа зубьев в обеих ступенях – знак передаточного отношения изменяется на противоположный, а само оно изме-

няется на 1;

– если переставить числа зубьев в первой ступени, не переставляя во второй, – знак сохраняется, но резко изменяется передаточное отношение.

Еще одно любопытное обстоятельство состоит в том, что при уменьшении чисел зубьев звездочек передаточное отношение не уменьшается, как это логично предположить, а увеличивается (смотри первые две строки таблицы).

Эксцентриситет входного вала (т. е. длина водила или межосевое расстояние) передачи по схеме на рисунке 2.23 вычисляется по формуле

$$E = \frac{t}{4} \left[\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_t - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right], \quad (2.8)$$

где E – эксцентриситет входного вала;

t – шаг цепи;

L_t – число звеньев цепи;

Z_1 и Z_2 – числа зубьев сателлита и неподвижной звездочки.

Эта формула используется для определения межосевого расстояния в рядовой цепной передаче [5].

Рассмотрим такой числовой пример. Пусть шаг цепи $t = 9,525$ мм; числа зубьев звездочек $Z_1 = 65$, $Z_2 = 64$; число звеньев цепи $L_t = 66$.

Заметим, что число звеньев обычной цепи всегда должно быть четным – в противном случае цепь нельзя собрать или требуется специальное соединительное звено.

В результате расчета по формуле (2.8) получим $E = 6,97$ мм.

Расчеты для других соотношений пар чисел зубьев звездочек при разности чисел зубьев на единицу и одном и том же шаге дают точно такое же значение межосевого расстояния. Таким образом, эксцентриситет входного вала составляет примерно 0,7 от величины шага цепи.

Можно убедиться, что такое же соотношение между шагом цепи и величиной эксцентриситета при разности чисел зубьев, равной единице, сохраняется и при других величинах шага. Это, по-видимому, объясняется тем, что главное значение в данной формуле имеет то, что числа зубьев всегда различаются на один зуб, поэтому результат всегда одинаков. Отмеченное обстоятельство обеспечивает возможность создания механизма по схеме (см. рисунок 2.24), т. к. межосевое расстояние в обеих ветвях одинаково. Это подтверждается экспериментально в полученных натуральных образцах.

2.9 Определение КПД цепных планетарных механизмов

Установим зависимость коэффициента полезного действия от параметров цепной передачи. Будем основываться на предположении, что при обращении движения силы, действующие на звенья механизма, не изменяются и потому их отношения могут быть выражены через КПД обращенного механизма. Этот метод является приближенным, т. к. при обращении движения несколько меняются силы гидравлического сопротивления, не учитываются центробежные силы инерции сателлита. В данном методе требуется знать лишь КПД рядовой цепной передачи, т. е. сопутствующей передачи с неподвижными осями, который определяется достаточно точно и подтверждается экспериментально.

Коэффициент полезного действия рядовой цепной передачи зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах, в меньшей степени – от динамических воздействий, вызванных неравномерностью движения цепи и ударами ее звеньев о зубья звездочек.

$$\eta = 1 / (1 + 2\pi \cdot k \cdot f (I + i) / Z i), \quad (2.9)$$

где k – отношение диаметра валика шарнира к шагу, $k = d/p$;

i – передаточное число;

f – коэффициент трения для передач с постоянной смазкой, работающих в нормальных условиях, $f = 0,08–0,012$;

Z – число зубьев одной из звездочек.

Среднее значение КПД рядовой цепной передачи составляет примерно 0,97 [5].

Для определения КПД цепного планетарного механизма примем, что все подвижные звенья уравновешены и движутся равномерно. Постоянные моменты внешних сил, действующих на звенья, обозначим M_1 , M_2 , M_H . Здесь M_1 – опорный момент, действующий со стороны основания на стойку; M_H – движущий момент; M_2 – момент сопротивления, приложенный через механизм W к сателлиту 2. Момент движущей силы считаем положительным, а моменты сил сопротивления M_1 и M_2 – отрицательными.

Из условия равновесия, пренебрегая моментами сил трения в подшипниках, имеем

$$M_1 + M_2 + M_H = 0. \quad (2.10)$$

Если ведущим является водило ($M_H > 0$), то искомый КПД определяется из условия

$$\eta_{H2} = M_2 \cdot \omega_2 / (M_H \cdot \omega_H) \quad (2.11)$$

или

$$\eta_{H2} = M_2 / (M_H \cdot i_{H2}),$$

где i_{H2} – передаточное отношение планетарного механизма.

С учетом соотношения (2.10) получаем

$$\eta_{H2} = M_2 / (M_1 + M_2) \cdot i_{H2}. \quad (2.12)$$

КПД обращенного механизма

$$\eta^H = M_1 \cdot \omega_H / M_2(\omega_2 - \omega_H).$$

Отсюда

$$M_1 / M_2 = \eta^H(1/i_{H2} - 1).$$

Подставим M_1 из этого выражения в (2.12). В результате

$$\begin{aligned} \eta_{H2} &= -M_2 / (M_1 + M_2) \cdot i_{H2}; \\ \eta_{H2} &= 1 / (\eta^H(1/i_{H2} - 1) + 1) \cdot i_{H2}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Расчеты показывают, что КПД цепного планетарного механизма с роликовыми приводными цепями, определенный по формуле (2.13), при передаточном отношении 32 находится в районе 0,7.

2.10 Виды и особенности конструкций приводных цепей, используемых для цепных планетарных передач

Приводные цепи широко распространены в машиностроении. Они работают как при больших, так и при малых скоростях при различных межцентровых расстояниях между звездочками. Коэффициент полезного действия цепных передач зависит главным образом от работы сил трения в шарнирах звеньев и при благоприятных условиях достигает 0,97–0,99.

Основные недостатки цепей: усталостные разрушения элементов цепи, вызываемые действием повторно-переменных нагрузок, вытягивание цепи вследствие износа шарниров и необходимость применения натяжного устройства, неравномерность движения как цепи, так и ведомой звездочки за период поворота на один угловой шаг и отсюда колебание передаточного отношения, шум во время работы, необходимость внимательного ухода.

Стандартные приводные цепи бывают трех видов: втулочные, роликовые и зубчатые.

Применение цепи в качестве гибкого звена позволяет поднять верхнюю границу диапазона передаваемых мощностей. В настоящее время промышленностью освоены цепи с разрывным усилием несколько десятков килоньютон [5]. Цепь является хорошо известным, надежным и оправдавшим себя на практике средством передачи движения.

Наряду с обычными втулочными цепями, в ответственных случаях в автомобилестроении и станкостроении находят применение зубчатые цепи с эвольвентным или прямолинейным профилем зуба, не уступающим по своим кинематическим свойствам эвольвентному зубу обычного колеса.

Использование зубчатой цепи взамен зубчатых колес имеет ряд преимуществ. На основе предложенной схемы можно создать безынтерференционную цепную передачу, оставаясь в пределах обычной геометрии зацепления зуба звездочки с зубом цепи. В связи с одновременным участием в передаче движения большого числа зубьев уменьшается нагрузка на каждый отдельный зуб, что позволяет уменьшить габариты передачи. Необходимую нагрузочную способность передачи можно обеспечить за счет выбора надлежащей ширины цепи. При взаимодействии зубьев цепи и звездочки отсутствует их относительное движение, вследствие чего устраняется износ рабочих поверхностей и повышается КПД. Передачи с зубчатыми цепями обладают высоким КПД еще и потому, что в них используются не шарниры трения скольжения, как в обычных втулочных цепях, а шарниры качения [5].

Стандартные зубчатые цепи характеризуются практически неограниченным диапазоном передаваемых мощностей и высокими эксплуатационными показателями. Зубья цепи могут выполняться с эвольвентным профилем, что обеспечивает высокую кинематическую точность и плавность передачи движения. Зубчатая цепь позволяет передавать большие усилия при малых размерах. Так, например, разрушающая нагрузка зубчатой цепи с шагом 12,5 мм составляет 1 кН на 10 мм ширины. Зубчатая цепь обладает высоким коэффициентом полезного действия – 0,99.

Зубчатые цепи обеспечивают более плавную работу, чем роликовые, и высокую кинематическую точность передачи благодаря равномерному изменению шага в процессе работы, обладают повышенной надежностью вследствие отсутствия втулок и роликов, а также потому, что разрыв одной пластины не приводит к разрыву всего звена.

Зубчатая цепь с одним и тем же шагом может быть использована для передачи мощностей в большом диапазоне благодаря возможности изменения ее ширины в больших пределах.

Сцепление цепи со звездочкой осуществляется зубьями пластин, набор которых образует две опорные поверхности. Пластины накладываются на зубья звездочек своими боковыми поверхностями и могут поворачиваться на угол до 30° . Угол наклона рабочих граней пластин цепи принят постоянным и равным 60° , что определяет малую кинетическую энергию

удара набора пластин цепи о зуб звездочки в момент вхождения их в зацепление. Их даже иногда называют бесшумными. Зубчатая цепь бывает с шарнирами скольжения и шарнирами качения.

Зубчатая цепь с шарнирами качения состоит из рабочих и направляющих пластин, соединенных между собой призмами. Рабочая пластина имеет зубообразную форму и два фасонных отверстия для сегментных призм. Направляющая пластина предназначена для предохранения цепи от соскакивания со звездочек. Неподвижная и подвижная призмы имеют криволинейную рабочую поверхность, очерченную одним и тем же радиусом.

Приводные зубчатые цепи целесообразно применять в цепных передачах, для которых требуется высокая кинематическая точность, повышенная плавность и бесшумность работы, а также в передачах, работающих при скоростях движения цепи более 5 м/с и больших значениях передаваемой мощности.

Разработана принципиально новая конструкция зубчатой цепи, работающая не на растяжение, а на сжатие, специально предназначенная для применения в планетарной цепной передаче. Она состоит из отдельных цилиндрических пальцев, снабженных контактирующими рабочими цилиндрическими поверхностями. В дальнейшем будем называть ее пальцевой цепью. На рисунке 2.25 показан фрагмент предлагаемой цепи.

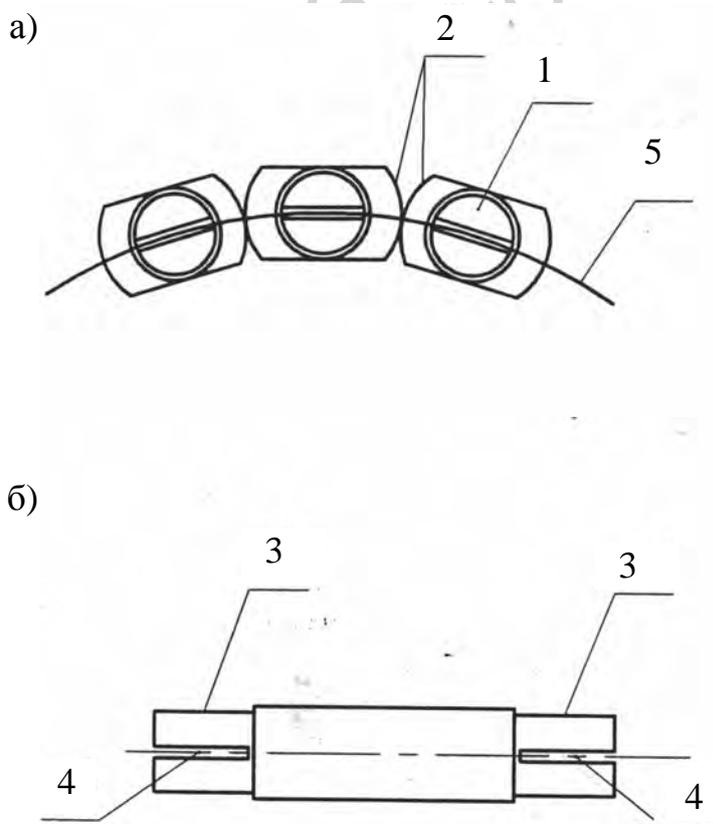


Рисунок 2.25 – Фрагмент цепи сжатия

Цепь состоит из отдельных цилиндрических пальцев 1, снабженных контактирующими рабочими цилиндрическими поверхностями 2. С обеих сторон пальцев расположены цилиндрические цапфы 3, которые своими рабочими поверхностями взаимодействуют с зубьями звездочки-сателлита и неподвижными звездочками цепной планетарной передачи. На концах пальцев выполнены пазы 4. Диаметр цилиндрических поверхностей 2 равен шагу зубьев звездочки и определяет шаг цепи. В единую цепь пальцы объединены посредством двух гибких металлических колец 5, которые свободно проходят сквозь пазы и не связаны с пальцами. Таким образом, при работе они способны проскальзывать в пазах. Гибкие кольца могут быть выполнены из металлической ленты. В изготовленном нами образце кольца сплетены в виде плоского тросика.

Данная цепь в силу своей конструкции, в отличие от обычной цепи, работает на сжатие. Усилие, которое сообщается ведущей звездочкой цепи, передается контактирующим поверхностям цилиндрических пальцев и далее через такие же поверхности следующему пальцу к ведомой звездочке. Гибкие кольца играют роль звена, связывающего отдельные пальцы в единую систему, и не участвуют в передаче тягового усилия.

Опытные образцы цепи со стандартными шагами 25,4 и 9,525 мм были изготовлены и испытаны в лабораторных условиях (рисунки 2.26 и 2.27). Шаг может быть любой, его выбор позволяет без проблем использовать предлагаемую цепь взамен соответствующих роликовых или втулочных цепей.



Рисунок 2.26 – Опытный образец пальцевой цепи с шагом 25,4 мм и числом пальцев 23



Рисунок 2.27 – Опытный образец пальцевой цепи с шагом 9,525 мм и числом пальцев 55

Обе цепи предназначены для работы со звездочками, имеющими зубья стандартного профиля.

В рассматриваемых здесь планетарных механизмах гибкая связь не остается неподвижной, а перемещается относительно неподвижной звездочки со скоростью, примерно равной скорости вращения выходного вала. Следовательно, скорость движения цепи невелика и несущественно влияет на динамику передачи.

Эта цепь может найти применение не только в планетарных механизмах, но и при создании тихоходных нагруженных рядовых цепных передач. Так как нагрузка на звездочку распределяется на большое число зубьев и, к тому же, цепь работает в режиме сжатия, в передаче можно использовать цепи с меньшим шагом, чем обычные приводные роликовые цепи. В частности, она может быть применена в передачах взамен крупногабаритных зубчатых колес, работающих при больших нагрузках. Изготовление такой цепи с технологической точки зрения гораздо проще, чем крупногабаритного зубчатого колеса.

Достоинство предложенной пальцевой цепи, работающей на сжатие, кроме указанных выше, еще и в том, что можно создать работоспособную цепь с шагом, меньшим стандартного 9,525. Тем самым минимизируются габариты редуктора.

Особенность работы цепи в планетарных передачах рассматриваемого типа состоит в том, что в качестве связи, препятствующей перемещению пальцев внутрь цепи, служат обе звездочки – подвижная и неподвижная. Такая цепь может работать при односторонней удерживающей связи, препятствующей перемещению пальцев в радиальном направлении наружу.

Это дает возможность применить упрощенную конструкцию, в которой пальцы охвачены снаружи гибким кольцом. Здесь нет необходимости в выполнении прорезей на пальцах. Отсутствие этих элементов позволяет минимизировать шаг зубьев. На пальцах три цилиндрические поверхности – по бокам две и одна посередине. Пальцы контактируют между собой цилиндрическими поверхностями большего диаметра, расположенными посередине, функционируя как шарнир качения при изгибе цепи в момент ее перехода с одной звездочки на другую. Диаметр большего цилиндра определяет шаг цепи, меньшего – равен диаметру цилиндрической впадины зуба звездочки. Эта цепь в значительной мере подобна ремню с роликами (см. рисунок 2.12).

2.11 Экспериментальное исследование цепных планетарных механизмов с роликовыми цепями

Проведены исследования по созданию новых типов редукторов разнообразного назначения на основе планетарных механизмов с роликовыми и втулочными приводными цепями (патент [52]). Здесь используются в качестве основных силовых элементов обычные звездочки и цепи с хорошо отработанной технологией изготовления, поэтому механизмы оказываются надежными и недорогими. На возможность и целесообразность применения таких цепей указывается в [1].

Механизмы предназначены для реализации передаточных отношений в диапазоне 20–50 и могут заменить в ряде случаев червячные редукторы. Они несколько несовершенны в динамическом отношении из-за ударов, возникающих при большой скорости в цепных передачах, но при использовании их в качестве второй ступени комбинированного зубчатого механизма могут реализовывать большие передаточные отношения для привода медленно вращающихся рабочих органов транспортных механизмов.

В обычных цепных передачах основные потери на трение происходят при посадке ролика на зуб звездочки, а также при повороте пластин на соединяющем их валике из-за распрямления цепи при ее сходе со звездочки. Тем не менее КПД таких передач очень высок – порядка 0,99. При работе той же цепи в планетарной передаче рассматриваемого типа поворота валика относительно пластин не происходит, т. к. цепь не распрямляется, а в изогнутом виде переходит с одной звездочки на другую практически того же диаметра. Это должно благоприятно отражаться на КПД механизма. Весьма значительное снижение КПД в цепном планетарном механизме, по сравнению с рядовой цепной передачей, происходит из-за того, что очень велика скорость относительного движения при посадке втулки во впадину зуба звездочки. За один оборот входного вала число таких посадок равно числу зубьев звездочки. По-видимому, в этом заключена причина относи-

тельно низкого КПД планетарных передач.

При выборе исходных параметров опытного образца предполагалось его использование в качестве вспомогательной лебедки для поворота ручную барабана лебедки пассажирского лифта. Наличие такого устройства в комплекте лифта связано с необходимостью выполнения работ по его обслуживанию и ремонту, когда невозможно применение штатного электропривода. Благодаря тому, что редуктор оказывается самотормозящимся, на этом принципе допускается выполнение редукторов различных ручных и приводных лебедок (патент [52]).

Редуктор состоит из входного вала с эксцентриком, сателлита в виде цепной звездочки и двух одинаковых неподвижных звездочек, расположенных по обеим сторонам от сателлита. Передаточное отношение редуктора 32. Для передачи вращения от сателлита на выходной вал использован пальцевый кардан. В данной конструкции применена усиленная (мотоциклетная) цепь, выполненная по нормали автостроения. Она соответствует стандартной двухрядной втулочной цепи 2ПВ-9,525 по ГОСТ 13568-75 с шагом звеньев цепи 9,525 мм. Разрывное усилие такой стандартной цепи, согласно паспортным данным, составляет 18000 Н. Усиленная цепь выполнена как роликовая с диаметром ролика 6,2 мм, имеет ширину 23 мм, толщина пластин увеличена с 1,5 до 1,8 мм. Соединение звеньев осуществляется не одной пластиной, как в цепи 2ПВ, а двумя.

Приняв пятикратный запас прочности цепи при делительном диаметре звездочек 100 мм, можно рассчитывать на реализацию на выходе крутящего момента 180 Н·м. Поскольку рядовая цепная передача, положенная в основу этого механизма, обладает высоким коэффициентом полезного действия (при благоприятных условиях смазки он достигает 0,97–0,99), следует ожидать, что планетарный редуктор, базирующийся на такой передаче, будет иметь достаточно высокий КПД (порядка 0,7–0,8).

На рисунке 2.28 представлена основная рабочая часть редуктора с усиленной цепью без механизма съема движения с сателлита. Механизм съема движения выполнен в виде крестовой муфты.

В этом механизме также можно использовать пальцевую цепь по рисунку 2.26, поскольку у них один и тот же шаг.

Спроектировано, изготовлено и испытано несколько вариантов планетарных редукторов с роликовыми цепями. В том числе:

– опытный образец редуктора с двумя звездочками, передаточным отношением 55, двумя втулочными цепями 2ПВ-9,525 с шагом 9,525, расчетным крутящим моментом на выходном валу 128 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 11,25;

– опытный образец редуктора с четырьмя звездочками, передаточным отношением 104,5, двумя втулочными цепями с шагом 9,525, расчетным крутящим моментом на выходном валу 96 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 5,4;

– опытный образец редуктора с четырьмя звездочками, передаточным отношением 65, двухрядной роликовой цепью с шагом 9,525, расчетным крутящим моментом на выходном валу 150 Н·м и коэффициентом запаса прочности по разрывному усилию цепи 8.

Редуцирующий узел и детали изготовленного опытного образца редуктора с передаточным отношением 65 представлены на рисунках 2.29 и 2.30.



Рисунок 2.28 – Общий вид редуцирующего узла цепного планетарного редуктора с двумя звездочками с усиленным вариантом роликовой цепи и передаточным отношением 32



Рисунок 2.29 – Редуцирующий узел цепного планетарного редуктора с четырьмя звездочками



Рисунок 2.30 – Детали цепного планетарного редуктора (см. рисунок 2.29)

2.12 Разработка планетарных механизмов с мелко модульной зубчатой цепью

Стандартная зубчатая цепь выполнена из набора пластин, соединенных между собой призмами с выпуклыми цилиндрическими боковыми поверхностями. Призмы играют роль шарниров качения, причем они установлены таким образом, что работают на сжатие. зуб образуется боковыми поверхностями пластин. Число зубьев цепи равно числу пластин в одном ряду. Из-за технологических ограничений невозможно изготовить цепь стандартной конструкции с меньшими размерами.

Габариты стандартных зубчатых цепей слишком велики, чтобы их можно было использовать в мехатронных устройствах. Стандарт на зубчатые цепи по ГОСТ 13552-68 ограничивается шагом цепи 12,7 мм. Цепи с меньшим шагом промышленностью не выпускаются [5].

Предложена новая конструкция пластинчатой мелко модульной зубчатой цепи, в которой зубья выполнены на внутренних сторонах пластин. Такая конструкция позволяет разместить на каждой пластине по несколько зубьев. Благодаря предлагаемой конструкции цепной гибкой связи оказывается возможным передавать значительные крутящие моменты и, следовательно, использовать передачу в малогабаритных силовых приводах.

Цепной планетарный механизм с предлагаемой мелко модульной зубчатой цепью представляет альтернативу волновому механизму и обладает определенными преимуществами (патент [51]).

Во-первых, упрощается технология изготовления гибкой связи. Основная проблема волновой передачи – сложная технология изготовления гибкого колеса. Во-вторых, при тех же габаритах и модуле зубьев увеличивается передаточное отношение, т. к. возможна реализация передачи с разностью чисел зубьев подвижной и неподвижной звездочек в один зуб, в

то время как в волновых передачах минимальная разность чисел зубьев равна двум.

Такой механизм также обладает преимуществами перед планетарными механизмами с жесткими мелко модульными колесами, рассмотренными в разделе 1, т. к. в нем отсутствует интерференция зубьев.

Планетарная передача с зубчатой гибкой связью (рисунок 2.31) состоит из ведущего вала 1 с закрепленным на нем эксцентриком 2 с регулируемым эксцентриситетом, на котором подвижно установлены звездочки-сателлиты 3 и 4. В корпусе передачи 5 размещена неподвижная звездочка, состоящая из двух симметричных половин 6 и 7, между которыми располагаются звездочки-сателлиты 3 и 4. Подвижные звездочки-сателлиты 3 и 4 и неподвижные звездочки 6 и 7 охвачены гибкой связью 8.

