

На правах рукописи

Ан И-Кан

*СИНТЕЗ, ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ
ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С НЕКРУГЛЫМИ ЗУБЧАТЫМИ
КОЛЕСАМИ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН*

01 .02. 06 – “Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры”,
05. 02. 18 – “Теория механизмов и машин”

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Томск – 2001

Работа выполнена на кафедре “Теоретическая и прикладная механика”
Томского политехнического университета (ТПУ)

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор Беляев А.Е.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Дворников Л.Т.

доктор технических наук, профессор Силич А.А.

доктор технических наук, профессор Кулешов В.В.

Ведущая организация:

Государственное предприятие “Технотрон”, г. Томск

Защита состоится **28 февраля 2002 года** в 15 часов
на заседании диссертационного совета Д 212. 269. 01
Томского политехнического университета по адресу:
634034, г. Томск, пр. Ленина, 30, ТПУ

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
Томского политехнического университета

Автореферат разослан “_____” января 2002 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук, профессор

С.В. Кирсанов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

В современных условиях развития техники ни одна отрасль промышленности, транспорта и сельского хозяйства не может обойтись без гидравлических машин. Распространенный электропривод с механической передачей не всегда является оптимальным средством передачи энергии и движения, хотя имеет ряд достоинств: относительная дешевизна, возможность получения точных законов перемещения звеньев в укороченных кинематических цепях, малая чувствительность к изменениям среды. Однако механический привод содержит и ряд конструктивных и эксплуатационных недостатков. Прежде всего, это громоздкость и большая протяженность кинематических цепей. Жесткость механических кинематических цепей мала, что препятствует повышению точности движения рабочих органов. Жесткие кинематические связи двигателя с рабочими машинами приводят к не переналаживаемым устройствам с фиксированными кинематическими параметрами и, как правило, не отвечающим требованиям мобильности производства.

Применение гидравлических машин позволяет существенно уменьшить количество звеньев кинематических цепей и повысить точность перемещения рабочих органов за счет увеличения жесткости, обеспечивает более рациональную компоновку при сложном пространственном расположении рабочих органов, приводит к уменьшению масс. Кроме того, использование гидромашин обеспечивает высокую надежность системы за счет меньшей чувствительности к перегрузкам, дает явное преимущество при плавном регулировании скоростью.

Основными средствами гидрофикации являются гидромашины: аксиально-поршневые, радиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные и другие, каждая из которых обладает своими достоинствами и недостатками.

В устройствах с повышенными требованиями к габаритным размерам и массам, например в мобильных системах и переносных устройствах, широкое применение находят шестеренные гидромашины. Шестеренные гидромашины в конструктивном отношении значительно проще, а по металлоемкости (отношению массы к рабочему объему) они в среднем на порядок превосходят аксиально-поршневые. Вместе с тем существующие шестеренные гидромашины не лишены недостатков: неуравновешенные силы, вызванные давлением рабочей жидкости и силами в зацеплении зубьев, приводят к износу деталей опорных узлов, в результате чего происходит падение КПД, а также увеличение торцевых зазоров и утечка рабочей жидкости. Так, число отказов из-за потери герметичности для насосов составляет в среднем 26 % от общего числа отказов. Как правило, восстановление герметичности изношенных узлов представляет достаточно сложную и трудоемкую работу, а иногда и невыполнимую.

В последнее время за рубежом получили развитие весьма перспективные роторные гидромашины (РГМ) нового поколения с улучшенными характеристиками на базе передач планетарного типа с некруглыми колесами. Отличительной

особенностью новой гидромашины является отсутствие опорных реакций при определенных сочетаниях геометрических параметров, что позволяет существенно упростить конструкцию опорных узлов, торцевых уплотнений и системы в целом, а геометрические формы деталей и их взаимное расположение позволяют создавать компактные устройства. Кроме того, конструкция новой гидромашины такова, что она легко могут быть соединены последовательно на основе единого вала. Переключение магистралей высокого и низкого давлений осуществляется без использования специальных устройств.

Развитию новых РГМ в нашей стране препятствует в первую очередь недостаточность знаний об особенностях процессов, происходящих в гидромашинах, а также отсутствие обоснованных методов расчета их конструкций. В связи с этим решение проблемы, объединяющей вопросы синтеза, технологии изготовления колес, геометрических, силовых и прочностных расчетов, а также расчета параметров РГМ на основе планетарной передачи с некруглыми зубчатыми колесами с учетом качественных характеристик гидромашины является особо актуальным.

Основная идея работы

Основная идея работы заключается в создании оригинального метода синтеза центроид некруглых солнечных колес планетарных передач с плавающими сателлитами, позволяющего значительно расширить область существования РГМ и улучшить их качественные характеристики.

Цель работы

Целью исследования является комплексная разработка научных основ создания планетарных передач с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами применительно к РГМ с улучшенными характеристиками, использование которых в передаточных устройствах придает приводам новые функциональные и преобразующие свойства, позволяющие повысить эффективность рабочих машин и осуществляемых ими производственных процессов.