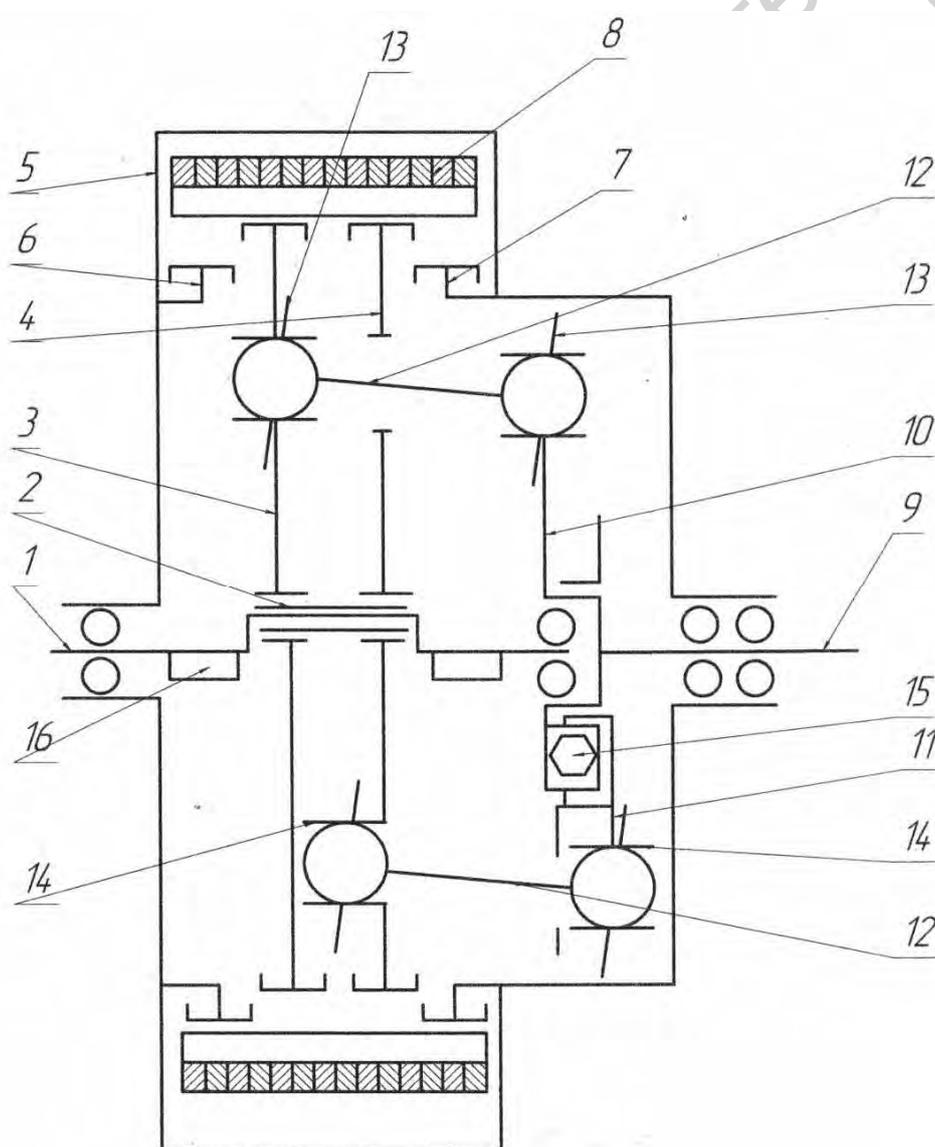


Рисунок 2.31 – Схема планетарной передачи с гибкой связью в виде пластинчатой мелко модульной зубчатой цепи

Выходной вал 9 снабжен фланцем 10, на котором с возможностью поворота установлен диск 11. Звездочки-сателлиты связаны с выходным валом посредством рычагов 12. Один из рычагов 12 свободно проходит через отверстия в звездочке-сателлите 4 и фланце 10. На концах рычагов 12 расположены цапфы 13, оси которых параллельны между собой и перпендикулярны продольным осям рычагов. Цапфы 13 входят в отверстия с пазами 14 в звездочках-сателлитах 3 и 4, фланце 10 и диске 11. Диск 11 оснащен устройством поворота относительно фланца выходного вала, который может быть выполнен, в частности, в виде нажимного винта 15. Ведущий вал снабжен дебалансами 16 для уравнивания сил инерции звездочек-сателлитов.

При работе передачи звездочки 3 и 4 взаимодействуют с зубьями гибкой связи 8, которые, в свою очередь, взаимодействуют с зубьями неподвижных звездочек 6 и 7. В результате этого звездочки-сателлиты приобретают замедленное вращательное движение. Скорость вращения определяется соотношением чисел зубьев подвижных и неподвижных звездочек. В данном механизме числа зубьев звездочек различаются на один зуб, благодаря чему получается большое передаточное отношение передачи, примерно равное числу зубьев одной из звездочек.

Вращательное движение со звездочек-сателлитов посредством рычагов 12 передается фланцу 10 и диску 11, а далее – на выходной вал 9. Зазоры в зацеплении, а также в кинематической цепи от звездочек-сателлитов к выходному валу выбираются путем относительного разворота диска 11 относительно фланца 10 с помощью устройства поворота 15.

Регулирование натяжения цепи осуществляется с помощью эксцентрика 2 с регулируемым эксцентриситетом. Наличие двух звездочек-сателлитов и устройства для выборки зазоров в кинематической цепи обеспечивает повышенную точность передачи. Поскольку гибкая связь поκειται на дугах обхвата звездочек, повышается коэффициент полезного действия передачи, снижается износ зубьев. Благодаря большому числу зубьев, участвующих в передаче усилия (до половины числа зубьев цепи), можно уменьшить габариты передачи при сохранении высокой нагрузочной способности, что существенно для мехатронных устройств. Гибкая связь в виде металлической цепи с зубьями позволяет передавать большие усилия.

Гибкая связь в виде зубчатой цепи специального вида (рисунок 2.32) состоит из набора пластин 17, шарнирно соединенных между собой пальцами 18. На внутренней поверхности пластин выполнены зубья 19.

На рисунке 2.31 представлена схема передачи с двумя сателлитами и передачей движения на выходной вал короткими карданами. Разработана более простая схема планетарного механизма с одним сателлитом и крестовой муфтой, реализованного в нескольких макетах (рисунок 2.33).

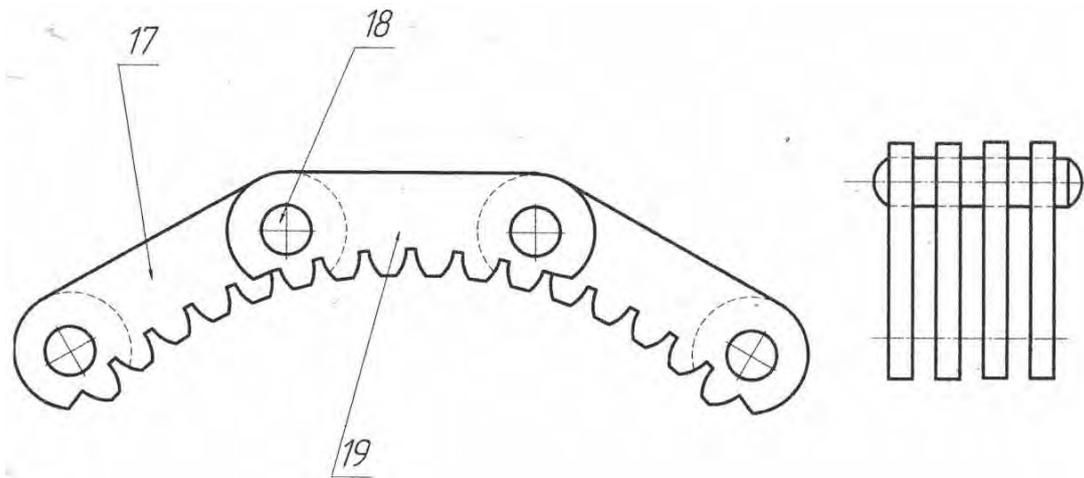


Рисунок 2.32 – Фрагмент конструкции пластинчатой мелко модульной зубчатой цепи

На рисунке 2.33 приведен общий вид передачи с модулем зубьев цепи 0,5 мм, числом зубьев цепи 164, числом зубьев сателлита 162, числом зубьев неподвижной звездочки 163.

Передаточное отношение редуктора определяется по формуле (2.3) и равно -162 .

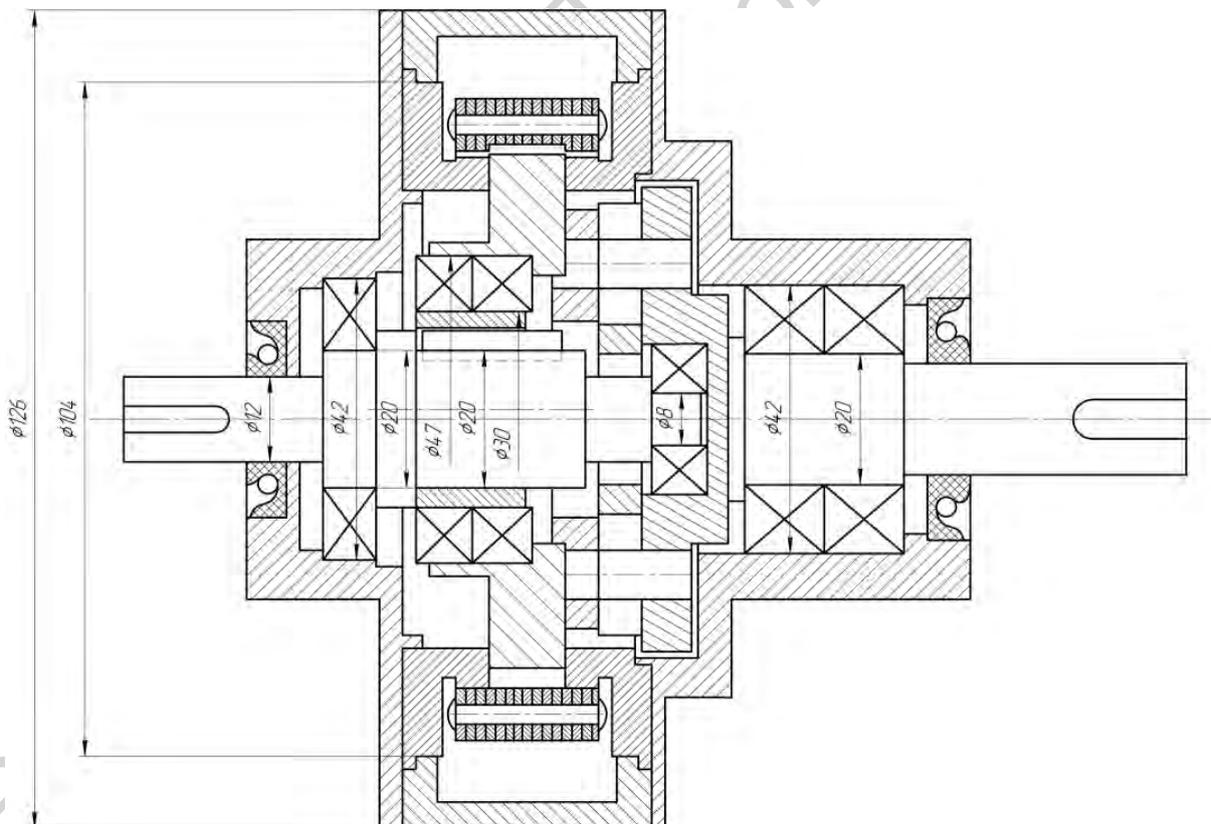


Рисунок 2.33 – Схема планетарного редуктора с пластинчатой мелко модульной зубчатой цепью

Цепь, фрагмент которой изображен на рисунке 2.34, изготовлена из набора пластин, взятых из разобранной втулочной приводной цепи с шагом 9,525 мм. Гибкая связь представляет собой своеобразное гибкое колесо с эвольвентным профилем зубьев.

Более крупная цепь показана на рисунке 2.35. Здесь использованы пластины от стандартной зубчатой цепи с шагом 25,4 мм. Как уже отмечалась особенность конструкции зубчатой цепи, пластины соединяются призмами, образующими шарнир качения. Такие шарниры являются серьезным усовершенствованием цепи и уменьшают потери на трение по сравнению с обычными шарнирами качения.

Для нарезания зубьев мелко модульных зубчатых цепей использовалась оправка, в которой закреплялась собранная из пластин заготовка цепи. Оправка и помещенная в нее цепь составляли жесткую конструкцию, с которой можно было обращаться так же, как и с обычной заготовкой для нарезания зубьев. Зубья нарезались на долбежном станке без смещения, по технологии нарезания обычного колеса с внутренними зубьями. В нашем случае нарезание зубьев выполнялось долбяком с зубом стандартного эвольвентного профиля 20° , однако лучшие результаты должно дать изготовление зубьев долбяком с 30-градусным профилем. При работе цепи происходит поворот ее звеньев и, как следствие, перекрытие профилей зубьев в районе шарнира. Для того чтобы этого не происходило, необходимо вырезать часть профилей зубьев на этих участках.



Рисунок 2.34 – Фрагмент мелко модульной пластинчатой зубчатой цепи (число зубьев 164, модуль 0,5 мм, число пластин в звене цепи 14)

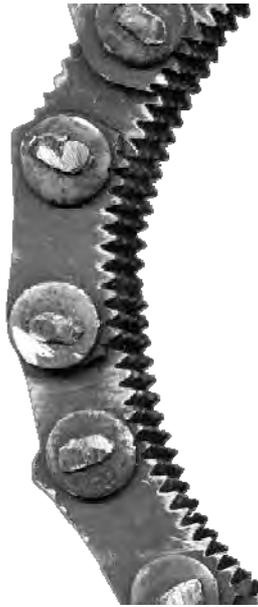


Рисунок 2.35 – Фрагмент мелко модульной пластинчатой зубчатой цепи с модулем 1 мм и числом пластин 8

На рисунке 2.36 представлена пластинчатая мелко модульная зубчатая цепь с модулем 0,5 мм в сборе с сателлитом с числом зубьев 162. Видно хорошее совпадение зубьев цепи и сателлита. На рисунке 2.37 – детали макета планетарного редуктора со снятой цепью. Съем движения с сателлита осуществляется крестовой муфтой, соединенной с выходным валом. В этой конструкции крестовая муфта, в отличие от рассмотренных выше, содержит крестовину с пазами, в которых размещаются пальцы, закрепленные на фланце выходного вала и на сателлите.



Рисунок 2.36 – Сборка мелко модульной пластинчатой зубчатой цепи и сателлита



Рисунок 2.37 – Детали макета редуктора с пластинчатой мелко модульной зубчатой цепью (см. рисунок 2.36)

Предложена еще одна конструкция мелко модульной зубчатой цепи, которая наиболее перспективна для создания планетарных механизмов с гибкими связями [60] (рисунок 2.38).



Рисунок 2.38 – Фрагмент мелко модульной зубчатой цепи на основе разрезного зубчатого колеса

Технология изготовления этой цепи практически не отличается от технологии изготовления зубчатого колеса. В обычном зубчатом колесе с внутренними зубьями по периферии сверлятся отверстия небольшого диаметра для пальцев, а затем по центрам отверстий колесо разрезается на

сегменты, в которые вставляются цилиндрические пальцы. Так образуются шарниры, обеспечивающие подвижность сегментов с зубьями друг относительно друга.

Разборка цепи на сегменты позволяет производить шлифование зубьев, что практически невозможно в цельных зубчатых колесах. Это одно из достоинств зубчатой гибкой связи.

С наружной стороны собранное гибкое колесо охватывается стальным упругим кольцом, помещенным в углубление на поверхности колеса. В нашем случае кольцо изготовлено из плотно навитого металлокорда, покрытого снаружи слоем вулканизированной резины. Как и во всех ранее рассмотренных случаях, кольцо выполняет только монтажные функции и не участвует в передаче усилия гибкой связи. Кольцо даже может свободно скользить по поверхности сегментов. Усилия передаются зубьями сегментов в момент перехода гибкой связи с одного колеса на другое, в этом случае сегмент играет роль своеобразной зубчатой рейки, контактирующей одновременно с зубьями обоих колес (рисунок 2.39).



Рисунок 2.39 – Две сборки с сателлитами мелко модульных разрезных зубчатых цепей с числами зубьев цепей 142 и 82 и модулем 1 мм

Указанная конструкция зубчатой цепи обеспечивает ряд особенностей, характеризующих работу механизма.

Первая особенность заключается в том, что связь звеньев-сегментов односторонняя. Это значит, что усилие от одного сегмента к другому может передаваться только в одном направлении – в направлении замыкания кинематической пары сегмент–палец, а следовательно, цепь может работать только на сжатие. В направлении размыкания кинематической пары усилие передаваться не может. Этим она принципиально отличается от

обычных пластинчатых цепей.

При нагружении крутящим моментом сателлита усилие со стороны зубьев сателлита передается контактирующим с ним зубьям цепи, которые, в свою очередь, через цилиндрические пальцы и последующие сегменты передают усилия на зубья неподвижного (опорного) зубчатого колеса. Опорное колесо играет роль связи, удерживающей цепь от простого поворота. При этом цепь совершает волнообразное движение, обеспечивая возможность обкатывания сателлита по окружности. Однако, в отличие от полной неподвижности, в результате волнообразных движений цепь как одно целое перемещается относительно корпуса. Это еще одна характерная особенность, отличающая механизм с гибкими связями от известного волнового механизма.

Вторая особенность заключается в том, что зубья цепи входят в контакт с зубьями сателлита на полную высоту, что обеспечивает более выгодные, чем в волновой передаче, условия нагружения зубьев. Заметим, что в традиционной волновой передаче только небольшая часть зубьев из общего числа контактирующих зубьев входит на полную высоту – на остальных зубьях постепенно уменьшается глубина захода вплоть до полного выхода зубьев из зацепления.

Для обеспечения полноты зацепления зубьев цепи и звездочек при нарезании зубьям цепи желательно назначать определенное положительное смещение, а зубьям сателлита – отрицательное.

На рисунке 2.40 представлен внутренний вид экспериментального образца планетарного редуктора с передаточным отношением 140. Съём движения с сателлита производится крестовой муфтой. Эксцентриковый вал и сателлит уравновешены дебалансом, закрепленным на эксцентриковом валу.

Не все описанные выше механизмы с гибкими связями можно рекомендовать как самостоятельные редукторы. В первую очередь это относится к механизмам с роликовыми цепями с большим шагом. Однако они могут быть успешно применены в виде тихоходных ступеней в двухступенчатых редукторах, в которых требуется получить большие передаточные отношения. При этом они обеспечат упрощение конструкции, снижение ее стоимости, большое и даже очень большое передаточное отношение, повышение нагрузочной способности передачи. Ниже рассматриваются несколько реализованных по этому принципу передач.

Механизмы с гибкими связями успешно комбинируются с планетарными механизмами схемы К-Н-V. Недостатки механизмов с гибкими связями, выражающиеся в сложности уравновешивания и повышенной шумности этих механизмов, при низкой скорости входного вала не проявляются. Возникает возможность получения больших передаточных отношений при приемлемом КПД. Механизмы имеют малые размеры, просты в устройстве, дешевы в изготовлении и могут найти применение для привода

медленно вращающихся объектов.

На рисунке 2.41 показан двухступенчатый механизм, в первой ступени которого использована схема К-Н-V с модулем зубьев 1 мм и передаточным отношением 49; во второй – механизм с роликовыми цепями с шагом 9,525 мм, реализующий передаточное отношение 104,5.



Рисунок 2.40 – Детали экспериментального образца двухколесного планетарного механизма с зубчатой цепью (см. рисунок 2.38). Разрезное зубчатое колесо с модулем 1 мм, число зубьев цепи 142, числа зубьев звездочек 141 и 140



Рисунок 2.41 – Двухступенчатый механизм с четырьмя звездочками в тихоходной ступени (общее передаточное отношение порядка 5000)

На рисунке 2.42 представлен опытный образец редуктора с передаточным отношением 1800.

В первой ступени применяется планетарный редуктор схемы К-Н-V с разницей чисел зубьев в один зуб и передаточным отношением 29. Модуль зубьев 1,5, зубья нарезаны инструментом с исходным контуром 30° . В тихоходной ступени – планетарный механизм с гибкой связью в виде роликовой цепи с шагом 9,525 и передаточным отношением 65 (см. рисунок 2.28). Ступени соединены между собой и с выходным валом двумя крестовыми муфтами. В быстроходной ступени можно использовать также циклоидально-цевочный механизм или механизм с промежуточными телами качения, речь о которых пойдет далее.



Рисунок 2.42 – Двухступенчатый механизм с двумя звездочками в тихоходной ступени (общее передаточное отношение 1800)

2.13 Передача с деформируемым разрезным зубчатым колесом

В описанных выше передачах зубчатая цепь движется относительно корпуса, взаимодействуя с ним посредством неподвижного зубчатого колеса. Возможна реализация передачи, в которой цепь не перемещается относительно корпуса, а также совершает волнообразные движения, но удерживаясь от вращения относительно корпуса.

Это уже другой принцип преобразования движения, приближенный к тому, который имеет место в волновой передаче (см. рисунок 1.2). Данную передачу можно рассматривать как вариант волновой передачи с одной волной деформации. От классической волновой передачи ее отличает

то, что роль гибкой оболочки выполняет разрезное деформируемое колесо описанной ранее конструкции.

Здесь больше сходства с зубчатой планетарной передачей схемы К-Н-V (см. рисунок 1.6, а). Отличие заключается в том, что колесо под действием сателлита меняет свою кривизну, благодаря чему большее число зубьев участвует в передаче усилия. Поскольку ближайшим аналогом является передача К-Н-V, расчет передаточного отношения производится по соответствующей формуле, приведенной на рисунке 1.6, а.

С другой стороны эту передачу можно рассматривать как частный случай передачи с гибкой связью с одной звездочкой, о чем уже упоминалось ранее.

Известно, что наибольшие технологические трудности при изготовлении классической волновой передачи представляет тонкая легкодеформируемая гибкая оболочка, снабженная зубьями эвольвентного профиля. В нашем случае эта проблема полностью снимается, т. к. изготовление деформируемого разрезного зубчатого колеса не вызывает никаких затруднений, о чем уже было сказано.

Достоинством данной передачи, по сравнению с рассмотренной выше передачей с гибкой связью на основе разрезного зубчатого колеса, является уменьшение числа зубчатых колес и эксцентриситета передачи. Благодаря уменьшению эксцентриситета упрощается проблема уравнивания механизма и появляется возможность использовать один сателлит, что значительно упрощает механизм.

Дополнительный элемент данной передачи – устройство удержания оболочки от поворота. Способ удержания разрезного колеса от поворота может быть разным. Для этого можно воспользоваться описанной в подразделе 1.5 муфтой (см. рисунок 1.32), или закрепить разрезное колесо на качающихся рычагах, или, наконец, применить удлиненные соединительные пальцы, концы которых входят в радиальные пазы на корпусе.

На рисунке 2.43 поясняется принцип работы передачи с использованием последнего варианта удержания колеса от поворота. Деформация колеса происходит за счет перемещения концов соединительных пальцев в радиальных пазах. Минимальное число пазов равно трем. Чем больше пазов, тем меньше деформация.

Разработаны опытные образцы редукторов с применением деформируемого разрезного зубчатого колеса, реализующие описанный выше принцип преобразования движения (рисунки 2.44 и 2.45). Идея разработки защищена патентом [61].

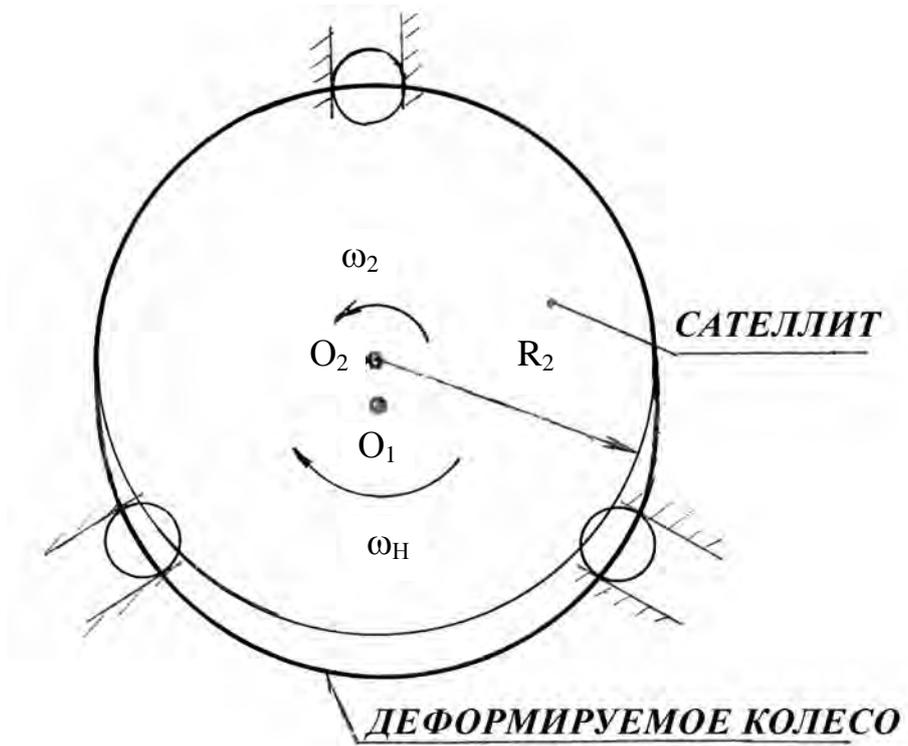


Рисунок 2.43 – Принцип преобразования вращения с использованием деформируемого разрезного зубчатого колеса



Рисунок 2.44 – Редуктор с деформируемым разрезным колесом (см. рисунок 2.43)



Рисунок 2.45 – Мотор-редуктор с деформируемым разрезным зубчатым колесом с двумя уравновешенными сателлитами

Для уравновешивания сил инерции здесь используются два сателлита. На входном эксцентриковом валу в противофазе установлены две одинаковые звездочки, которые охвачены зубчатой цепью на основе разрезного зубчатого колеса. Звездочки-сателлиты выполнены как эвольвентные зубчатые колеса. В данном макете модуль зубьев сателлитов равен 0,5, число зубьев сателлита 179, число зубьев цепи 180. Передача смонтирована на корпусе двигателя постоянного тока ПЯ-250ф.

Деформируемое разрезное зубчатое колесо можно рассматривать как мелко модульную зубчатую цепь. Зубчатая цепь имеет выступающие пальцы, которые входят в пазы неподвижных стопорных колец, расположенных по обе стороны от цепи. Пальцы удерживают цепь от поворота, не препятствуя ее деформации. Съем вращения с сателлитов осуществляется короткими пальцевыми карданными валами.

В этой конструкции сателлиты уравновешены и, кроме того, уменьшен их эксцентриситет за счет того, что разность чисел зубьев звездочки-сателлита и цепи уменьшена до одного.

На обращенной схеме описанного выше механизма разработана конструкция предельно простого и дешевого в производстве редуктора, который может найти применение в ручных лебедках. Механизм содержит один сателлит с зубьями простейшей формы в виде цилиндрических впадин и охватывающую его роликовую цепь. Число зубьев сателлита на единицу меньше числа звеньев цепи. На трех выступающих концах пальцев

цепи установлены ролики, которые входят в радиальные пазы двух фланцев, расположенных с обеих сторон цепи и закрепленных на тяговом барабане. Сателлит удерживается от поворота относительно корпуса крестовой муфтой. При обегании сателлитом звеньев роликовой цепи происходит ее поворот на соответствующий угол. Передаточное отношение механизма равно числу зубьев сателлита.

Для любого варианта механизма W существенное значение имеет величина расстояния между осью сателлита и центральной осью передачи. С его уменьшением улучшается динамика передачи. Если предполагается использование одного сателлита, должно быть произведено уравнивание возникающих сил инерции сателлита и его подшипника, которые также зависят от межосевого расстояния [40].

Для вывода формулы расчета межосевого расстояния рассмотрим схему на рисунке 2.46. Следует учитывать, что гибкая связь не может иметь произвольную длину – ее длина должна быть кратна шагу зубьев колес. Допустим, что делительные диаметры колес Z_1 и Z_2 одинаковы. Поскольку число зубьев гибкой связи на единицу больше числа зубьев колеса, ее длина больше длины его делительной окружности на величину шага зубьев $p = \pi m$. Следовательно, величина эксцентриситета в этом случае должна быть равна $p = \pi m/2$.

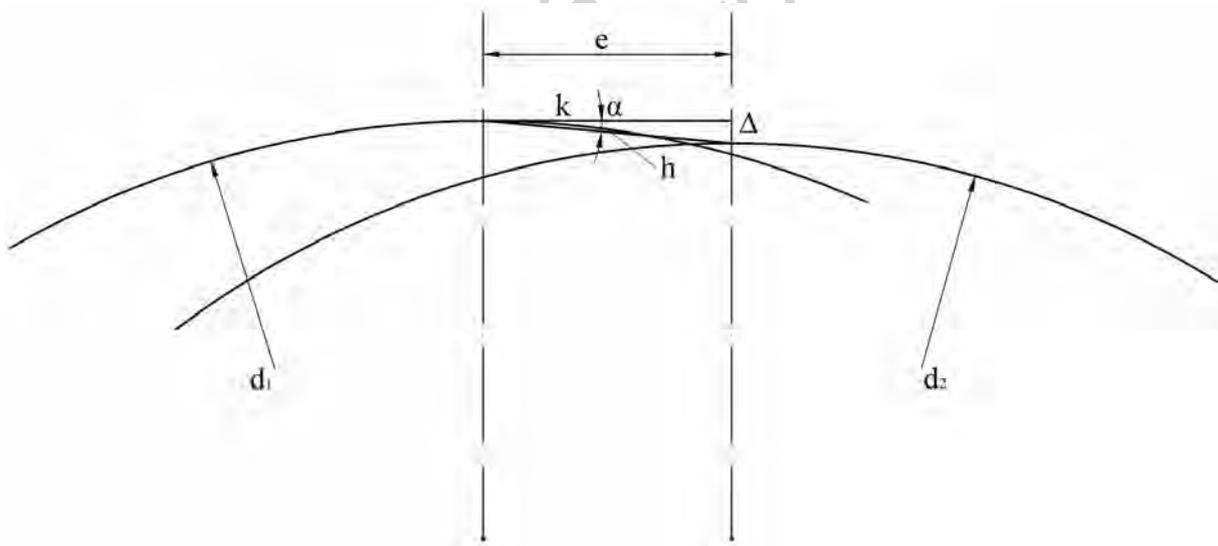


Рисунок 2.46 – Схема к расчету межосевого расстояния планетарного механизма с мелкозубчатой цепью

За счет того, что диаметр колеса 2 меньше, охватываемая гибкой связью длина по делительной окружности меньше длины гибкой связи на два шага. Избыток длины гибкой связи компенсируется эксцентриситетом, который должен увеличиться на расстояние катета k .

Длина свободного участка гибкой связи увеличивается на один шаг, который делится на два отрезка $h = p/2$, как показано на рисунке 2.45, но

эти отрезки располагаются под углом α к горизонтальной оси, вследствие чего дополнительный эксцентриситет будет меньше, чем полшага. Из построений на рисунке 2.45 следует

$$\Delta = r_1 - r_2;$$

$$\alpha = \arcsin (\Delta/h) = \arcsin (2(r_1 - r_2)/p). \quad (2.14)$$

Полная величина эксцентриситета вычисляется по формуле

$$e = p \cdot (1 + \cos \alpha)/2. \quad (2.15)$$

Заметим, что при выводе формулы принято допущение, что точки схода гибкой связи находятся на вертикальных диаметрах колес, что на самом деле не так. Из-за разности диаметров колес эти точки перемещаются, но, поскольку разница диаметров колес незначительна, полученной погрешностью в инженерном расчете можно пренебречь.

При расчете эксцентриситета по формуле (2.15) для гибкой связи с модулем зубьев 1 мм и числом зубьев 82, числами зубьев колес $Z_1 = 81$ и $Z_2 = 80$ получено его значение 3,06 мм. При практической реализации передачи с теми же данными имеем эксцентриситет 3,15 мм, что подтверждает справедливость формулы.

Из простого геометрического построения следует, что угол поворота в шарнире цепи между соседними звеньями при ее расположении на звездочке определяется числом зубьев звездочки z :

$$\beta = 90^\circ - \alpha / 2,$$

где $\alpha = 360^\circ / z$.

Рассмотрим числовой пример с числами зубьев звездочек $Z_1 = 81$, $Z_2 = 80$. В таком случае $\beta_1 = 87,77^\circ$, а $\beta_2 = 87,75^\circ$.

При переходе цепи с одной звездочки на другую угол поворота в шарнире $\psi = \beta_1 - \beta_2 = 0,02^\circ$.

Малый угол поворота определяет малые потери на трение, что благоприятно отражается на общем КПД планетарного механизма.

3 Планетарные передаточные механизмы с промежуточными телами качения

3.1 Общие сведения о циклоидальных кривых и циклоидальном зацеплении

Циклоидальными кривыми, или циклоидами (рулетами, трохоидами), называется семейство кривых, которые описываются точками окружности или точками, связанными с этой окружностью, при ее перекатывании без скольжения по другой окружности или прямой. Пусть образующая циклоиду точка лежит на окружности, тогда описываемая ею траектория будет эписциклоидой – при внешнем контакте окружностей, гипоциклоидой – при внутреннем или просто циклоидой – при перекатывании по прямой. Если образующая точка лежит вне окружности или внутри нее, то описываемые ею циклоидальные траектории называются эпитрохоидами (соответственно удлиненными или укороченными эписциклоидами) – при внешнем контакте окружностей, гипотрохоидами (удлиненными или укороченными гипоциклоидами) – при внутреннем (рисунок 3.1).

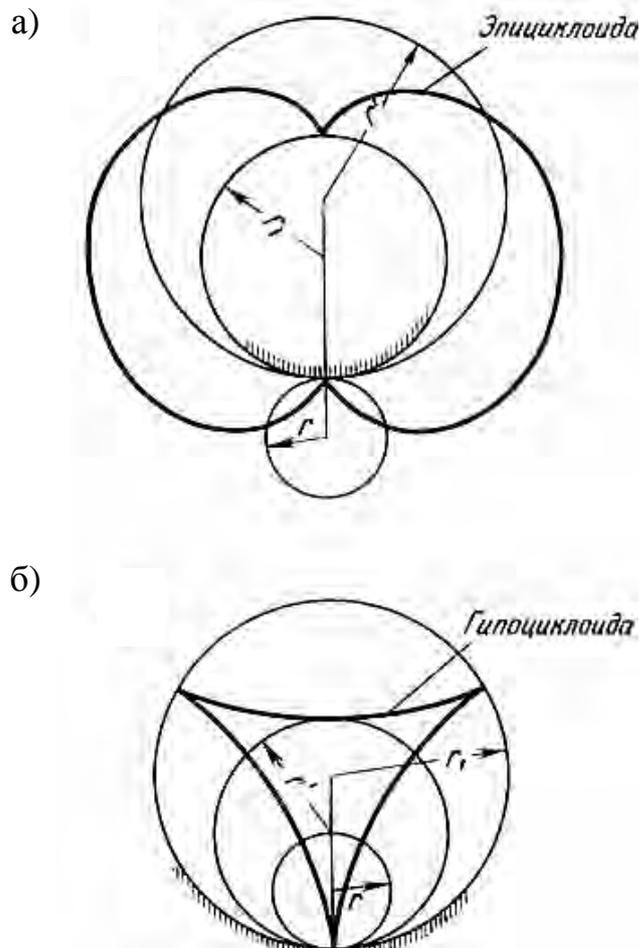


Рисунок 3.1 – Эписциклоиды и гипоциклоиды

Если радиус перекатываемой окружности, образующей эпициклоиду, больше радиуса неподвижной, то такую эпициклоиду называют перициклоидой. В зависимости от расположения образующей (чертящей) точки относительно производящей (подвижной) окружности различают удлиненную и укороченную перициклоиду. Именно вариант удлиненной перициклоиды, когда образующая точка находится снаружи перекатываемой окружности, применяется при осуществлении циклоидального цевочного зубчатого зацепления. Неподвижная окружность и перекатываемая по ней без скольжения подвижная называются соответственно неподвижной и подвижной центроидой. Они играют важную роль при описании циклоидального зацепления.

Во всех случаях качения окружности по другой окружности или прямой мгновенный центр вращения в их относительном движении совпадает с точкой касания, которую в дальнейшем будем называть полюсом зацепления. Отсюда следует, что направление нормали к циклической кривой совпадает с прямой, соединяющей рассматриваемую точку с полюсом зацепления.

При проектировании циклических кривых опираются на теорему Камуса [11]. При перекатывании по центроидам относительного движения систем 1 и 2 некоторой вспомогательной центроиды 3 точка М, связанная с ней, описывает кривые α - α и β - β , которые являются взаимоогibaемыми в относительном движении систем 1 и 2 (рисунок 3.2).

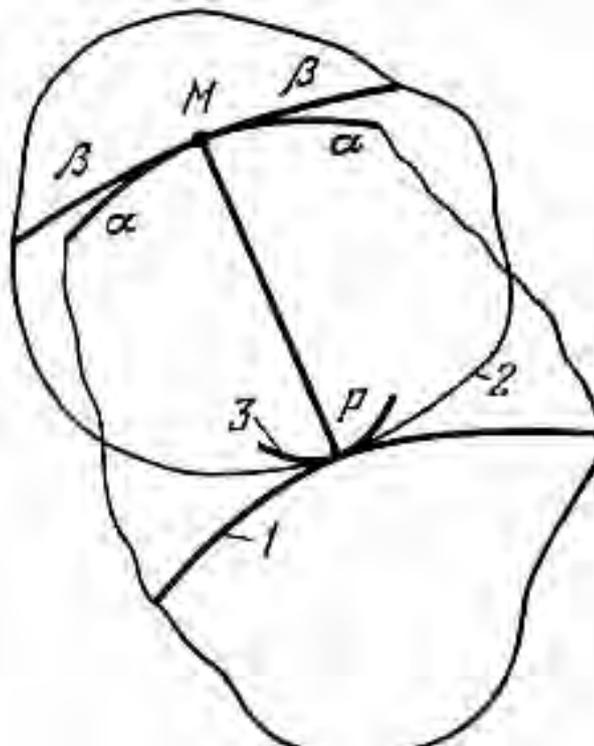


Рисунок 3.2 – Сопряженные циклоидальные кривые

Доказательство теоремы основывается на том, что в точке касания P всех трех центроид совпадают мгновенные центры вращения P_{1-2} , P_{1-3} и P_{2-3} и, следовательно, общая нормаль к кривым α - α и β - β в их относительном движении должна проходить через точку касания центроид систем 1 и 2 (аналог основной теоремы плоского зацепления). В применении к циклическим кривым из теоремы Камуса следует, что в качестве сопряженных профилей зубьев можно выбирать траектории одной и той же вспомогательной окружности, перекатываемой по центроидам относительного движения колес. Сопряженными профилями зубьев являются такие профили, которые в процессе взаимодействия не размыкаются и не внедряются один в другой [6].

Для построения картины внешнего циклоидального зацепления кроме начальных окружностей, представляющих центроиды в относительном движении, надо иметь две вспомогательные окружности. При перекатывании вспомогательных окружностей по начальным окружностям снаружи и внутри образуются эпициклоиды и гипоциклоиды, которые служат профилями циклоидальных зубьев. По теореме Камуса указанные профили будут сопряженными. Точка касания их перемещается по линии зацепления, составленной из дуг вспомогательных окружностей.

К достоинствам циклоидального зацепления, по сравнению с эвольвентным, относятся:

- меньший износ профилей вследствие того, что выпуклая головка касается вогнутой ножки;
- большой коэффициент перекрытия;
- меньшая скорость скольжения профилей.

К недостаткам внешнего циклоидального зацепления относится чувствительность к изменению межосевого расстояния. При увеличении межосевого расстояния на некотором участке профилей эпициклоида зуба будет касаться не гипоциклоиды, а эпициклоиды другого зуба, что приведет к изменению передаточного отношения. К недостаткам также относится сложность профиля режущего инструмента. Впрочем, благодаря современным технологиям, позволяющим без особых затруднений нарезать кривые любого профиля, он был устранен.

Большое практическое значение имеет частный случай, когда радиус вспомогательной окружности равен радиусу начальной, а радиус второй вспомогательной окружности – нулю. Тогда профиль зуба первого колеса вырождается в точку, а профиль зуба второго состоит из эпициклоиды. На практике теоретические профили заменяются эквидистантными.

Профиль зуба первого колеса принимает форму окружности, а сам зуб выполняется в форме цевки. Профиль второго колеса очерчивается по эквидистанте к эпициклоиде на расстоянии, равном радиусу цевки.

Достоинством циклоидально-цевочного зацепления являются малые потери на трение, если цевки выполнить вращающимися на осях.

Широкое распространение получило внутреннее циклоидально-цевочное зацепление. Цевки располагаются на большом колесе, а профили зубьев малого выполняются по эквидистантам к эпициклоидам.

3.2 Циклоидально-цевочное зацепление

На рисунке 3.3 r_1 и r_2 – радиусы центроид колес. При перекатывании окружности r_2 по окружности r_1 точка B_0 , жестко связанная с окружностью радиусом r_2 , опишет обычную эпициклоиду B_0B_1 . Если же с окружностью радиусом r_2 связать точку D_0 , то при перекатывании данная точка опишет удлиненную перициклоиду D_0D_1 . Теоретическими профилями зубьев колес при этом явятся: удлиненная перициклоида D_0D_1 как профиль зубьев колеса 1 и точка D_0 как профиль зуба колеса 2.

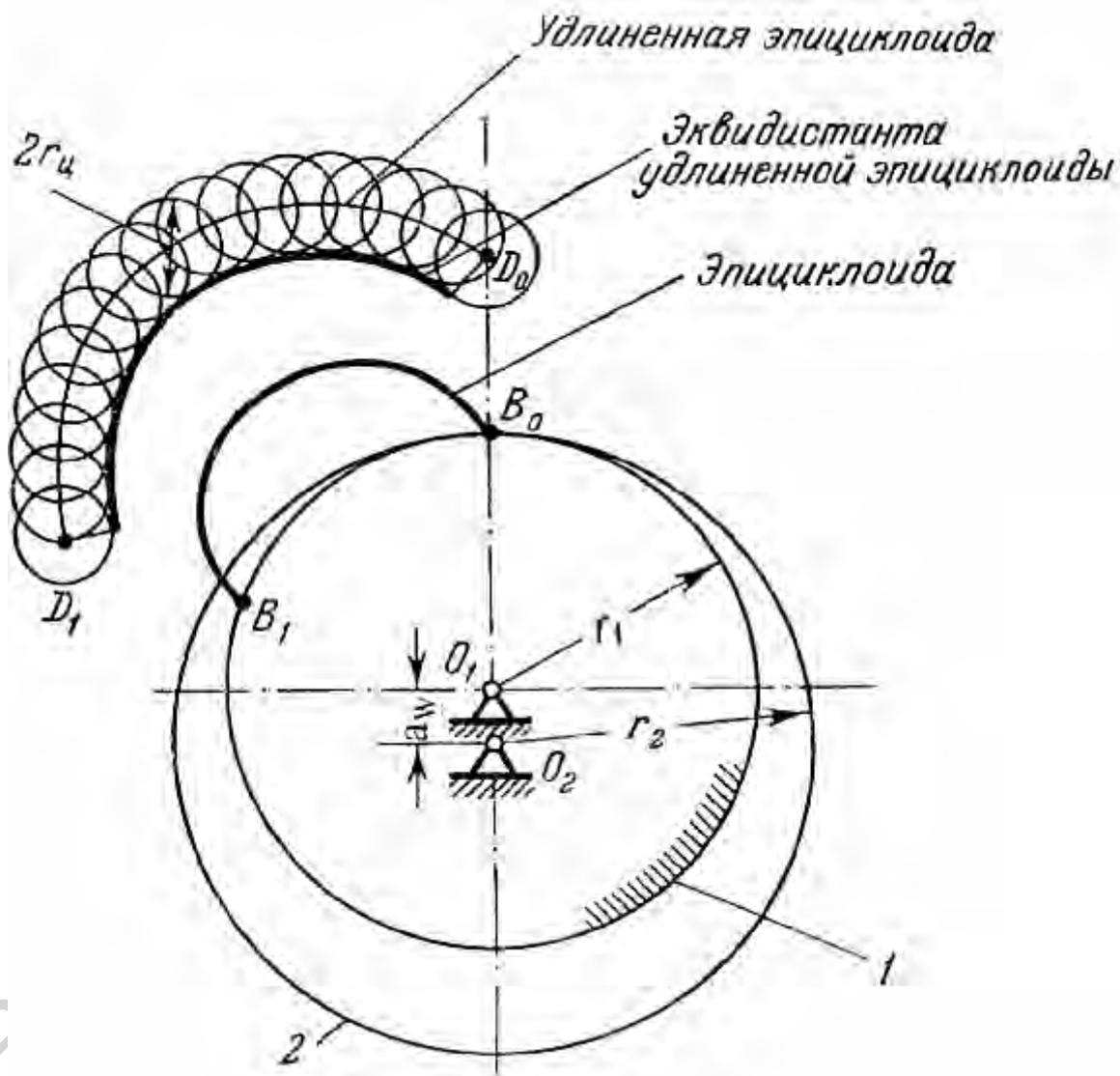


Рисунок 3.3 – Образование циклоидального зуба

Для практического использования зацепления избираются профили, эквидистантные теоретическим: на колесе 1 – кривая, эквидистантная удлиненной эпициклоиде, на колесе 2 – окружность радиусом r_1 . В итоге зубчатое колесо с циклоидальными зубьями выглядит так, как показано на рисунке 3.4.