Задачи исследований

Для достижения цели работы были решены следующие основные задачи:

1. Анализ схем использования зубчатых механизмов в гидромашинах и оценка их достоинств и недостатков.
2. Разработка метода синтеза планетарной передачи с некруглыми замкнутыми солнечными колесами и плавающими сателлитами, исходя из условия соседства, сборки, а также кривизны центроид солнечных колес.
3. Теоретическое обоснование геометрического условия касания центроид связанных колес планетарной передачи.
4. Разработка и обоснование методов синтеза центроид планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами.
5. Обоснование выбора и исследование эвольвентных и циклоидальных профилей зубьев как наиболее предпочтительных для использования в гидромашинах на базе планетарной передачи с некруглыми колесами
6. Разработка метода расчета качественных (технических) характеристик РГМ.

7. Разработка методов силового и прочностного расчетов планетарной передачи гидромашины.

8. Анализ технологических возможностей изготовления некруглых колес. Разработка методов обработки и контроля колес РГМ.

9. Разработка конструкций РГМ, экспериментальная проверка и применение разработанных устройств в производственных условиях.

Методы исследований

Теоретические исследования базируются на методах синтеза планетарных механизмов, основных законах механики, численных методах решения дифференциальных и систем нелинейных уравнений, теории зубчатых зацеплений, теории некруглых зубчатых колес, методах расчета зубчатых передач на прочность, методах расчета шестеренных насосов.

Достоверность и обоснованность результатов

Изготовление колес, сборка планетарных передач и экспериментальная проверка разработанной конструкции РГМ в лабораторных условиях с сопоставлением теоретических и практических параметров, а также внедрение результатов работы в производство являются подтверждением достоверности и обоснованием результатов работы.

Основные защищаемые положения:

1. Разработанный метод синтеза планетарных передач с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами устанавливает новые соотношения между геометрическими параметрами, расширяющие область существования передач РГМ.

2. Методика расчета центроид колес с использованием двух круглых жестко связанных центроид сателлита и кинематического условия связи между параметрами позволяет создавать РГМ с улучшенными характеристиками.

3. Применение разработанного способа синтеза приближенного зацепления с роликовыми промежуточными телами к планетарным передачам с некруглыми колесами упрощает технологию изготовления колес.

4. Разработанный метод расчета каналов для рабочей жидкости и новый способ их размещения дают возможность увеличения пропускной способности каналов и повышения производительности роторных гидромашин.

5. Предложенный метод определения взаимного расположения солнечных колес и сателлитов, а также фаз рабочих камер, ориентированный на применение ПК, упрощает силовой и прочностные расчеты передач РГМ.

6. Предложенный универсальный способ аппроксимации кривых позволяет находить координаты формообразующих точек профилей зубьев некруглых колес с любой заданной (фиксированной или переменной) точностью.

Научная новизна

Разработаны теоретические основы для синтеза, геометрических и силовых расчетов, а также проектирования и изготовления планетарных передач с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами к РГМ:

1. Установлена связь между формами центроид некруглых солнечных колес с количеством сателлитов и числами зубьев колес.

2. Разработан метод синтеза центроид некруглых солнечных колес планетарных передач с плавающими сателлитами.

3. Решена задача синтеза передач с некруглыми колесами с использованием промежуточных тел.

4. Предложены методы силовых и прочностных расчетов планетарной передачи, а также способы улучшения технических параметров РГМ.

5. Обобщены и развиты методы изготовления некруглых колес.

Практическая значимость полученных результатов

Выполненное исследование является существенным вкладом в решение практической задачи внедрения в машиностроительный комплекс страны гидроприводов с новыми свойствами, способствующими увеличению эффективности машин.

Созданы условия для широкого внедрения гидромашин нового поколения, обладающих такими положительными качествами, как отсутствие опорных усилий, малая флуктуация вращающего момента, высокая производительность, соосность колес, простота конструкции, небольшие габаритные размеры. Все это позволяет упростить конструкции приводов известных машин, придать приводам новые свойства, решать с положительным для производства эффектом известные и новые технологические задачи. Применение нового поколения гидромашин в промышленности позволит сократить номенклатуру устаревшей техники, уменьшить аварийность и в итоге поднять технический уровень производства.

Воплощены следующие практические задачи:

1. На основе разработанных алгоритмов созданы программные модули комплексной системы расчета РГМ: блоки расчета, совмещенные с синтезом центроид колес и определением качественных характеристик гидромашин; программные блоки геометрического расчета передач с эвольвентным и приближенным циклоидальным профилями зубьев с учетом вредных заземленных объемов жидкости во впадинах зубьев; блоки вычисления силовых, прочностных и энергетических параметров РГМ; модули решения технологических задач.

2. Реализованы разработанные технологические методы изготовления и контроля некруглых колес.

3. Разработаны и изготовлены конструкции новых РГМ, на базе которых начато производство ручных гидравлических бурильных машин. Кроме того, РГМ используется в приводе разгона экструдера в производстве полипропилена.