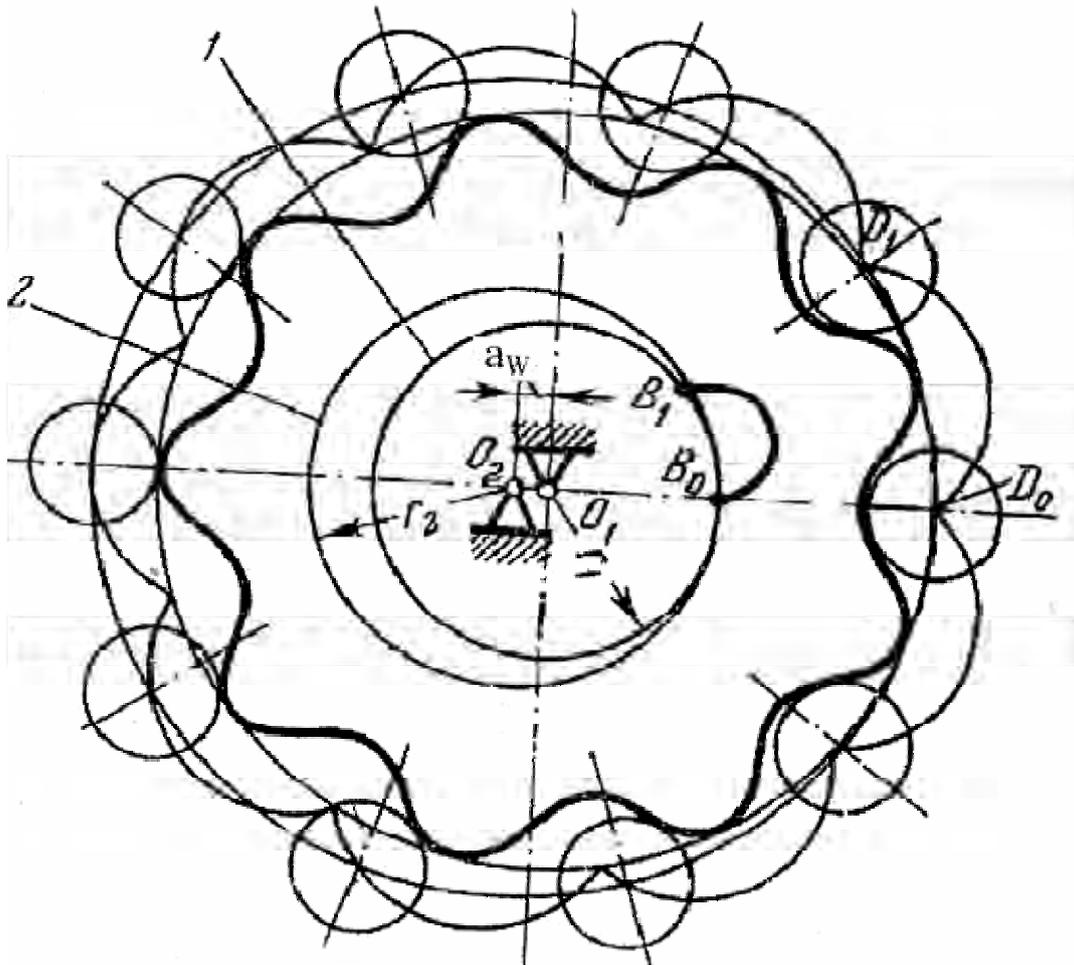


Рисунок 3.4 – Зубчатое колесо с циклоидальным профилем зуба

В рассматриваемом зацеплении в качестве профилей зубьев используются полные ветви удлиненной перициклоиды. На всем колесе 1 должно разместиться целое число таких ветвей, что может быть соблюдено при определенном соотношении между радиусами центроид r_2 и r_1 . Определим эти условия, руководствуясь указаниями [12].

Образование полных ветвей обычной эпициклоиды B_0B_1 и удлиненной перициклоиды D_0D_1 совершается за один и тот же угол поворота колеса 2, равный 2π (см. рисунок 3.3). При этом по центроиде колеса 2 будет пройдена дуга $2\pi \cdot r_2$, а колеса 1 – дуга.

$$2\pi \cdot r_1 + \cup B_0B_1 = 2\pi \cdot r_1 + t,$$

где t – шаг зубьев.
Следовательно,

$$t = 2\pi \cdot (r_2 - r_1) = 2\pi A,$$

где A – межосевое расстояние.
С другой стороны,

$$t = 2\pi \cdot r_1 / z_1,$$

где z_1 – целое число ветвей, размещаемых на центроиде колеса 1.
Отсюда $r_1 = A \cdot z_1$.
Радиус окружности центроиды колеса 2

$$r_2 = r_1 + A = A \cdot (z_1 + 1).$$

Так как радиусы центроид относятся как числа зубьев, получим

$$z_2 = z_1 + 1.$$

Иными словами число цевок, размещаемых на колесе 2, должно быть на единицу больше числа зубьев на колесе 1.

3.3 Геометрия циклоидально-цевочного зацепления

Найдем уравнение профиля звездочки. Будем исходить из предположения, что звездочка неподвижна, а цевочное колесо оборачивается вокруг нее несмотря на то, что в практически используемых механизмах все как раз наоборот. Такой подход с обращением движения применяется часто при анализе планетарных механизмов, т. к. более удобен для вывода требуемых зависимостей.

Обозначим звездочку цифрой 1, а цевочное колесо – 2. За независимый параметр принимаем угол φ_H – угол поворота водила H относительно звездочки. Начало координат, точку O_1 , расположим в центре звездочки. Полагаем, что при $\varphi_H = 0$ центр цевки лежит на оси ou ниже точки O_1 в точке O_2 (рисунок 3.5). Пусть x_o , y_o – координаты кривой, описываемой центром цевки в системе координат $ху$.

Пусть цевки равномерно располагаются на окружности радиусом R_2 . Из рисунка 3.5 имеем

$$x_o = R_2 \cdot \sin \varphi_{21} - H \cdot \sin \varphi_H, \quad (3.1)$$

где φ_{21} – угол поворота цевочного колеса относительно звездочки при повороте водила на угол φ_H ;

H – длина водила (она же – межосевое расстояние цевочного колеса и звездочки).

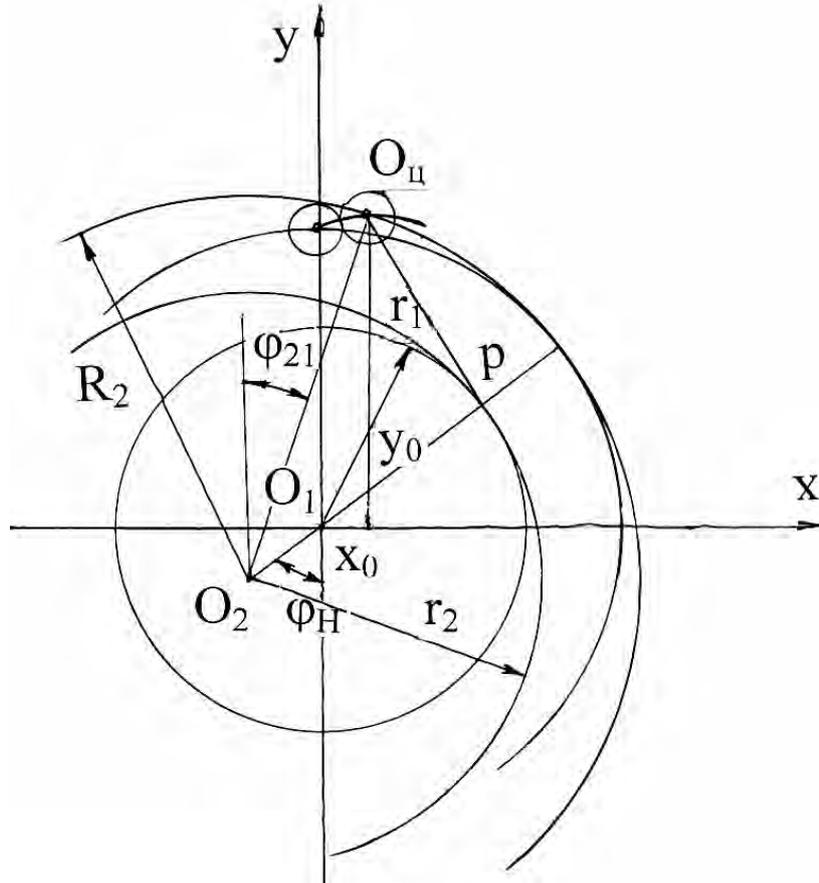


Рисунок 3.5 – Схема для вывода уравнения профиля звездочки

Установим зависимость угла поворота цевочного колеса от угла поворота водила. Для этого рассмотрим исходный планетарный механизм и сопутствующую ему рядовую передачу (рисунок 3.6).

Для обращенного механизма, как и для рядового, имеет место зависимость

$$i_{12}^H = \frac{-\omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Отсюда после ряда простейших преобразований и с учетом того, что $Z_2 = Z_1 + 1$, следует

$$\omega_2 = \frac{\omega_H}{Z_2}$$

или, что то же,

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_H}{Z_2}.$$

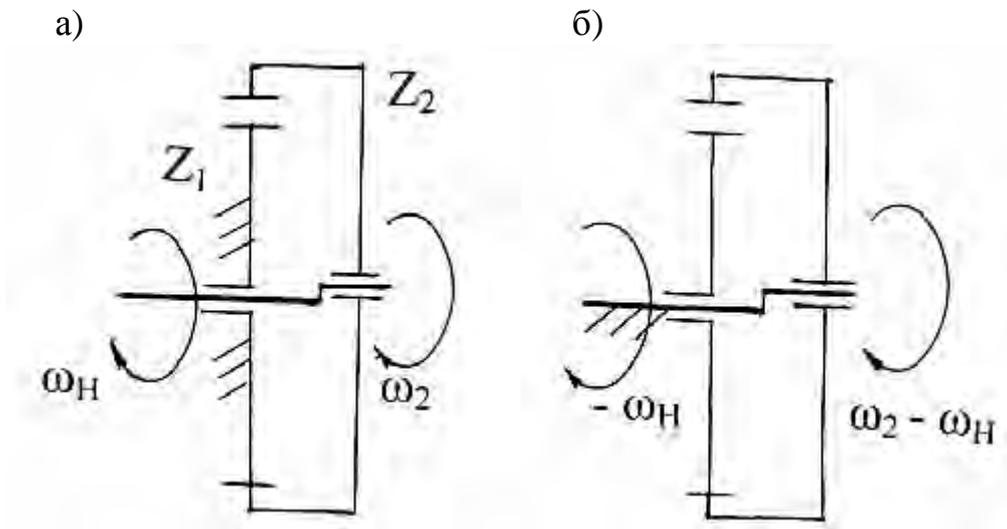


Рисунок 3.6 – Планетарный механизм (а) и соответствующий ему обращенный механизм (б)

Обозначим радиус центроиды звездочки r_1 , а центроиды цевочного колеса r_2 . В дальнейшем центроиды будем называть начальными окружностями, как это принято в эвольвентном зацеплении. Начальная окружность r_2 перекатывается без скольжения по начальной окружности r_1 . Длина водила

$$H = r_2 - r_1.$$

Тогда формула (3.1) запишется так:

$$x_0 = R_2 \sin \frac{\varphi_H}{Z_2} - (r_2 - r_1) \sin \varphi_H. \quad (3.2)$$

Из аналогичных рассуждений имеем формулу

$$y_0 = R_2 \cos \frac{\varphi_H}{Z_2} - (r_2 - r_1) \cos \varphi_H. \quad (3.3)$$

Если радиус окружности цевок R_2 равен радиусу начальной окруж-

ности цевочного колеса r_2 , получим обыкновенную циклоиду; если принять радиус окружности цевок больше радиуса начальной окружности цевочного колеса – удлиненную перициклоиду.

Для оценки степени удлиненности циклоиды введем коэффициент смещения

$$\xi = \frac{R_2 - r_1}{R_2}.$$

Отсюда следует

$$r_2 = R_2(1 - \xi).$$

Из пропорциональности радиусов начальных окружностей и чисел зубьев имеем

$$r_1 = r_2 \frac{Z_1}{Z_2} = R_2(1 - \xi) \frac{Z_1}{Z_2};$$

$$r_2 - r_1 = R_2(1 - \xi) \left(\frac{Z_1}{Z_2} - 1 \right).$$

Принимая во внимание, что $Z_2 = Z_1 + 1$, получим

$$r_2 - r_1 = R_2(1 - \xi) \frac{1}{Z_2}. \quad (3.4)$$

Заметим, что выражение (3.4) есть межцентровое расстояние A между цевочным колесом и звездочкой или, что то же, – эксцентриситет шейки приводного вала e .

Подставив данное выражение в формулы (3.2) и (3.3), имеем уравнения профиля перициклоиды

$$x_0 = R_2 \left(\sin \frac{\varphi_H}{Z_2} - (1 - \xi) \frac{1}{Z_2} \sin \varphi_H \right); \quad (3.5)$$

$$y_0 = R_2 \left(\cos \frac{\varphi_H}{Z_2} - (1 - \xi) \frac{1}{Z_2} \cos \varphi_H \right). \quad (3.6)$$

Полученная кривая есть траектория движения центра цевки относительно звездочки в планетарном механизме, представленном на рисунке 3.6, в котором сателлитом служит цевочное колесо. Если профиль звездочки выполнить по этой кривой, будет обеспечен непрерывный контакт звездочки и центра цевки. Ничего не изменится в геометрии относительно движения цевочного колеса и звездочки, если цевочное колесо сделать неподвижным, а звездочку рассматривать как сателлит. Обычно используется механизм именно в таком варианте.

Естественно, что в реальной передаче точка не может выполнять функцию зуба. На это направлена цилиндрическая цевка, центр которой совпадает с данной точкой. Профиль зуба звездочки выполняется в виде эквидистанты к расчетному профилю перициклоиды. Диаметр фрезы принимается равным диаметру цевки. Звездочка нарезается на фрезерном станке с ЧПУ, причем программирование перемещения центра фрезы основывается на формулах (3.5) и (3.6). При такой технологии изготовления нет необходимости в определении координат точек профиля звездочки.

Точка p является полюсом зацепления (рисунок 3.7). Соединим центры цевки с полюсом зацепления p соответствующими отрезками. Эти отрезки – радиусы вращения центров цевки относительно полюса зацепления. На них же лежат точки K_1, K_2, K_3, \dots касания цевки и зубьев звездочки. Точки E_1, E_2, E_3, \dots являются центрами кривизны профилей. Они определяются построением Бобилье [10].

Проведем прямую через центр цевки точку D и центр цевочного колеса точку O_2 . Восстанавливаем перпендикуляр к линии Dp в точке p и через точку C пересечения его с прямой Dp и центром звездочки точкой O_1 построим прямую, точка E пересечения ее с проведенной ранее прямой является центром кривизны профиля звездочки.

Как видно из рисунка 3.7, радиусы вращения центров для разных цевки различные, а значит, и различными будут скорости вращения цевки. Представляется возможным определить эти скорости. Для этого следует найденную линейную скорость центра цевки разделить на радиус цевки. При этом предполагается отсутствие проскальзывания между цевкой и звездочкой. Величина радиуса вращения центра цевки находится из решения косоугольного треугольника, у которого известны две стороны и угол между ними. Угловая скорость звездочки определяется из кинематики планетарного механизма при заданной скорости водила.

Зная скорость вращения цевки, можно найти скорость проскальзывания в кинематической паре цевка–неподвижный корпус.

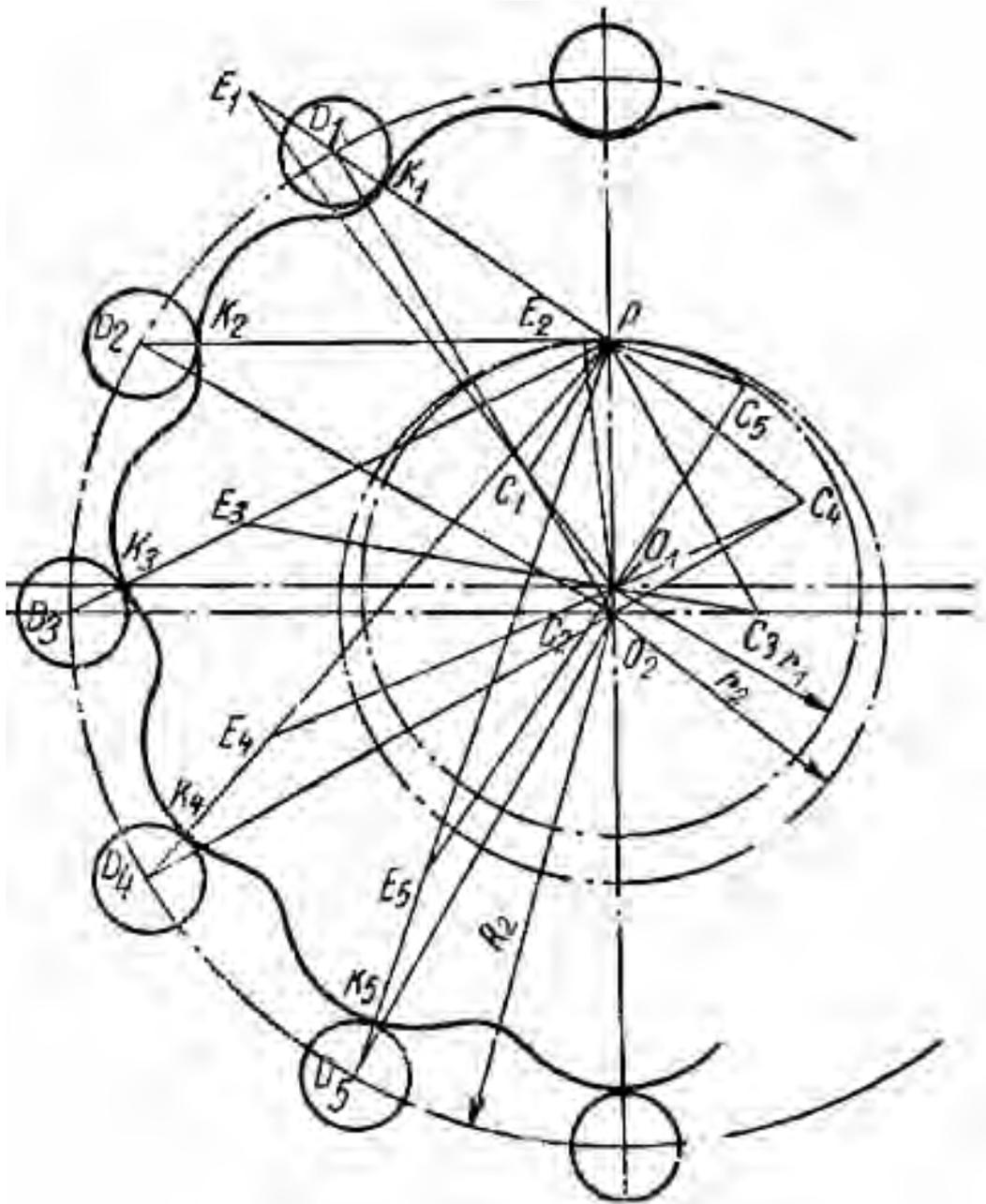


Рисунок 3.7 – Взаимодействие цевок и зубьев в планетарной передаче

3.4 Проектирование и испытание планетарного редуктора с циклоидально-цевочным зацеплением

Нами спроектирована передача со следующими параметрами: число цевок 12, число зубьев сателлита 11, радиус окружности цевок 26 мм, коэффициент смещения 0,5, диаметр цевок 8 мм. Циклоидальные зубья изготавливаются методом фрезерования на станке с ЧПУ пальцевой фрезой, диаметр которой равен диаметру цевок.

Уравнения центрального профиля для одного зуба на координатной плоскости xu при приведенных выше значениях постоянных на основании

уравнений (3.5) и (3.6) имеют вид:

$$x = 26(\sin(0,0833t) - 0,0416\sin t);$$

$$y = 26(\cos(0,083t) - 0,0416\cos t),$$

где t – параметр, принимающий значения в интервале $0-6,28$, есть угол поворота водила φ_n .

Реализованная передача представлена на рисунке 3.8. Для наглядности удален передний фланец, в котором удерживаются концы осей, на которых установлены цевки, и отсутствует механизм съема движения с сателлита. Существенным отличием от известных конструкций [20] является использование крестовой муфты, описанной ранее. Обычно применяемая шарнирная муфта в данном случае вообще не может разместиться из-за малых габаритов сателлита. Виден паз для соединения сателлита с крестовой муфтой.



Рисунок 3.8 – Передача с циклоидально-цевочным зацеплением (число цевок 12, число зубьев сателлита с циклоидальным профилем 11, радиус окружности цевок 26 мм, диаметр цевок 8 мм, диаметр пальцев 5 мм)

В этой конструкции в связи с наличием фланцев для закрепления пальцев усложнена сборка передачи и повышены требования к точности изготовления отверстий во фланцах.

Эксцентриситет передачи равен 1,083 мм, диаметр начальной окружности цевочного колеса 13 мм, диаметр начальной окружности сателлита 11,908 мм, высота зуба 2,166 мм.

Малое межосевое расстояние представляет чрезвычайно полезное

свойство передачи, т. к. уменьшает дисбаланс звездочки и улучшает условия работы механизма съема движения со звездочки. В этом случае можно практически обойтись без уравнивания сил инерции.

Циклоидально-цевочный планетарный механизм в кинематическом отношении эквивалентен двухколесному планетарному механизму с эвольвентными зубьями (см. рисунки 1.5 и 1.6, а). В таком случае передаточное отношение имеет знак «минус» и при разности чисел зубьев в один зуб равно числу зубьев сателлита. Для механизма, представленного на рисунке 3.8, передаточное отношение $i = -11$.

Изготовление колес с циклоидальным профилем зубьев возможно на станках с ЧПУ. Для этого предварительно разрабатывается программа для реализации соответствующего профиля.

Благодаря наличию цевок, вращающихся на неподвижных осях, снижены потери на трение. По имеющимся данным КПД такого механизма находится в диапазоне 0,95–0,98 даже при больших значениях передаточных отношений [8]. На рисунке 3.9 показан изготовленный нами сателлит с 11 циклоидальными зубьями.



Рисунок 3.9 – Сателлит с циклоидальными зубьями и прорезями для крестовой муфты

Механизм можно использовать либо самостоятельно, либо в качестве быстроходной ступени двухступенчатого планетарного механизма (см. подраздел 1.8). При этом можно рассчитывать, что общий КПД двухступенчатого планетарного механизма с большим передаточным отношением может быть повышен до 0,89–0,92.

Помимо высокого КПД, рассматриваемый механизм имеет еще ряд достоинств.

В циклоидально-цевочном зацеплении полностью отсутствует про-

блема интерференции зубьев. Считается, что в этом механизме при его точном исполнении в передаче усилия участвует до половины зубьев. Кроме того, здесь уменьшено усилие на подшипник сателлита, который, как показывает практика эксплуатации, является наиболее слабым местом всех двухколесных планетарных передач [1]. Очень важно, что при циклоидальном зацеплении благодаря тому, что при проектировании циклоидального колеса расчет параметров производится с учетом коэффициента смещения, возможно получение малого эксцентриситета сателлита. В нашем примере эксцентриситет около 1 мм. Его точное значение позволяет проектировать эксцентриковый вал с точными размерами, не требуется дополнительная регулировка эксцентриситета, что имеет место при эвольвентном зацеплении. В конструкции, представленной на рисунке 3.8, вращающиеся цевки установлены на осях, зафиксированных в двух фланцах с обеих сторон корпуса. Отсюда – высокие требования к точности изготовления корпуса и фланцев.

Особенностью циклоидально-цевочного зацепления является то, что все зубья сателлита касаются цевок одновременно, следовательно, сателлит удерживается цевками в определенном положении, что позволяет применить «плавающие» цевки. Если цевки выполнены «плавающими», увеличивается прочность самих цевок, т. к. в них отсутствует отверстие, повышается равномерность распределения усилия и, кроме того, снижаются требования к точности выполнения деталей.

«Плавающие» цевки вместе с использованием карданного вала вместо механизма параллельных кривошипов значительно упрощают и удешевляют конструкцию по сравнению с традиционной конструкцией циклоидально-цевочного редуктора.

Нами предложена конструктивная разновидность механизма, в которой применены «плавающие» цевки. Роль цевок выполняют цилиндрические ролики, установленные с возможностью вращения в соответствующих цилиндрических гнездах неподвижного корпуса. Фланцы, которые усложняют конструкцию, представленную на рисунке 3.8, полностью отсутствуют. Это позволяет значительно упростить конструкцию, снизить требования к точности выполнения деталей и повысить прочность цевок. Для уменьшения трения корпус изготовлен из специального антифрикционного чугуна. Предусматривается возможность нанесения на поверхности цилиндрических гнезд современных антифрикционных покрытий.

Фрагмент реализованного опытного образца механизма представлен на рисунке 3.10.

Передаточное отношение одноступенчатых планетарных редукторов с циклоидально-цевочным зацеплением лежит в пределах 10–50.

Циклоидальное зацепление с числами зубьев порядка 10 имеет то преимущество, что снижаются требования к точности изготовления, т. к.

число цевок мало и, следовательно, не требуется распределение нагрузки на большое число цевок, что возможно только при весьма точном изготовлении передачи.



Рисунок 3.10 – Фрагмент циклоидально-цевочной передачи с «плавающими» цевками

Циклоидально-цевочное зацепление является внецентроидным – зацепление профилей происходит вне полюса (см. рисунок 3.7). Как известно, при внецентроидном зацеплении должна повыситься скорость скольжения профилей, т. к. увеличивается линейная скорость контактирующих точек сопряженных профилей. Однако, несмотря на удаление профилей зубьев от мгновенного центра вращения колес, скорости скольжения профилей остаются малыми. Во внутреннем зацеплении при малой разности чисел зубьев угловая скорость в относительном движении весьма мала [9]:

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_1 - \omega_2 = \omega_1 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = \omega_1 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2} \right).$$

При $Z_2 - Z_1 = 1$

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_1 \frac{1}{Z_2}.$$

В рассматриваемом циклоидально-цевочном зацеплении все цевки одновременно касаются профилей зубьев другого колеса. Это следует из того, что центры цевок находятся на соответствующих ветвях перициклоид. Через такие точки можно провести нормали к перициклоидам, пересе-

кающие линию межосевого расстояния колес в полюсе зацепления. Точкой контакта цевки с профилем является точка пересечения нормали к периферии с окружностью цевки.

Хотя в одновременном зацеплении находятся все цевки, нагрузка может передаваться максимально лишь половиной их общего числа, т. к. передача усилий может осуществляться лишь в одном направлении нормали. Поэтому теоретическое значение коэффициента перекрытия во внецентроидном циклоидально-цевочном зацеплении равно половине числа цевок. Число цевок, реально участвующих в передаче нагрузки, меньше, чем $Z_2/2$, из-за погрешностей изготовления и сборки.

Исследования показывают [10], что применение смещения позволяет значительно увеличить нагрузочную способность передачи. Также установлено, что целесообразно назначать коэффициент смещения в пределах 0,15–0,5. Большее значение принимается при малых числах зубьев.

Преимущество циклоидального зацепления перед эвольвентным в планетарных двухколесных передачах – уменьшение нагрузки на подшипники сателлита и соответствующее повышение работоспособности передачи на 75 % [10].

Если в цевочном зацеплении и в механизме W твердости контактирующих поверхностей малы (порядка HB 350), то габариты и вес передачи получаются сравнительно большими. Малые габариты и вес возможны в том случае, если все контактирующие поверхности выполнены с твердостью выше HRC 58, что, как правило, и имеет место в рассматриваемой передаче. При большой продолжительности времени работы несущая способность циклоидально-цевочного редуктора лимитируется работоспособностью подшипников сателлитов.

Несущая способность циклоидально-цевочного зацепления при рациональной конструкции механизма W и высокой твердости контактирующих поверхностей благодаря большому числу одновременно работающих цевок и благоприятной кривизне поверхностей зубьев цевочного колеса относительно высока. Основным звеном, отвечающим за нагрузочную способность и износостойкость, является цевочное колесо. Несущую способность цевки определяет прочность оси и самой цевки, которая ослаблена отверстием для оси.

Обычно отказ от работы передачи в первую очередь может быть связан с выходом из строя следующих элементов: подшипников сателлитов; механизма W вследствие разрушения роликов, пальцев, их креплений и рабочих поверхностей отверстий; цевочного зацепления вследствие разрушения роликов, пальцев и рабочих поверхностей сателлитов.

Разработанный макет опытного образца планетарного редуктора представлен на рисунке 3.11.



Рисунок 3.11 – Детали опытного образца планетарного редуктора с циклоидально-цевочным зацеплением с «плавающими» цевками

3.5 Планетарная эксцентриково-кулачковая передача

В последнее время активно исследуются и развиваются механизмы, в которых используется новый тип зацепления с помощью промежуточных тел качения, шариков или роликов. Хотя первые такие механизмы появились давно, практическое их применение стало возможным благодаря доступности новых технологий металлообработки.

Основным отличительным признаком является то, что почти все тела качения находятся в непрерывном контакте с соответствующими поверхностями звеньев механизма, в результате возникает многопарное зацепление такое же, как в рассмотренной выше циклоидально-цевочной передаче. Эти передачи нельзя классифицировать как обычные зубчатые передачи, т. к. в них нет зубчатых колес, а есть тела вращения с дорожками специального профиля для качения шариков или роликов. Скорее, это кулачковые механизмы.

Количество разнообразных модификаций механизма очень велико и продолжает непрерывно увеличиваться. К настоящему времени известно несколько десятков схем механизмов с промежуточными телами качения [16].

Все передачи можно разделить на две большие группы: радиальные и осевые. Они различаются по виду сопрягаемых поверхностей на цилиндрические и торцевые, числу периодов беговой дорожки ведущего кулачка,

числу контактирующих звеньев, числу ступеней и рядов, форме тел качения и другим менее существенным признакам. Эта передача допускает многообразные интерпретации принципа действия, отсюда – разнообразие названий (волновая эксцентриковая передача, двухкулачковая передача и т. д.). Поскольку нет общепринятого названия, будем ее называть планетарной эксцентриково-кулачковой передачей, отмечая таким образом ее существенные родовые признаки. Передача названа планетарной, т. к. в ней присутствует элемент (промежуточное тело качения), который совершает сложное движение и аналогичен сателлиту в обычной планетарной передаче с тем различием, что радиус, на котором происходит переносное вращение, не остается постоянным, как это имеет место в обычной планетарной передаче, а непрерывно изменяется по гармоническому закону.

Далее будем рассматривать один наиболее простой и распространенный вариант механизма, который может найти применение в мехатронных устройствах: так называемую радиальную однопериодную цилиндрическую передачу [16].

Эксцентриково-кулачковой передача названа потому, что ее можно рассматривать как комбинацию прямого кулачкового механизма в виде эксцентрика, работающего в режиме кулачок–толкатель, и обратного кулачкового механизма, работающего в режиме толкатель–кулачок. Это специфический двухкулачковый механизм. Оба кулачка имеют общую ось, толкатель выполнен в виде тела вращения (в данном примере шарика), которое принято называть промежуточным телом качения (рисунок 3.12). В некоторых вариантах механизма эксцентрик заменяется кулачком специального профиля, овалом или двумя эксцентриками [16].

По своей структуре он подобен планетарному механизму схемы 2К-Н, содержащему центральное колесо, сателлит, внешнее колесо и водило, с существенным отличием, состоящим в том, что сателлит имеет возможность поступательно перемещаться в радиальном направлении относительно водила. В наиболее известном варианте схемы, представленном на рисунке 3.12, внутренний кулачок выполнен в виде эксцентрика, а внешний – в виде колеса с внутренними зубьями, причем зубья имеют специальный профиль, обеспечивающий непрерывный контакт сателлита с внутренним и внешним кулачками. При вращении эксцентрика промежуточное тело вращения (ролик) вынуждено перемещаться в радиальном пазу, выполненном на водиле, аналогично движению толкателя в рядовом кулачковом механизме. Обычно водило, исходя из конструктивных признаков и сходства с подшипником качения, называют сепаратором. Ролик, взаимодействуя с зубом внешнего кулачка, вынужден перемещаться относительно него в тангенциальном направлении, заставляя тем самым вращаться водило. Благодаря наличию нескольких роликов, находящихся в разных фазах движения, вращение водила не прекращается даже на фазе возврата первого ролика в исходное положение.

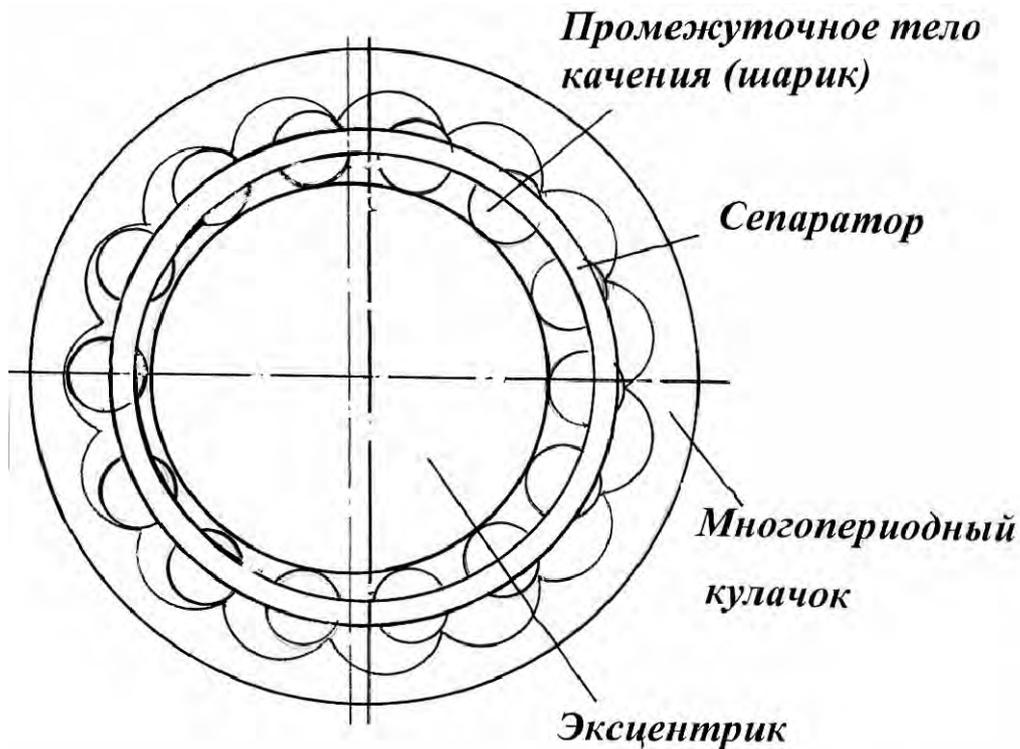


Рисунок 3.12 – Радиальная одноперiodная цилиндрическая передача с промежуточными телами качения

Профиль зуба не может быть произвольным или соответствовать априорно выбранной кривой, будь то синусоида, эпициклоида или любая другая кривая. Он однозначно определяется профилем ведущего кулачка и должен обеспечивать выполнение основного закона зацепления или, что то же, строгое постоянство передаточного отношения. В противном случае механизм хотя и может работать, но эффективной передачей не является.

Для того чтобы механизм реализовывал некоторое передаточное отношение, необходимо, чтобы разность числа зубьев кулачка и числа тел качения равнялась единице. Для доказательства удобнее всего рассмотреть обращенную схему механизма. Допустим, что сепаратор остановлен, а кулачок вращается. При вращении эксцентрика последовательно выдвигаются тела качения из сепаратора и входят в контакт с зубьями кулачка. Если число зубьев кулачка равняется числу тел качения, все тела свободно размещаются во впадинах между зубьями и кулачок остается на своем месте. Для того чтобы тела качения воздействовали на зубья кулачка, необходимо, чтобы профиль впадины препятствовал свободному перемещению тела качения в пазу сепаратора. Это возможно в том случае, если число зубьев кулачка не равно числу тел качения и различается по крайней мере на один зуб.

Идея образования радиальной передачи с промежуточными телами качения может быть проиллюстрирована графическим построением (рису-

нок 3.13). Будем считать, что в точках пересечения радиальных прямых и отрезков, рассматриваемых как боковые профили зубьев, помещены тела качения. Рисунок содержит две симметричные части. При перемещении тел качения в правой части рисунка вдоль неподвижных радиальных прямых от центра происходит их взаимодействие с профилями зубьев, приводящее к тому, что зубья вынуждаются к перемещению путем поворота против часовой стрелки. При перемещении тел качения к центру зубья поворачиваются по часовой стрелке. Перемещение тел качения по радиальным прямым можно обеспечить, например, однопериодным кулачком, содержащим участки подъема и опускания профиля. Если левый и правый боковой профили кулачка симметричны, то поднимающиеся тела качения в правой части и опускающиеся тела качения в левой части рисунка обеспечивают согласованное вращение против часовой стрелки, т. к. профили слева и справа разнонаправлены.

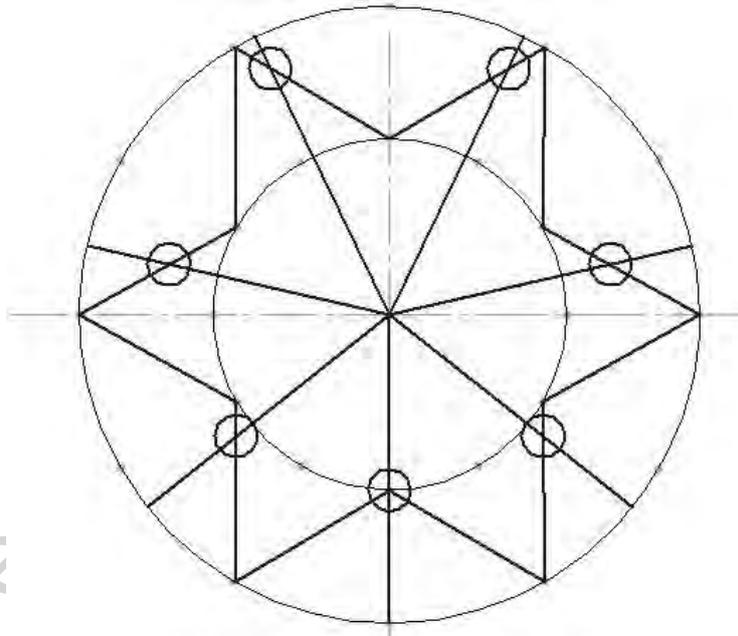


Рисунок 3.13 – Принцип образования радиальной передачи с промежуточными телами качения

Еще одно важное свойство рассматриваемого построения состоит в том, что для осуществления вращения необходимо соблюдение обязательного условия: при однопериодном ведущем кулачке число радиальных прямых должно быть на единицу больше либо на единицу меньше числа зубьев, при этом число зубьев может быть четным или нечетным. Этот вывод вытекает из анализа ряда построений, различающихся числами зубьев и числами радиальных прямых.

В механизме с промежуточными телами качения прорези выполнены на кольце, называемом в дальнейшем сепаратором, ведущий кулачок –

в виде эксцентрика, а тела качения – в виде шариков или роликов. При вращении эксцентрика тело качения, например, ролик, выдвигается из сепаратора. Если число роликов меньше числа зубьев кулачка, угловой шаг роликов, который совпадает с угловым шагом прорезей сепаратора, больше, чем угловой шаг зубьев кулачка, и для своего размещения во впадине ролик должен оттолкнуть левую половину профиля зуба вперед, следовательно, возникает вращение кулачка в ту же сторону, что и эксцентрика. Если число роликов больше числа зубьев, угловой шаг роликов меньше углового шага зубьев кулачка и для своего размещения во впадине ролик должен оттолкнуть правую часть профиля впадины, следовательно, возникает вращение кулачка в сторону, противоположную вращению эксцентрика.

Таким образом установлено, что обязательным условием существования передачи является разница угловых шагов роликов и зубьев кулачка, что допускается лишь при условии, что число зубьев кулачка не равно числу роликов. В передаче с однопериодным эксцентриком принимается минимально возможная разность, равная единице. Число зубьев кулачка может быть четным или нечетным.

Рекомендуется принимать число роликов меньше числа зубьев кулачка, в этом случае угловой шаг будет больше, а значит, будут шире промежутки между прорезями сепаратора и его прочность выше. Чем меньше прорезей, тем прочнее сепаратор. Отсюда следует, что предпочтительная область применения этой передачи – сравнительно небольшие передаточные отношения.

Несколько иначе обстоит дело в передаче с двумя эксцентриками. Условно назовем эту передачу двухпериодной. Здесь число зубьев кулачка может быть только четным, т. к. в двойном эксцентрикe рабочие поверхности расположены оппозитно. Оппозитно должны располагаться зубья кулачка – впадина против впадины. Точно на той же основе число тел качения может быть только четным, в противном случае передача заклинит.

В каждой из двух зон контакта тел качения и зубьев кулачка угловые шаги зубьев и прорезей сепаратора, так же, как и в рассмотренной выше однопериодной передаче, должны различаться на минимально возможную величину. Эта величина как разность между двумя четными числами должна быть равна двум. Из этого следует, что в двухпериодной передаче число тел качения может быть больше или меньше числа зубьев кулачка на два.

Заметим, что в общем случае для существования механизма с промежуточными телами качения число зубьев многопериодного кулачка должно быть кратно числу периодов ведущего.

В варианте механизма (см. рисунок 3.12) передаточное отношение равно числу тел качения или, что то же, числу прорезей сепаратора. Роли-

ки, обегая по зубьям кулачка, за один оборот эксцентрика устанавливаются в положение, отличающееся от первоначального на один зуб, что и обеспечивает замедление вращения сепаратора.

В однопериодном механизме в передаче усилия одновременно может участвовать максимум половина тел качения и, соответственно, половина зубьев кулачка. При этом нагружена только одна половина беговой дорожки каждого работающего зуба кулачка, вторая – не нагружена и должна служить только для возвращения тела качения в паз сепаратора.

В двухпериодном кулачке в передаче усилия участвуют все тела качения, и, что очень важно, суммарные нагрузки, действующие на эксцентрик со стороны тел качения, уравниваются на самом эксцентрике. Это является главным достоинством двухпериодного кулачка, т. к. подшипник эксцентрика, обычно являющийся наименее долговечным элементом всякой передачи, разгружен от радиальных усилий.

Взаимодействие тела качения и беговой дорожки зуба кулачка обеспечивает поворот сепаратора на ограниченный угол. Непрерывное вращение сепаратора происходит благодаря одновременному участию в передаче усилия нескольких тел качения и нескольких зубьев. Число зубьев, задействованных в передаче усилия, определяет коэффициент перекрытия передачи.

Радиальная передача может выполняться с внутренними (рисунок 3.14) и с внешними (рисунок 3.15) зубьями.

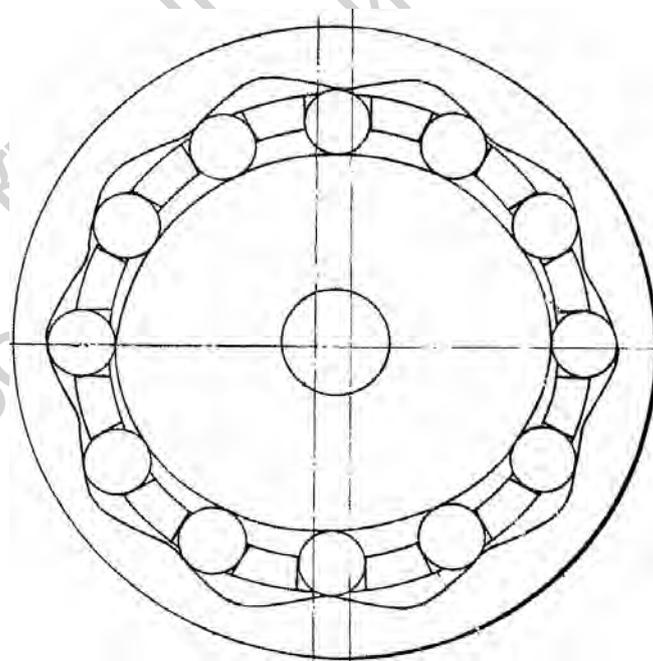


Рисунок 3.14 – Радиальная передача с внутренними зубьями и двухпериодным ведущим кулачком

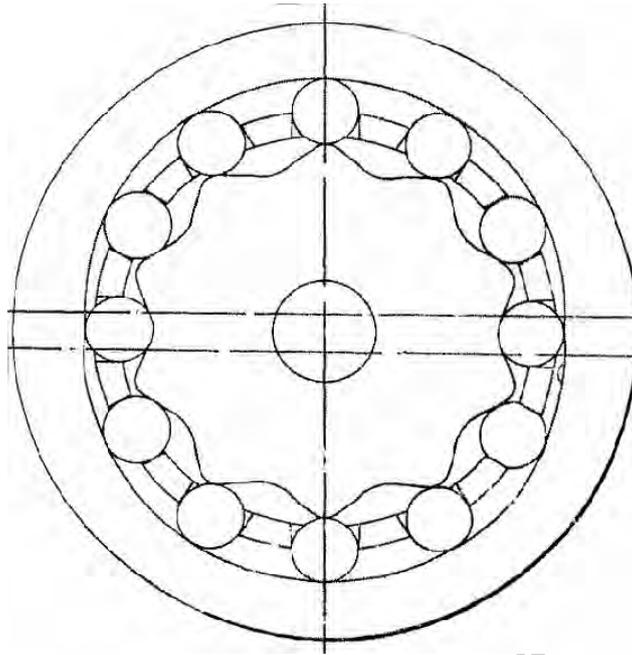


Рисунок 3.15 – Радиальная передача с внешними зубьями и двухпериодным ведущим кулачком (с внутренней эксцентриковой поверхностью)

Предполагается, что в механизме все тела качения должны контактировать с зубьями кулачка. Это возможно только в том случае, если радиус тела качения меньше минимального радиуса кривизны центрального профиля. Поскольку обычно данное условие по условиям прочности деталей передачи не выполняется, при изготовлении профилей зубьев методом фрезерования как эквидистантных кривых к центральному профилю возникает заострение зубьев на тех участках, где радиус кривизны центрального профиля оказывается меньше радиуса тела качения. В результате часть кривой, эквидистантной к центральному профилю, не воспроизводится на профиле зуба. Описываемое явление иллюстрируется рисунком 3.16.

В итоге расстояние между поверхностью эксцентрика и поверхностью зуба в радиальном направлении оказывается больше диаметра тела качения. Тело качения не удерживается этими поверхностями в определенном положении, а свободно плавает, что и наблюдается на рисунке 3.12.

Как видно из рисунка 3.16, профиль зуба представляет только некоторый участок, соответствующий расчетному центральному профилю. По внешнему виду кривая приближенно напоминает эпициклоиду или гипоциклоиду.

Недостатком механизма с однопериодным входным кулачком (см. рисунок 3.12) является то, что нагрузка со стороны тел качения на вал и, соответственно, на подшипники передается с одной стороны. В гораздо лучших условиях работает механизм с двумя оппозитными эксцентриками. Теоретически число нагруженных тел качения оказывается в 2 раза боль-

ше, чем в механизме с одним эксцентриком. Кроме того, усилия на входной вал передаются с двух противоположных сторон и, следовательно, подшипники разгружены. Благодаря этому входной кулачок может работать в режиме плавающего звена, что упрощает всю конструкцию и повышает ее надежность. Данное свойство использовано в разработанном нами двухступенчатом планетарном редукторе.

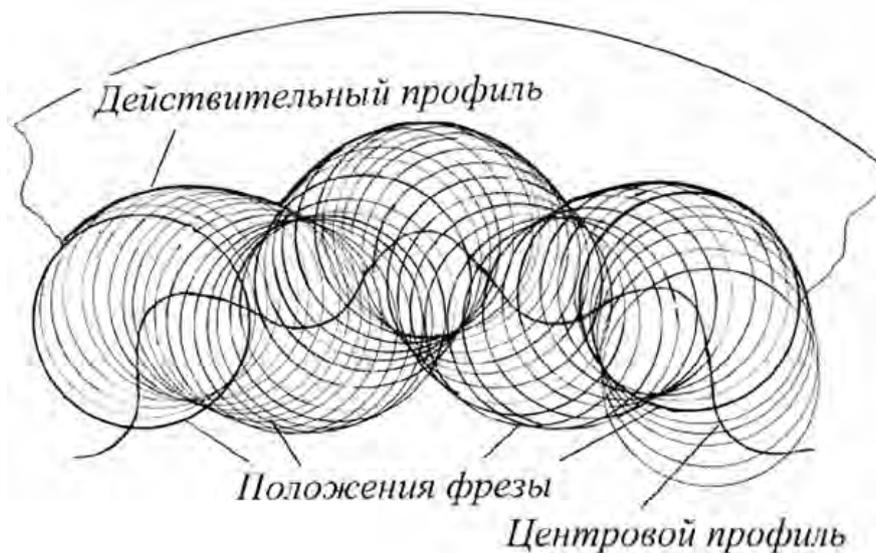


Рисунок 3.16 – Заострение профилей зубьев

3.6 Вывод формул для определения профиля зуба кулачка с внутренними зубьями

Эксцентрик с роликом и водилом можно рассматривать как центральный кривошипно-ползунный механизм с расширенной цапфой кривошипа, поглотившей кривошип, который превратился в эксцентрик. Водило в этой схеме играет роль стойки (рисунок 3.17).

Число таких механизмов, равномерно размещенных по окружности относительно центральной оси механизма, равно числу роликов и на единицу меньше числа зубьев внешнего кулачка. Механизмы выполняют одинаковое согласованное движение, но со смещением по фазе, обеспечивая непрерывное вращение водила. От механизма требуется не только непрерывное вращение, но и строгое постоянство скорости вращения выходного звена в процессе перекачивания ролика по поверхности зуба. В теории зацепления это свойство получило название основного закона зацепления. Исследуем это движение и проверим выполнение закона.

Координата точки В по оси х определяется как величина отрезка ОВ. Из рассмотрения прямоугольных треугольников OAD и DAB следует

$$x_B = e \cos \alpha + (R + r) \cos \beta; \quad (3.7)$$

$$e \sin \alpha = (R + r) \sin \beta,$$

где α – угол поворота кривошипа;

β – угол между шатуном АВ и осью х.

Из последнего уравнения следует

$$\sin \beta = \lambda \sin \alpha,$$

где

$$\lambda = \frac{e}{R + r}.$$

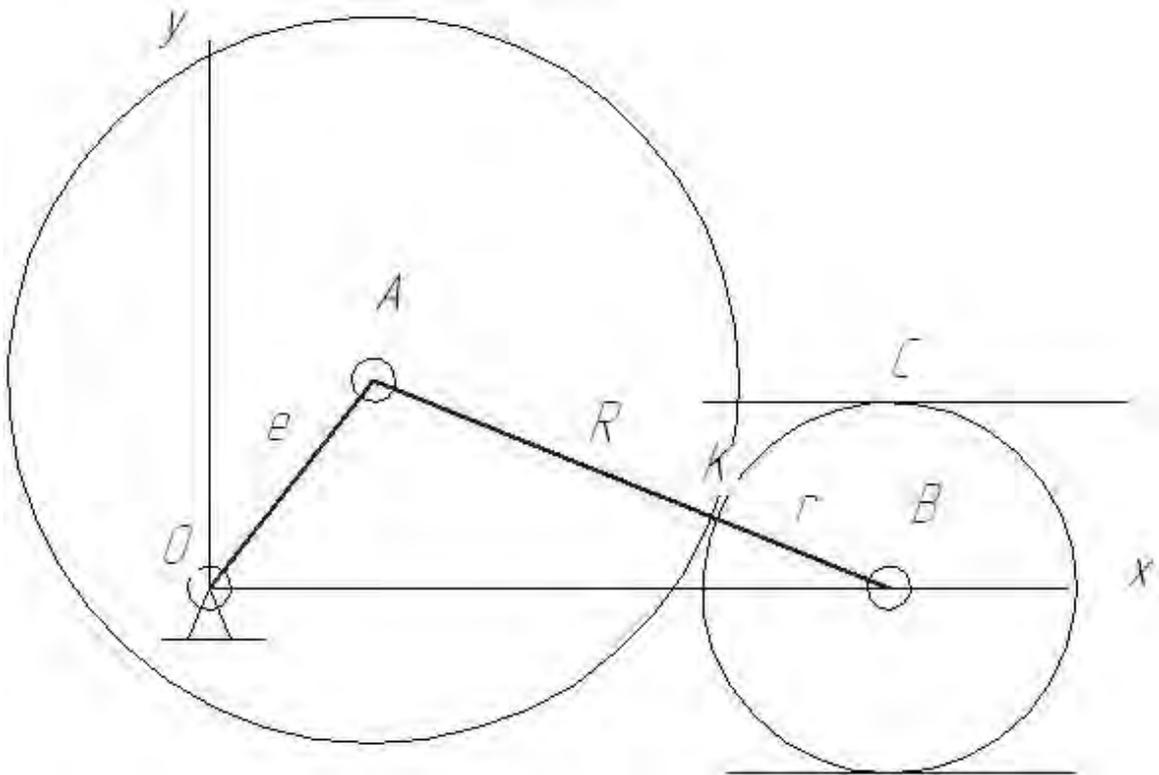


Рисунок 3.17 – Схема эксцентрикового рычажного механизма с ползуном в виде ролика и наружным касанием эксцентрика и ролика и заменяющего его кривошипно-ползунного механизма

Производя подстановку

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

в формулу (3.7), получим

$$x_B = e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

или

$$x_B = e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}.$$

Для построения профиля зубьев внешнего кулачка необходимо знать декартовы координаты соответствующего центрального профиля. Радиус фрезы, обрабатывающей действительный профиль, должен быть равен радиусу ролика r .

Переход от полярных координат к декартовым осуществляется по формулам

$$x = \rho \cos \varphi; \quad y = \rho \sin \varphi,$$

где ρ – полярный радиус, $\rho = X_c$;

φ – полярный угол.

В данном случае $\varphi = \frac{\alpha}{z}$. Эта формула вытекает из того, что полному повороту внутреннего кулачка соответствует угловой шаг зубьев, который равен $2\pi/z$. Если угол α изменяется равномерно, равномерно будет изменяться и полярный угол φ .

Декартовы координаты точек профиля

$$X_B = x_B \cos \varphi; \quad Y_B = x_B \sin \varphi.$$

После соответствующих подстановок получим в окончательном виде формулы для вычисления декартовых координат профиля зуба внешнего кулачка (с внутренним расположением зубьев)

$$X_B = (e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \cos \left(\frac{\alpha}{z} \right); \quad (3.8)$$

$$Y_B = (e \cos \alpha + (R + r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \sin \left(\frac{\alpha}{z} \right). \quad (3.9)$$

В этих формулах переменная α изменяется в пределах от 0 до 2π .

Постоянство скорости вращения водила вытекает из того, что профиль зуба определяется записанными выше уравнениями и условиями равномерного изменения полярного угла φ .

Вышеприведенные формулы могут быть использованы и при проектировании передач с двухпериодными ведущими кулачками.

3.7 Вывод формул для определения профиля кулачка с внутренней эксцентриковой поверхностью

Возможен вариант механизма с внутренней эксцентриковой поверхностью (рисунок 3.18). Ведущим является кулачок с внутренней эксцентриковой поверхностью. В этом случае сепаратор неподвижен, а ведомое звено – кулачок с зубьями. Эксцентрик охватывает ролики снаружи. Здесь имеет место внешнее касание зубьев кулачка и роликов.

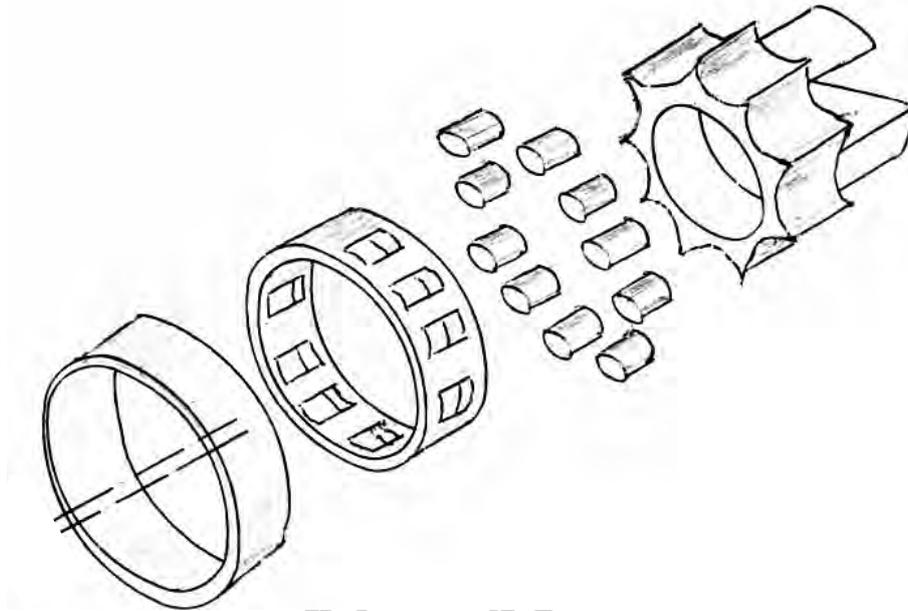


Рисунок 3.18 – Звенья механизма с внутренней эксцентриковой поверхностью

Рассмотрим механизм с эксцентриком, охватывающим снаружи ролики. Данная схема моделируется кривошипно-ползунным механизмом на рисунке 3.19. В этом случае число таких механизмов на единицу больше числа зубьев кулачка.

Нетрудно установить, что для кривошипно-ползунного механизма, представленного на рисунке 3.19, формула, определяющая перемещение точки В, будет иметь вид:

$$x_B = e \cos \alpha + (R - r) \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}, \quad (3.10)$$

где

$$\lambda = \frac{e}{R - r}.$$

Переходя от полярных координат к декартовым координатам X_B , Y_B , окончательно получим формулы для построения центрального профиля, ко-

В обоих вариантах радиальных передач с промежуточными телами качения присутствуют эксцентрики: в первом случае – эксцентрик с наружной цилиндрической поверхностью, во втором – с внутренней. Если эксцентрик быстро вращается, возникают силы инерции, вызывающие вибрацию механизма, и, следовательно, необходимо решать задачу их уравновешивания.

Для любого варианта механизма W существенное значение имеет величина расстояния между осью сателлита и центральной осью передачи. С его уменьшением улучшается динамика передачи. Так, в данной конструкции предполагается использование одного сателлита и, следовательно, должно быть произведено уравновешивание возникающих сил инерции сателлита и его подшипника.

Самое простое решение этой задачи состоит в том, что вводится дополнительный дебаланс. Он располагается таким образом, чтобы его центр тяжести был противоположен центру тяжести уравновешиваемого эксцентрика (не следует путать понятия «дебаланс» и «дисбаланс»; если дебаланс – это физическое тело, то дисбаланс – это число, равное произведению массы на ее эксцентриситет).

Для уравновешенности сил инерции дисбалансы для уравновешиваемого эксцентрика и вводимого дебаланса должны быть равны – это условие статической уравновешенности. Для того чтобы не возникла моментная неуравновешенность, центры тяжести уравновешиваемого эксцентрика и дебаланса должны располагаться в одной плоскости.

Формула для определения координаты центра тяжести имеет вид:

$$x_c = \frac{s_1 \cdot x_1 - s_2 \cdot x_2}{s_1 - s_2}, \quad (3.11)$$

где x_c – координата центра тяжести сегмента;

s_1 – площадь сектора;

x_1 – координата центра тяжести сектора;

s_2 – площадь треугольника;

x_2 – координата центра тяжести треугольника.

Нами предложено еще одно достаточно удобное конструктивное решение этой проблемы. Подшипник сателлита, который установлен на эксцентричной шейке входного вала, принимается максимально возможным за счет использования тел качения в виде игл малого диаметра. В теле эксцентрика вырезается цилиндрическое отверстие, ось которого располагается эксцентрично по отношению к центральной оси вала. Тем самым создается отрицательный дисбаланс. На рисунке 3.20 точка O_1 определяет положение центральной оси вала, точка O_2 – оси эксцентрика (R_2 – радиус эксцентрика), точка O_3 – центра отверстия (R_3 – радиус отверстия). Здесь

O_1O_2 – эксцентриситет уравниваемого эксцентрика, O_1O_3 – эксцентриситет вырезаемого цилиндра.

Следует подобрать радиус цилиндрического выреза и его эксцентриситет таким образом, чтобы отрицательный дисбаланс равнялся дисбалансу эксцентрика. Хотя масса удаляемого металла цилиндрического выреза меньше массы эксцентрика, требуемый дисбаланс может быть получен за счет того, что $O_1O_3 > O_1O_2$. Расчетом определено, что если, например, диаметр эксцентрика 50 мм, его длина 20 мм, эксцентриситет 2 мм, то его можно уравновесить цилиндрическим вырезом диаметром 40 мм длиной 18 мм с эксцентриситетом 3,6 мм.

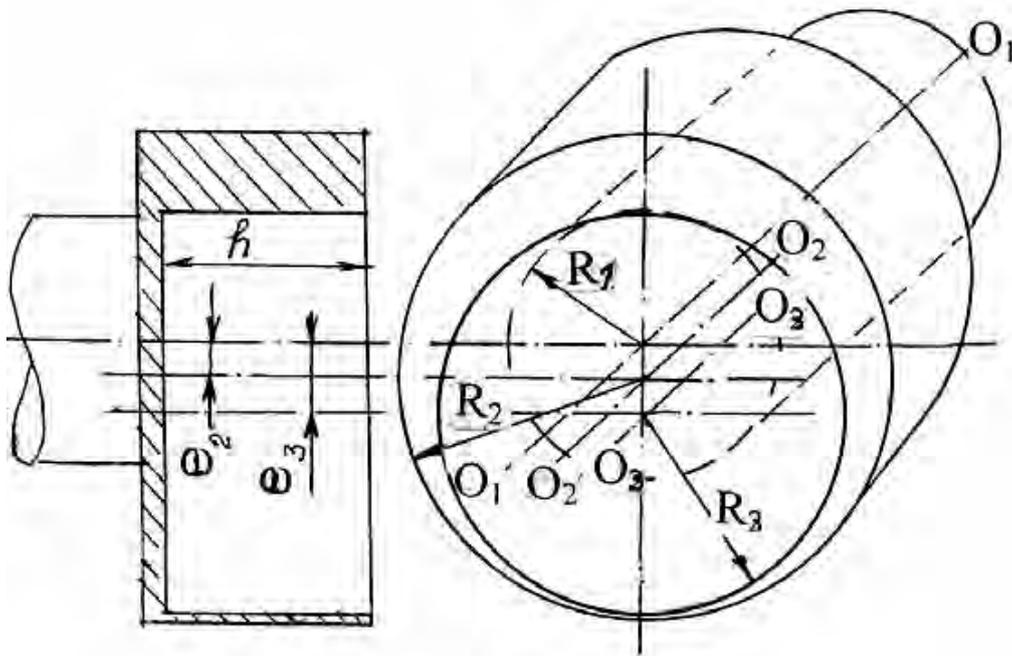


Рисунок 3.20 – Уравнивание кулачка цилиндрической полостью

Аналогичным образом производится уравнивание кулачка с внутренней эксцентриковой поверхностью. В этом случае, чтобы уравнивать дисбалансы уравниваемого тела и цилиндрической полости внутреннего эксцентрика, необходимо, чтобы эксцентриситет цилиндрической полости был больше эксцентриситета уравниваемого тела, поскольку полость располагается внутри тела. Проведенные расчеты дисбаланса показывают, что если, например, принять радиус внутреннего эксцентрика $R_1 = 25$ мм, эксцентриситет $e_1 = 2$ мм, длину цилиндрического выреза $h = 19$ мм, то уравнивание достигается при $R_2 = 29$, $e_2 = 1$, $h = 20$ мм.

Благодаря тому, что центры тяжести дисбалансов лежат в одной плоскости, осуществляется полное уравнивание сателлита – статическое и моментное.

3.9 Экспериментальное исследование эксцентриково-кулачковых механизмов

Изготовлен макет планетарной эксцентриково-кулачковой передачи с кулачком с внутренними зубьями (рисунок 3.21).



Рисунок 3.21 – Детали планетарной эксцентриково-кулачковой передачи с внутренними зубьями

Действительный профиль кулачка образуется методом фрезерования на станке с ЧПУ концевой фрезой диаметром 8 мм, центр которой движется по центральному профилю.

Примем к расчету следующие параметры : эксцентриситет внутреннего кулачка (эксцентрика) $e = 2$ мм, радиус кулачка $R = 19$ мм, радиус ролика $r = 4$.

Уравнения (3.8) и (3.9) для центрального профиля кулачка при принятых значениях постоянных величин получают вид:

$$X_B = \left[2 \cos \alpha + 23 \sqrt{1 - 0,0075 \sin^2 \alpha} \right] \cos(0,0769\alpha); \quad (3.12)$$

$$Y_B = \left[2 \cos \alpha + 23 \sqrt{1 - 0,0075 \sin^2 \alpha} \right] \sin(0,0769\alpha). \quad (3.13)$$

Независимая переменная – угол α принимает значения в интервале от 0 до 2π .

Зубья нарезаны на станке с ЧПУ по приведенным выше формулам.

Проверка макета подтвердила его работоспособность. Люфтов и заклинивания передачи не наблюдалось, что подтверждает правильность расчетных формул.

Иногда указывается на аналогию этого механизма с подшипником качения с той разницей, что одна из беговых дорожек выполнена в виде зубьев. Кардинальное отличие механизма от подшипника качения состоит в том, что в подшипнике имеет место чистое качение шарика или ролика по беговым дорожкам, в то время как в данном механизме – качение со скольжением, причем скольжение очень значительно. Этот вывод следует из того, что длина пути, проходимого роликом по поверхности одного зуба, в несколько раз меньше пути, проходимого роликом по беговой дорожке на эксцентрике. Если взаимодействие ролика и эксцентрика считать как чистое качение, то взаимодействие ролика и зуба кулачка – качение со скольжением.

Аналогичное явление происходит и в паре ролик–сепаратор. Путь, проходимый точкой на поверхности ролика при его вращении, соответствующий длине беговой дорожки эксцентрика, во много раз больше перемещения точки контакта ролика и сепаратора за один оборот эксцентрика.

Указанные явления характерны для всех механизмов с промежуточными телами качения вне зависимости от их конструкции и определяют значительные потери на трение в механизмах с промежуточными телами качения. Однако при всем этом отмечается достаточно высокий КПД таких механизмов [2].

На рисунке 3.22 показана конструктивная схема механизма с внутренней эксцентриковой поверхностью. В этом случае сепаратор должен быть закреплен неподвижно на корпусе. Выходным звеном является кулачок с внешними зубьями.

Данную схему уже нельзя рассматривать как планетарный механизм – это рядовая передача с промежуточными телами качения. В схеме условно изображен шарик, хотя лучше использовать ролик – в этом случае улучшаются условия центрирования выходного звена и можно избежать необходимости применения подшипника. Выходной кулачок становится «плавающим», что улучшает распределение нагрузки по телам качения. Схема удобна также тем, что благодаря большим размерам эксцентрика легко осуществить его уравнивание за счет использования эксцентриситета наружной поверхности.

Кулачок с внешними зубьями представлен на рисунке 3.23.

В [2] отмечаются следующие достоинства планетарных передач с промежуточными телами качения:

- более высокий КПД по сравнению с зубчатыми планетарными передачами схожих размеров;
- более высокая нагрузочная способность по сравнению с другими

передачами тех же размеров;

- меньшие массогабаритные характеристики при той же передаваемой мощности;

- более низкая стоимость изготовления при тех же самых требованиях к точности передачи.

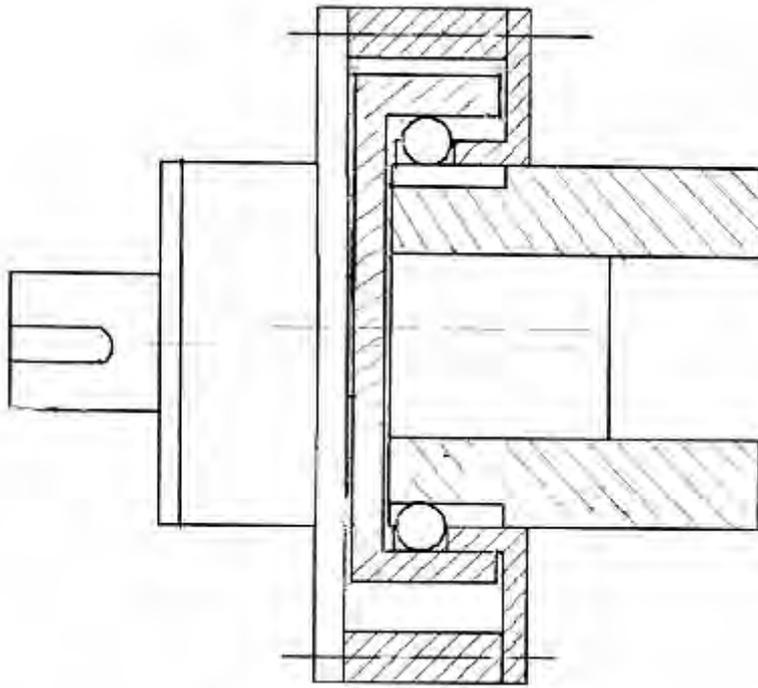


Рисунок 3.22 – Схема эксцентриково-кулачкового механизма с внутренней эксцентриковой поверхностью и внешними зубьями



Рисунок 3.23 – Кулачок с внешними зубьями

По имеющимся сведениям КПД передачи находится на уровне 0,8. В рекламных материалах производителя таких передач ООО НПО «Сибмаш» указывается, что применение редукторов с промежуточными телами качения, по сравнению с аналогами с традиционными конструкциями, позволило добиться следующих преимуществ:

- в 4 раза снизить вес;
- в 2 раза уменьшить габариты;
- в 1,9 раза снизить потребляемую мощность;
- в 2,5 раза повысить гарантийный срок службы.

Схема двухступенчатого планетарного механизма (см. рисунок 1.51) дает возможность использовать в качестве отдельных ступеней механизмы различного типа, причем в разных комбинациях.

Быстроходная ступень, которая в основном варианте рассматривалась как зубчатый планетарный механизм с 30-градусными эвольвентными зубьями, может быть выполнена в виде двухпериодного кулачково-эксцентрикового механизма. Достоинство данного варианта состоит в том, что эта передача полностью уравновешена и, кроме того, выходное звено вращается вокруг центральной оси. Крестовая муфта играет роль соединительного звена с тихоходной ступенью.

В другом варианте тихоходная ступень может быть выполнена как двухпериодный кулачково-эксцентриковый механизм. Благодаря тому, что, как уже отмечалось, входное звено с оппозитными эксцентриками может быть выполнено «плавающим», значительно упрощается конструкция и сборка передачи при использовании для соединения ступеней крестовой муфты или карданного вала. Силы, действующие с двух сторон на двойной эксцентрик со стороны тел качения, полностью уравновешены, что определяет повышенную долговечность передачи.

В рассматриваемой передаче тела качения сами центрируют эксцентрик. В этой схеме отпадает необходимость использования подшипника для установки двойного эксцентрика в рабочее положение, который в вышеприведенных планетарных зубчатых и циклоидальных механизмах является самым слабым элементом. Последнее обстоятельство – наиболее ценное преимущество передач с промежуточными телами качения перед всеми другими передачами.

Схема механизма с соединением ступеней карданным валом показана на рисунке 3.24.

При реализации конструкции механизма по рисунку 3.24 в качестве базы был использован редуктор, представленный на рисунке 1.54, в котором в быстроходной ступени применен циклоидально-цевочный редуктор. Передаточное отношение быстроходной ступени 11, тихоходной – 12.

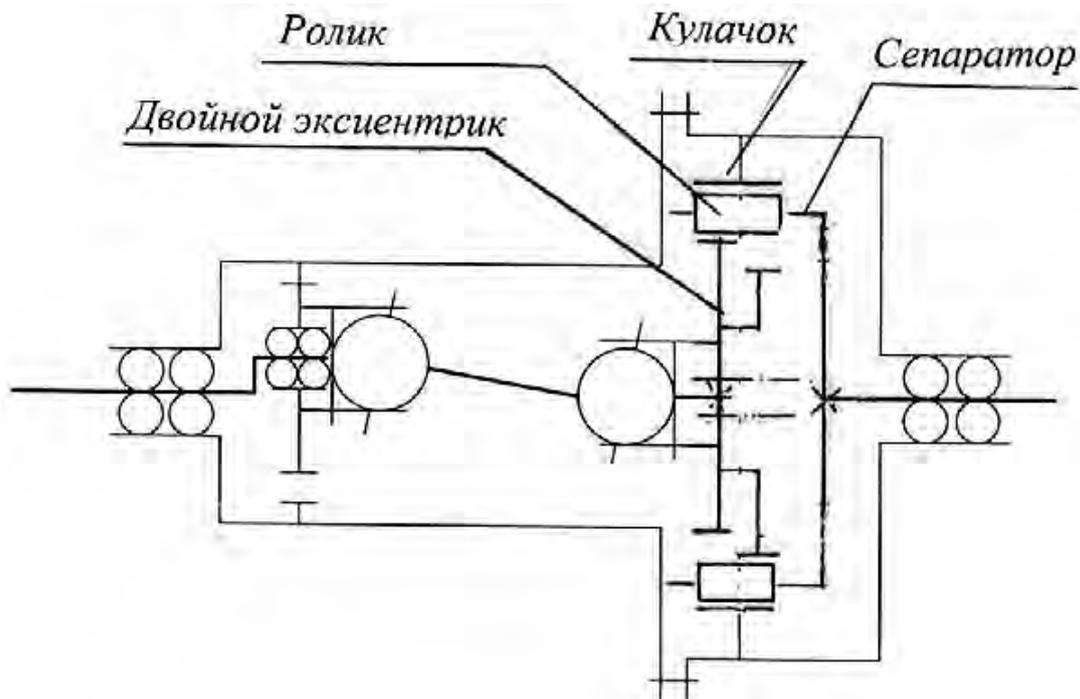


Рисунок 3.24 – Схема двухступенчатого планетарного механизма с кулачково-эксцентриковым механизмом в тихоходной ступени

3.10 Планетарные передаточные механизмы с промежуточными телами качения осевого типа

В последнее время возрос интерес к одному из подвидов передаточных планетарных механизмов с промежуточными телами качения – передачам осевого типа. Рассмотренные выше передачи относились к радиальному типу. В передаче осевого типа рабочие поверхности кулачков располагаются на цилиндрических поверхностях. Передача реализуется в виде концентрических втулок с рабочими поверхностями, выполненными как пространственные цилиндрические кулачки, при этом освобождается внутреннее пространство, что позволяет использовать его для технологических целей.

Проще всего идею передачи объяснить с позиции известного и используемого в технике винтового механизма с перекрестной винтовой линией (рисунок 3.25).

Представим себе винт, на котором нарезаны две оппозитно расположенные канавки, выполненные как винтовые линии постоянного угла наклона. Одна – с левым углом наклона винтовой линии, другая – с правым (см. рисунок 3.25). Если вращать винт, а шарик каким-то образом удерживать от вращения вместе с винтом, шарик, двигаясь по винтовой канавке, вынужден перемещаться до края левой винтовой линии, а затем после перехода на правую возвращаться назад. Таким образом, он будет совершать возвратно-поступательное движение.

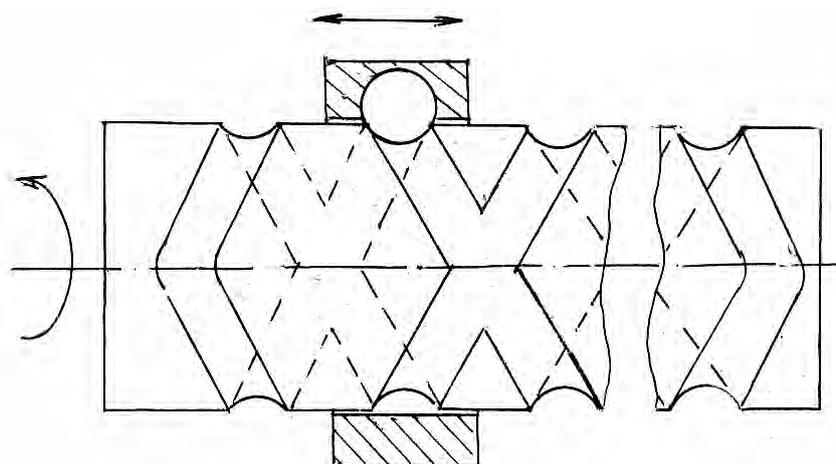


Рисунок 3.25 – Схема винтового механизма с перекрестной резьбой

Усовершенствуем этот механизм. Добавим гайку с двумя такими же внутренними оппозитными винтовыми канавками, но с другим углом наклона. Между винтом и гайкой концентрично расположим втулку с продольными прорезями, которую в дальнейшем будем называть сепаратором. В эти прорези помещены шарики, контактирующие одновременно с винтовыми линиями винта и гайки. Если остановить сепаратор и вращать винт, шарики будут вынуждены перемещаться по прорези сепаратора, воздействуя при этом на винтовую линию гайки. В результате гайка повернется на угол, отличающийся от угла поворота винта, т. к. углы наклона винтовых линий у них разные. Если, например, у гайки больший угол подъема винтовой линии, чем у винта, она повернется на меньший угол, чем винт.

Поскольку винт имеет конечную длину, для непрерывности процесса преобразования вращения следует задействовать вторую винтовую линию винта с противоположным углом наклона. При неизменном направлении вращения винта шарик будет двигаться в направлении, противоположном первоначальному, воздействуя на другую винтовую линию гайки. В связи с тем, что наклон винтовой линии изменился на противоположный, при реверсировании направления движения шарика винтовая линия, а с ней и гайка будут поворачиваться в прежнем направлении.

В рассмотренной схеме использованы два винтовых механизма – прямой и обратный. В первом механизме происходит преобразование вращения винта в поступательное движение шарика, во втором, наоборот, – поступательного движения шарика во вращательное движение гайки.

Таким же образом совершается преобразование вращательного движения в планетарном механизме осевого типа с промежуточными телами качения, состоящего из двух простых винтовых механизмов, а именно из прямого и обратного, размещенных концентрически на одной оси и связанных шариком, помещенным между двумя винтовыми линиями.

В планетарном механизме осевого типа применяются многозаходные винты и гайки с укороченной длиной, соответствующей одному полному

витку винтовой линии (рисунок 3.26). Благодаря этому снимаются проблемы, связанные с пересечением винтовых линий, и упрощается переход тела качения с одной винтовой линии на другую. Кроме того, оказывается возможным использовать несколько тел качения, что благоприятно сказывается на работоспособности механизма.

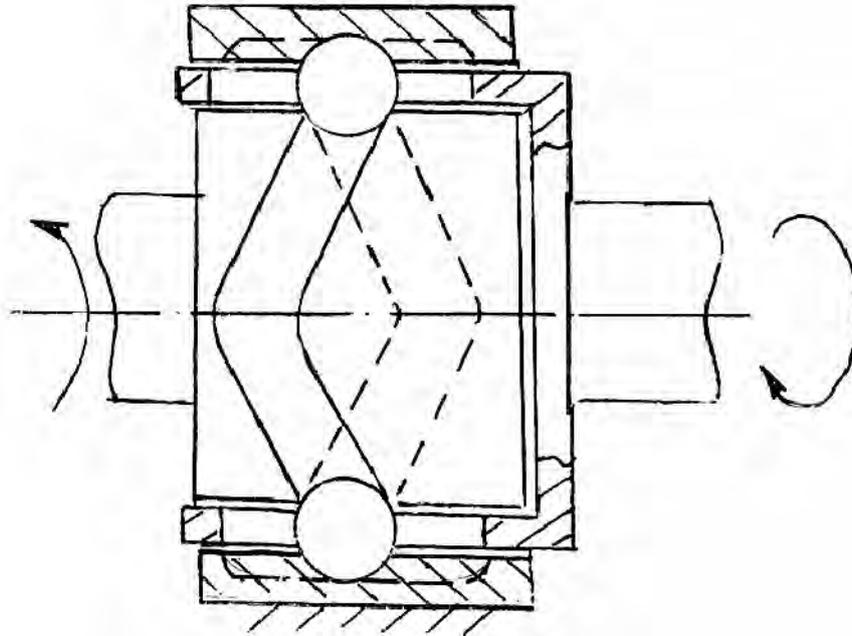


Рисунок 3.26 – Устройство осевой передачи

Число шариков равно числу винтовых линий. Шарик объединены сепаратором с прорезями, параллельными общей оси механизма.

По своему устройству механизм во многом напоминает шариковый подшипник с тем отличием, что здесь беговые дорожки образованы винтовыми линиями. Известны попытки осуществить на основе шарикового подшипника фрикционный планетарный механизм. Если сепаратор остановлен, имеет место рядовая фрикционная передача с передаточным отношением, определяемым соотношением диаметров беговых дорожек. Если в шариковом подшипнике наружное кольцо остановлено, его можно рассматривать как планетарный механизм, в котором шарик являются сателлитами, а сепаратор – водилом. Именно в таком варианте обычно используется планетарный механизм осевого типа с шариками. Но в этом случае из-за наклона беговых дорожек это уже не фрикционная передача, а передача зацепления с большими возможностями трансформации крутящих моментов.

Каждую пару винтовых линий разного направления можно рассматривать как отдельный кулачок или как зуб. Если зубьев несколько, профиль кулачка можно рассматривать как многопериодную кривую, если зуб один – как однопериодную, а сами звенья – как многопериодные и однопе-

риодные кулачки, указывая тем самым на особое место данного механизма в классе пространственных кулачковых механизмов.

Для выяснения условий взаимодействия кулачков и сепаратора представим развертку на плоскость цилиндрической поверхности, на которой вынуждены находиться шарики, перемещающиеся по своим беговым дорожкам. Для определенности будем считать, что внутренний ведущий кулачок однопериодный, а внешний неподвижный – шестипериодный. Сепаратор является ведомым звеном (рисунок 3.27). Эта схема позволяет рассматривать вместо механизма с вращающимися звеньями кинематически эквивалентный ему механизм с поступательно движущимися кулачками, находящими применение на практике и называемыми в теории кулачковых механизмов горками.

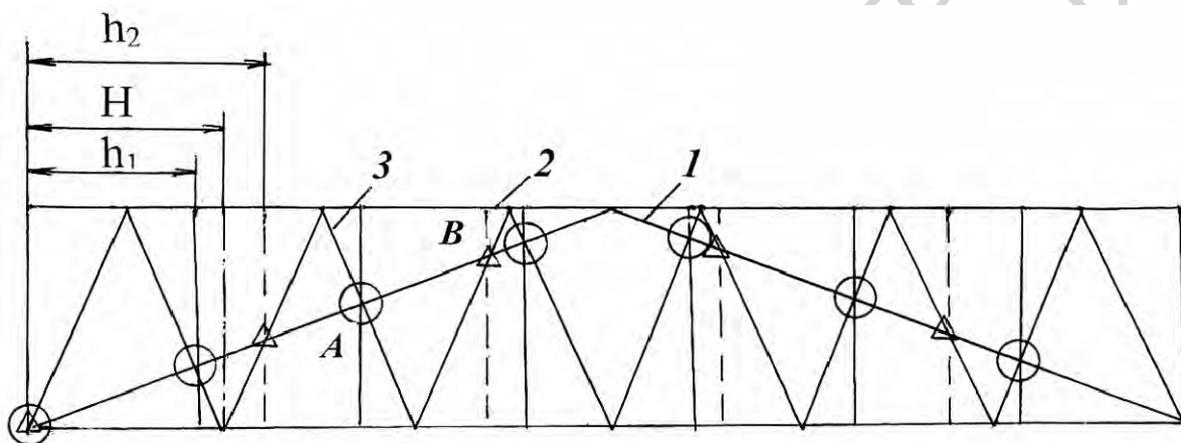


Рисунок 3.27 – Взаимодействие зубьев кулачков и сепаратора в осевой передаче

На развертке винтовые линии с постоянным углом наклона выглядят как отрезки прямых. Линии, определяющие профиль зуба многопериодного кулачка, пересекаются в двух точках с соответствующими линиями однопериодного. Точки пересечения линий, определяющих профиль зуба, можно отнести к двум группам. На рисунке 3.27 кружками отмечены точки первой группы, а треугольниками – второй. Точки, отмеченные кружками, расположены на одинаковых расстояниях друг от друга вдоль оси абсцисс, так же, как и точки, отмеченные треугольниками, что вытекает из простых геометрических свойств этих линий как проекций равных отрезков. Для двух групп расстояния h_1 и h_2 разные, что и послужило критерием отнесения точек к соответствующей группе.

Проведем через точки с кружками параллельные отрезки, подразумеваемая под ними прорези сепаратора, и поместим в них шарики. В данном примере таких отрезков будет семь, т. е. на единицу больше, чем число зубьев многопериодного кулачка.

Проанализируем поведение звеньев в движении, перемещая налево ведущий однопериодный кулачок. Рассмотрим вначале его левую ветвь.

Нетрудно увидеть, что при поступательном перемещении кулачка налево точки пересечения, понимаемые уже как шарики, понуждаются существующими связями двигаться вдоль линии зуба неподвижного многопериодного кулачка. Перемещаясь по прорези сепаратора, шарики заставляют сепаратор двигаться налево.

При перемещении правой ветви однопериодного кулачка шарики заставляют сепаратор двигаться налево. Таким образом, хотя шарики двигаются в разных направлениях, они согласовано перемещают сепаратор налево.

Через точки, отмеченные треугольниками, можно провести только пять линий с шагом h_2 (штриховые линии), т. е. на единицу меньше, чем число зубьев многопериодного кулачка.

Шарики, помещенные в точках, отмеченных треугольниками, при том же направлении движения ведущего кулачка вынуждены двигаться вниз и направо, перемещая сепаратор по-прежнему направо.

Если произвести соответствующие вычисления, то можно обнаружить, что h_1 меньше N на $1/7 N$, а h_2 больше N на $1/5 N$. Отсюда следует, что при перемещении ведущего однопериодного кулачка на один период, что соответствует его полному обороту, сепаратор перемещается на один шаг, равный h_1 или h_2 .

Если переходить от рассмотренного частного примера к общему случаю, можно считать доказанным, что при однопериодном ведущем кулачке для существования передачи число прорезей сепаратора должно быть на единицу больше или на единицу меньше числа зубьев многопериодного кулачка. Передаточное отношение передачи равно числу прорезей сепаратора и может иметь знак «плюс» или «минус».

На основе аналогичного анализа можно установить, что передаточное отношение передачи с ведущим кулачком с большим числом периодов равно разности или сумме числа периодов ведущего кулачка и числа зубьев ведомого кулачка, деленной на число периодов ведущего кулачка.

Из анализа картины взаимодействия зубьев кулачков на рисунке 3.27 можно сделать первый, но очень важный вывод. Для существования передачи необходимо, чтобы числа зубьев обоих кулачков соотносились таким образом, чтобы при переходе тела качения через вершину однопериодного кулачка происходила смена контактирующего с ним бокового профиля многопериодного кулачка с левого на правый. Только при таком условии при опускании тела качения сохраняется направление движения ведомого звена, будь то сепаратор или многопериодный кулачок.

К таким же выводам можно прийти построением планов скоростей механизма (рисунок 3.28). Обозначим какую-нибудь точку пересечения из первой группы точек буквой A . Рассмотрим скорость точки A (см. рисунок 3.28, а), относя ее к трем звеньям – однопериодному кулачку 1, сепаратору 2, многопериодному кулачку 3. Для этого снабдим букву A соответ-

ствующими индексами 1, 2, 3.

Предположим, что, как и раньше, однопериодный кулачок движется налево. Из полюса p проведем вектор скорости точки $A_1 - V_{A1}$. Из начала и конца этого вектора – линии, параллельные левому профилю зуба кулачка 1 и правому профилю зуба кулачка 3. Точка их пересечения определит векторы $V_{A2,A1}$ и $V_{A2,A3}$. Разложив вектор $V_{A2,A3}$ на направление вдоль прорези и перпендикулярно сепаратора, найдем вектор V_{A2} , указывающий направление движения сепаратора. При числе прорезей сепаратора на единицу большем числа зубьев кулачка сепаратор движется в ту же сторону, что и кулачок 1. Выполнив точное построение в масштабе и измерив векторы, обнаружим, что вектор V_{A1} ровно в 7 раз больше вектора V_{A2} , что также подтверждает ранее сделанный вывод.

Точно таким же способом построения плана скоростей для точки из другой группы точек пересечения, точки B , придем к выводу, что вектор V_{B2} направлен в сторону, противоположную движению кулачка 1, и ровно в 5 раз меньше вектора V_{B1} , что и требовалось доказать (см. рисунок 3.28, б).

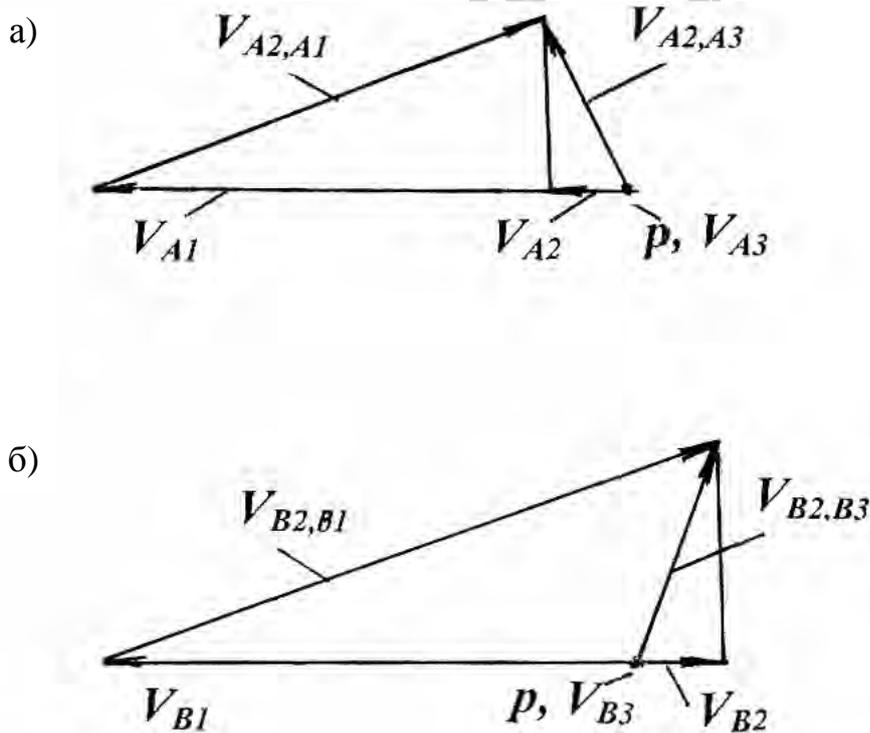


Рисунок 3.28 – Планы скоростей осевого механизма

Ценность построенного плана скоростей состоит еще и в том, что он позволяет сделать обоснованные выводы для определения скоростей тела качения относительно соответствующих профилей кулачков и сепаратора и на этом основании оценить соотношение скоростей качения и скольжения в кинематических парах. Для рассматриваемой передачи данный пока-

затель является основным критическим параметром. Коэффициент полезного действия ее прежде всего зависит от этого параметра. Существуют даже предложения по применению составного тела качения с целью повышения КПД передачи.

При использовании пересекающихся винтовых линий для профилирования зубьев кулачков при прохождении шарика через точку пересечения возникает удар, причем жесткий, из-за мгновенного изменения направления движения шарика. Для того чтобы этого не происходило, необходимо использовать гладкую переходную кривую. В известных исследованиях вместо винтовой линии применяется эллиптическая кривая, которая при разворачивании на плоскость превращается в синусоиду. Это послужило основанием назвать передачу синусошариковой [8].

Эллипс можно рассматривать как сжатую или растянутую окружность. Если цилиндр разрезать двумя плоскостями, одна из которых расположена перпендикулярно оси цилиндра, а вторая наклонена к ней под углом β , то в сечении образуется эллипс как равномерно растянутая окружность с коэффициентом растяжения $k = a / b$, где a и b – полуоси эллипса. Далее из геометрических построений нетрудно доказать, что при развертке цилиндра, на котором располагается эллипс, на плоскость образуется синусоидальная кривая с амплитудой, равной $\text{tg}\beta$, где β – угол между двумя плоскостями.

Считается, что в данной осевой передаче с синусоидальными профилями зубьев сохраняется строгое постоянство передаточного отношения на протяжении всего периода контакта шариков с кулачками [8]. Это утверждение нуждается в теоретическом обосновании.

Доказательство основывается на следующих рассуждениях. Рассмотрим две синусоиды одинаковой амплитуды, но с различными периодами (рисунок 3.29). Примем во внимание известное положение математики, что производная в каждой точке кривой (не обязательно синусоиды) равна тангенсу наклона касательной в этой точке. Можно доказать, что для двух точек на синусоидах, имеющих одинаковые ординаты, вне зависимости от значения ординаты отношение тангенсов углов наклона касательных в этих точках представляет постоянную величину, равную отношению периодов данных синусоид.

Запишем уравнение синусоид:

$$y = A \sin k_1 \cdot x; \quad y = A \sin k_2 \cdot x.$$

Коэффициенты k_1 и k_2 представляют круговые частоты и связаны с периодами соотношением

$$T = \frac{2\pi}{k}.$$

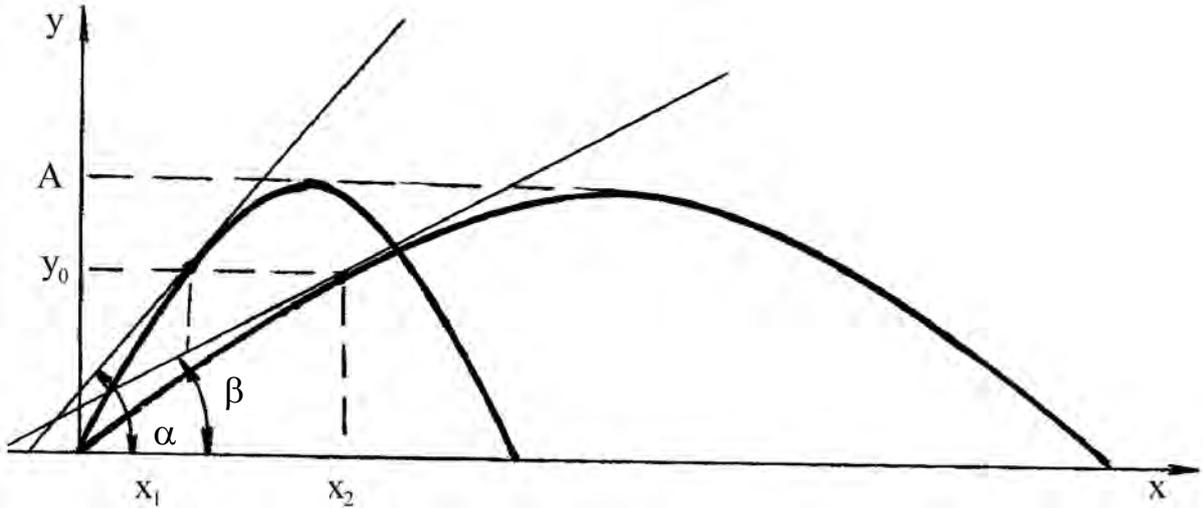


Рисунок 3.29 – К доказательству свойства синусоидальных кривых

Выберем две точки с одинаковыми ординатами y_0 :

$$y_0 = A \sin k_1 \cdot x_1 = A \sin k_2 \cdot x_2,$$

отсюда

$$\sin k_1 \cdot x_1 - \sin k_2 \cdot x_2 = 0.$$

Согласно известной формуле тригонометрии разность синусов может быть представлена в виде

$$2 \sin \frac{k_1 \cdot x_1 - k_2 \cdot x_2}{2} \cos \frac{k_1 \cdot x_1 + k_2 \cdot x_2}{2} = 0.$$

Приравняв любой из сомножителей нулю, окончательно получим следующее выражение:

$$k_1 \cdot x_1 = k_2 \cdot x_2. \quad (3.14)$$

Определим производные в выбранных точках синусоид (тангенсы углов наклона касательных):

$$\operatorname{tg} \alpha = A k_1 \cos k_1 \cdot x_1; \quad \operatorname{tg} \beta = A k_2 \cos k_2 \cdot x_2.$$

С учетом равенства (3.14) получим окончательный результат

$$\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{Ak_1 \cos k_2 \cdot x_2}{Ak_2 \cos k_2 \cdot x_2} = \frac{k_1}{k_2} = \operatorname{const}.$$

Как было показано выше, постоянство отношений тангенсов углов наклона касательных к профилям кулачков свидетельствует о постоянстве передаточного отношения.

Заметим, что оба кулачка должны быть выполнены либо с использованием винтовых линий постоянного шага, либо с синусоидальными кривыми. Если один из кулачков, например, ведущий, выполнен в форме эллиптической кривой, что означает развертку на цилиндр в виде синусоиды, а второй кулачок с профилем винтовой линии, будет нарушено постоянство передаточного отношения.

Обращаясь к рисунку 3.28, можно сделать заключение, что при постоянстве отношения тангенсов углов α и β будет постоянным и отношение V_{A1} и V_{A2} , а также V_{B1} и V_{B2} , что и требовалось доказать.

В отношении планов скоростей на рисунке 3.28 это равносильно утверждению, что точка пересечения векторов $V_{A2,A1}$ и $V_{A2,A3}$, а также векторов $V_{B2,B1}$ и $V_{B2,B3}$ находится на одной и той же вертикальной линии, хотя сами векторы для различных точек профилей кулачков будут различны из-за того, что профили зубьев кулачков представляют кривые линии.

Преимуществом осевой передачи перед радиальной является то, что в осевой передаче появляется возможность иметь как на ведущем звене, так и на многопериодном кулачке не по одной, как это имеет место в радиальной передаче, а по две эквидистантные беговые дорожки. При работе передачи тело качения находится в силовом взаимодействии попеременно с разными беговыми дорожками. Это в конечном счете приводит к удвоению числа тел качения, участвующих в передаче усилия.

Еще одно достоинство осевой передачи заключается в том, что внутренняя полость передачи свободна и в ней может разместиться дополнительная передача. Тем самым можно уменьшить продольный габарит двухступенчатого планетарного механизма.

Метод планов скоростей может быть применен и к анализу кинематики рассмотренной ранее передачи радиального типа. Для этого необходимо произвести развертку окружностей двух кулачков на прямую линию. Полученная картина будет сходна с картиной на рисунке 3.27 с тем отличием, что профили зубьев будут представлены прямыми линиями только в том случае, если в качестве их используются спирали Архимеда. Предположим, что число зубьев кулачка 3 равно шести, число зубьев кулачка 1 – единице (однопериодный кулачок). Проведя соответствующий анализ, получим совершенно те же результаты, что и для кулачка осевого типа. Отсюда следует общий вывод, что в радиальном двухкулачковом механизме при однопериодном ведущем кулачке число прорезей должно быть на единицу меньше либо на единицу больше числа зубьев кулачка.

Второй вывод – передаточное отношение равно числу прорезей сепаратора. Третий вывод – если число прорезей сепаратора больше числа зубьев кулачка 3, передаточное отношение положительно, если меньше – отрицательно.

Механизмы с промежуточными телами качения могут быть реализованы как планетарные механизмы и как рядовые. Если, оставаясь в рамках той же схемы, сепаратор сделать неподвижным звеном, а многопериодный кулачок – подвижным, получим рядовую передачу. В таком варианте механизм также может быть использован как передаточный.

Выясним соотношение планетарного и рядового вариантов на основании рисунка 3.27.

Зададимся вопросом, насколько должен переместиться сепаратор в планетарном механизме при перемещении однопериодного кулачка 1 на один период влево для того, чтобы изображенная на рисунке 3.27 схема расположения звеньев в точности повторилась. Ответ очевиден – сепаратор должен переместиться на шаг, равный h_1 или h_2 в зависимости от того, используются ли точки-кружки или точки-треугольники. В отрезке по горизонтальной оси, соответствующей полному периоду кулачка 1, размещается ровно $Z_3 - 1$ или $Z_3 + 1$ прорезей сепаратора, где Z_3 – число зубьев неподвижного многопериодного кулачка 3. Отсюда следует, что абсолютная величина передаточного отношения равна отношению двух отрезков по горизонтальной оси: отрезка, соответствующего полному периоду кулачка 1 к шагу прорези, т. е. $Z_3 - 1$ или $Z_3 + 1$. Из анализа картины взаимодействия звеньев делаем вывод, что направление движения сепаратора совпадает с направлением движения кулачка 1 – в случае использования точек-кружков и противоположно ему – в случае использования точек-треугольников.

Рассмотрим тот же вопрос и для рядового варианта передачи.

Из рисунка 3.27 следует, что если сепаратор неподвижен, то при перемещении однопериодного кулачка 1 влево на один период картина, представленная на этом рисунке, повторится, если кулачок 3 переместится на шаг зубьев H , причем это перемещение может быть налево или направо в зависимости от того, применяется точка А или точка В: если точка А, перемещение происходит направо, если точка В – налево. Следовательно, передаточное отношение равно числу зубьев кулачка 3 со знаком «плюс» или «минус»: при использовании точек-кружков – знак «минус», точек-треугольников – знак «плюс».

Данное обстоятельство зависит от числа прорезей сепаратора. Если число прорезей меньше числа зубьев кулачка, передаточное отношение имеет знак «плюс», если больше – знак «минус».

При сопоставлении полученных результатов для планетарного и рядового механизмов можно сделать вывод, что соотношение передаточных отношений для рядовой и планетарной передач вплоть до знаков при ис-

пользовании подчиняется зависимости

$$i_{пл} = 1 - i_{зр}. \quad (3.15)$$

Проверим эту формулу на числовом примере, соответствующем рисунку 3.27. Если применяется группа точек-кружков, то передаточное отношение зубчатого ряда равно -6 , тогда передаточное отношение планетарного механизма равно $+7$, т. е. числу прорезей; если группа точек-треугольников, передаточное отношение зубчатого ряда равно $+6$, тогда передаточное отношение планетарного механизма равно -5 .

Зависимость (3.15) представляет ничто иное, как известную формулу для обычного планетарного зубчатого механизма (формулу Виллиса). Тем самым еще раз подтверждается справедливость отнесения передаточных механизмов с промежуточными телами качения к планетарным.

Картина силового взаимодействия между телами качения и остальными элементами передачи зависит от выбора геометрических параметров передачи и чисел зубьев кулачков. В то же время она определяет КПД передачи. Поэтому представляет интерес выяснение зависимости КПД механизма от передаточного отношения и его оптимизация за счет надлежащего выбора геометрических параметров передачи.

Список литературы

1 **Бережнов, С. Б.** Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения / С. Б. Бережнов. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 242 с.

2 **Беляев, А. Е.** Механические роликовые передачи с шариковыми промежуточными телами / А. Е. Беляев. – Томск : ТПУ, 1992. – 231 с.

3 Цилиндрические зубчатые передачи внутреннего зацепления / И. А. Болотовский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1974. – 194 с.

4 Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Веркер [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1973. – 463 с.

5 **Готовцев, А. А.** Проектирование цепных передач / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. – М. : Машиностроение, 1973. – 331 с.

6 **Гавриленко, В. А.** Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В. А. Гавриленко. – М. : Машиностроение, 1969. – 432 с.

7 **Иванов, М. Н.** Волновые зубчатые передачи / М. Н. Иванов. – М. : Высш. шк., 1981. – 180 с.

8 **Игнатищев, Р. М.** Синусошариковые редукторы / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с.

9 **Крайнев, А. Ф.** Словарь-справочник по механизмам / А. Ф. Крайнев. – М. : Машиностроение, 1987. – 560 с.

10 **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 307 с.

11 **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.

12 **Литвин, Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений / Ф. Л. Литвин. – М. : Наука, 1968. – 585 с.

13 **Подураев, Ю. В.** Мехатроника: основы, методы, применение / Ю. В. Подураев. – М. : Машиностроение, 2003. – 250 с.

14 **Решетов, Л. Н.** Самоустанавливающиеся механизмы : справочник / Л. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1979. – 334 с.

15 **Скойбеда, А. Т.** Ременные передачи / А. Т. Скойбеда, А. Н. Никончук. – Минск : Наука и техника, 1995. – 215 с.

16 **Ставровский, В. В.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы / В. В. Ставровский, Т. А. Ремнева, С. М. Казакивичус // Прогрессивные зубчатые передачи : сб. науч. тр. – Новоуральск : НТИ, 2003. – 152 с.

17 **Скворцова, Н. А.** Внутреннее эвольвентное зацепление для случая, когда разность чисел зубьев колес равна единице / Н. А. Скворцова // Труды семинара по теории механизмов и машин. – М. : АН СССР, 1949. – Т. 7, вып. 25. – С. 85–90.

18 Теория механизмов : учеб. пособие для вузов / Под ред. В. А. Гавриленко. – М. : Высш. шк., 1973. – 509 с.

19 Харитонов, С. А. Автоматические коробки передач / С. А. Харитонов. – М. : Астрель, 2003. – 335 с.

20 Юдин, В. Л. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – 526 с.

21 Циклоидальные редукторы : каталог. – Минск : Белробот, 2003. – 53 с.

22 Twinspin. Solution for precision : catalogue. – Presov : Slovakia, 2000. – 54 p.

23 Часовников, Л. Д. Передачи зацеплением / Л. Д. Часовников. – М. : Машиностроение, 1969. – 487 с.

24 Борисенко, Л. А. Манипуляторы. Механика поворотов / Л. А. Борисенко. – Минск : Тэхналогія, 2001. – 121 с.

25 Борисенко, Л. А. Малогабаритный планетарный редуктор общемашиностроительного применения / Л. А. Борисенко, В. Л. Комар // Сб. тр., посвящ. 40-летию высш. технол. шк. – Кружевач : Югославия, 2001. – С. 34–39.

26 Борисенко, Л. А. Усовершенствование автомобильной ременной передачи / Л. А. Борисенко // Юпитер : материалы 27-й конф. – Белград : Югославия, 2001. – С. 46–40.

27 Борисенко, Л. А. Разработка передаточных механизмов для мехатронных устройств на базе зубчатых ременных передач / Л. А. Борисенко // Reseach and development in mechanical industry : материалы конф. – Врница Баня : Сербия, 2002. – С. 45–49.

28 Борисенко, Л. А. Малогабаритный планетарный редуктор общемашиностроительного применения / Л. А. Борисенко, В. Л. Комар, А. А. Горшкова // Вестн. МГТУ. – 2003. – № 2 (5). – С. 16–18.

29 Борисенко, Л. А. Разработка планетарного редуктора лебедки лифта / Л. А. Борисенко, В. Л. Комар // Перспективные технологии, материалы и системы : сб. тр. – Могилев : МГТУ, 2003. – С. 24–28.

30 Планетарные механизмы для микромехатроники / Л. А. Борисенко [и др.] // Прогрессивные технологии, технологические процессы и оборудование : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 15–16 мая 2003 г. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2004. – С. 25–26.

31 Борисенко, Л. А. Обоснование возможности применения внутреннего зубчатого зацепления с малой разностью чисел зубьев в планетарных редукторах / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова // Современные методы проектирования машин : сб. тр. – Минск : БНТУ, 2004. – С. 59–64.

32 Борисенко, Л. А. Механика промышленных роботов и манипуляторов с электроприводом / Л. А. Борисенко, А. В. Самойленко. – Минск : Высш. шк., 1992. – 234 с.

33 Борисенко, Л. А. Исследование и моделирование двухступенчатого планетарного редуктора с большим передаточным отношением для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2005. – № 4. – С. 55–59.

34 **Борисенко, Л. А.** Новые передаточные механизмы для мехатронных устройств / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 69–76.

35 **Борисенко, Л. А.** Механика манипуляторов : монография / Л. А. Борисенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 212 с.

36 **Борисенко, Л. А.** Кинематика планетарного редуктора с пальцевым карданом / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 61–69.

37 Исследование кинематики безлюфтовых планетарных передаточных механизмов для мехатронных модулей движения / Л. А. Борисенко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 23–30.

38 **Борисенко, Л. А.** Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 69–75.

39 **Борисенко, Л. А.** Основы проектирования цепных планетарных редукторов с втулочными и роликовыми приводными цепями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 4. – С. 33–39.

40 **Борисенко, Л. А.** Основы проектирования цепных планетарных редукторов с мелко модульными зубчатыми цепями / Л. А. Борисенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 24–34.

41 **Борисенко, Л. А.** Типовой ряд двухступенчатых планетарных механизмов / Л. А. Борисенко, Д. Н. Калеев // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 3. – С. 6–16.

42 **А. с. 1704535 СССР, МКИ F 16 H 57/12.** Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 445251/28 ; заявл. 30.06.88 ; опубл. 08.09.91. – 3 с.

43 **А. с. 1768830, МКИ F 16 H 1/32.** Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 4681348/28 ; заявл. 18.04.89 ; опубл. 15.10.92. – 3 с.

44 **А. с. 1768853, МКИ F 16 H 57/12.** Планетарная передача / Л. А. Борисенко (СССР). – № 4677190/28 ; заявл. 11.04.89 ; опубл. 15.06.92. – 3 с.

45 **Пат. 4493 РБ, МКИ⁷ F 16H1/ 32.** Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 19980569 ; заявл. 15.06.98 ; опубл. 30.06.02. – 3 с.

46 **Пат. 7322 РБ, МКИ F 16 H 55/00.** Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко. – № 20100703 ; заявл. 13.04.98 ; опубл. 30.05.02. – 3 с.

47 **Пат. 5731 РБ, МКИ⁷ F 16 H 7/02.** Ременная передача / Л. А. Борисенко. – № 20000286 ; заявл. 28.03.00; опубл. 30.12.03. – 3 с.

48 **Пат. 8691 РБ, МКИ F 16 H 1/32.** Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова. – № 20040232 ; заявл. 22.03.04 ; опубл. 30.09.05. – 3 с.

49 **Пат. 8614 РБ, МКИ F 16 G 5/00.** Клиновой ремень / Л. А. Борисенко. – № 20040233 ; заявл. 22.03.04 ; опубл. 30.10.06. – 3 с.

50 **Пат. 4607 РБ, МКИ F 16 H 55/00.** Планетарная передача / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова, И. В. Маевский. – № 20070888 ; заявл. 14.12.07 ; опубл. 30.08.08. – 3 с.

51 Пат. 4250 РБ, МКИ F 16 H 55/00. Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

52 Пат. 5247 РБ, МКИ F 16 55/00. Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко. – № 2080770 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 14.10.08. – 3 с.

53 Пат. 10766 РБ, МКИ F 16 H 9/02. Плавнорегулируемая передача / А. М. Даньков, Л. А. Борисенко, П. Е. Алашков, А. А. Кузьменков. – № 20050216 ; заявл. 09.03.05 ; опубл. 30.06.08. – 3 с.

54 Пат. 4249 РБ, МКИ F 16 H 7/02. Клиновой ремень / Л. А. Борисенко. – № 20070479 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 08.02.08. – 3 с.

55 Пат. 5275 РБ, МКИ F 16 H 1/00. Планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 20080619 ; заявл. 01.08.08 ; опубл. 30.06.09. – 3 с.

56 Пат. 5074 РБ, МКИ F 16 H 55/00. Планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 20080623 ; заявл. 05.08.08 ; опубл. 28.02.09. – 3 с.

57 Пат. 11525 РБ, МКИ F 16 H 9/26. Зубчато-цепная передача / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20060764 ; заявл. 28.02.08 ; опубл. 28.02.2009. – 3 с.

58 Пат. 5960 РБ, МКИ F 16 H 55/00. Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко. – № 20090632 ; заявл. 17.07.09 ; опубл. 08.02.10. – 3 с.

59 Пат. 5965 РБ, МКИ F 16 H 55/00. Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко. – № 20090650 ; заявл. 23.07.09 ; опубл. 28.02.10. – 3 с.

60 Пат. 7085 РБ, МКИ F 16 H 9/26. Зубчато-цепная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 20100702 ; заявл. 09.08.10 ; опубл. 28.02.11. – 3 с.

61 Пат. 8293 РБ, МКИ F 16 H 9/26. Зубчато-цепная планетарная передача / Л. А. Борисенко, Д. Н. Калеев. – № 2011054 ; заявл. 03.10.11 ; опубл. 30.06.12. – 3 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1 Применение планетарных механизмов схемы К-Н-V с разностью чисел зубьев в один зуб в приводах мехатронных устройств	7
1.1 Задачи исследования.....	7
1.2 Особенности геометрии передач внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб.....	19
1.3 Условия работы зубьев во внутреннем зацеплении	24
1.4 Экспериментальное исследование зубчатых передач внутреннего зацепления с разностью чисел зубьев в один зуб.....	27
1.5 Анализ и оптимизация схем механизмов W	42
1.6 Математическое моделирование стержневого механизма пальцевого кардана	49
1.7 Разработка конструкций и испытание макетов и опытных образцов двухколесных планетарных механизмов с разностью чисел зубьев колес в один зуб	58
1.8 Типовой ряд двухступенчатых планетарных механизмов	69
1.9 Определение КПД передачи и проектирование экспериментальных редукторов типового ряда	73
2 Планетарные механизмы с гибкими связями.....	80
2.1 Образование планетарных механизмов с гибкими связями.....	80
2.2 Классификация планетарных механизмов с гибкими связями	83
2.3 Основные параметры и свойства нового класса планетарных механизмов с зубчато-ременной гибкой связью.....	85
2.4 Экспериментальные исследования зубчато-ременных планетарных редукторов	89
2.5 Выбор параметров и разработка конструкции роликовой гибкой связи.....	92
2.6 Усовершенствование зубчатого ремня	97
2.7 Планетарные механизмы с фрикционной гибкой связью.....	101
2.8 Проектирование схем цепных планетарных редукторов.....	106
2.9 Определение КПД цепных планетарных механизмов	111
2.10 Виды и особенности конструкций приводных цепей, используемых для цепных планетарных передач.....	112
2.11 Экспериментальное исследование цепных планетарных механизмов с роликовыми цепями.....	117
2.12 Разработка планетарных механизмов с мелко модульной зубчатой цепью.....	120
2.13 Передача с деформируемым разрезным зубчатым колесом	130

3 Планетарные передаточные механизмы с промежуточными телами качения	136
3.1 Общие сведения о циклоидальных кривых и циклоидальном зацеплении	136
3.2 Циклоидально-цевочное зацепление	139
3.3 Геометрия циклоидально-цевочного зацепления	141
3.4 Проектирование и испытание планетарного редуктора с циклоидально-цевочным зацеплением.....	146
3.5 Планетарная эксцентриково-кулачковая передача.....	152
3.6 Вывод формул для определения профиля зуба кулачка с внутренними зубьями.....	159
3.7 Вывод формул для определения профиля кулачка с внутренней эксцентриковой поверхностью.....	162
3.8 Уравновешивание эксцентриков	163
3.9 Экспериментальное исследование эксцентриково-кулачковых механизмов.....	166
3.10 Планетарные передаточные механизмы с промежуточными телами качения осевого типа	170
Список литературы	181

Научное издание

Борисенко Леонид Анатольевич

**МАЛОГАБАРИТНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ
МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ**

Редактор **И. В. Голубцова**

Художественное оформление обложки **Е. С. Фитцова**

Технический редактор **А. А. Подошевка**

Компьютерный дизайн **И. А. Алексеюс**

Подписано в печать 4.11.13. Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 10,92. Уч.-изд. л. 11,0. Тираж 100 экз. Заказ № 790.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/0548519 от 16.06.2009.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.