Реализация результатов исследования

Работа выполнялась в рамках инновационной межвузовской программы Министерства образования РФ “Прогрессивные зубчатые передачи” 1996-2000 гг. Научные результаты работы использованы в процессе выполнения НИР и ОКР при решении задач научно-технических программ, включенных в планы кафедры “Теоретическая и прикладная механика” Томского политехнического универ-

ситета 1995-2000 гг. На основании программы “Разработка и исследование экспериментальных и опытных образцов гидромашины с планетарной зубчатой передачей для гидравлического бура”, включенной в план работы Томского электромеханического завода (ТЭМЗ), опытные образцы РГМ прошли испытания и идет подготовка к выпуску партии гидробуров для шахт. Одна из конструкций новой РГМ используется в усовершенствованном вспомогательном приводе экструдера на заводе “Полипропилен”. Кроме того, для производства подготовлена техдокументация на малогабаритную автомобильную лебедку с РГМ.

Материалы диссертационной работы используются при проведении занятий со студентами по дисциплине “Теория механизмов и машин”. Вопросы практической реализации нестандартных профилей зубьев на станках с ЧПУ используются при выполнении курсовых и дипломных проектов студентами специальности 120100 – “Технология машиностроения”.

Исходные материалы и личный вклад соискателя

В качестве исходных материалов послужили патенты с описаниями устройства и принципа работы гидромашин с планетарными зубчатыми передачами, рекламные проспекты и результаты научно-исследовательской работы кафедры “Прикладная механика” ТПУ по передачам с промежуточными телами, выполненной под руководством д.т.н., проф. А.Е. Беляева. Решение некоторых геометрических вопросов и задач по обработке циклоидальных профилей сателлитов для передач с промежуточными телами отражено в публикациях совместно с соавторами. Теоретические исследования, разработка различных приводов на базе гидромашины с планетарными передачами, а также внедрение в производство проводились автором самостоятельно.

Апробация работы

Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на:

1. Международной конференции “Теория и практика зубчатых передач”, Ижевск, 1996г.
2. Шестом Международном симпозиуме “Теория реальных передач зацеплением”, Курган, 1997г.
3. Международной конференции “Теория и практика зубчатых передач”, Ижевск, 1998г.
4. Второй межвузовской отраслевой научно-технической конференции “Автоматизация и прогрессивные технологии”, Новоуральск, 1999г.
5. Международном технологическом конгрессе “Современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения”, Омск, 2001г.
6. Научных семинарах кафедры “Теоретическая и прикладная механика” Томского политехнического университета 1996-2001 гг.

Публикации

Основные научные положения и результаты диссертации опубликованы в 20 работах, в числе которых одно авторское свидетельство на изобретение, три па-

тента РФ и монография.

Структура и объем диссертации

Работа состоит из введения, шести глав с выводами по каждой главе, заключения, библиографического списка и приложения. Результаты работы изложены на 220 страницах машинописного текста, содержащего одну таблицу и 93 рисунка. Список литературы включает 110 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** дана характеристика проблемы, ее актуальность и практическая значимость, сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

В **первой главе** диссертационной работы рассмотрены особенности гидромашин на основе зубчатых передач.

Шестеренные, или зубчатые, гидромашины конструктивно достаточно просты, компактны, не имеют клапанов, удобны при компоновке, реверсивны, обратимы, способны развивать сравнительно высокие давления—все это создает предпосылки для их широкого применения.

Работа шестеренных машин в режиме нагнетания, как правило, состоит из циклов: отсечка—перенос—освобождение. Захват и перенос рабочего тела может осуществляться двумя способами. Первый способ основан на отсечении объема, заключенного между зубьями и корпусом машины, а второй—на изменении запертого объема. Машины второй группы по производительности превосходят машины, основанные на первом принципе. Однако известные конструкции весьма критичны к износу профилей зубьев, так как лишены способности само-

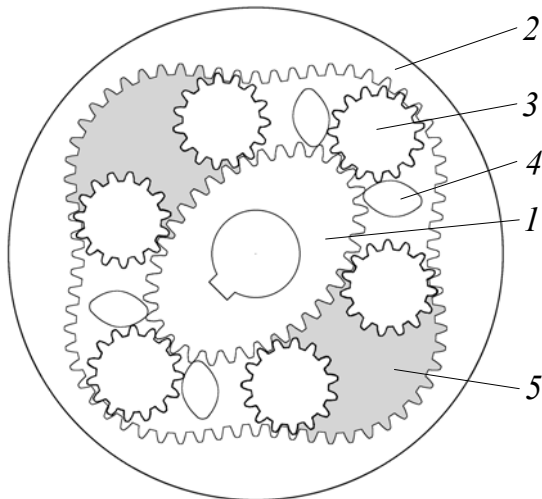


Рис. 1. РГМ: 1, 2—солнечные колеса с внешними и внутренними зубьями; 3—сателлиты; 4—каналы для рабочей жидкости; 5—рабочие камеры

существующие.

компенсации зазора в зацеплении. В этом плане особый интерес представляет новая РГМ на основе планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами (рис. 1). Представленная гидромашин лишена указанных недостатков. Особо ценным у новой гидромашин является отсутствие опорных реакций при определенных сочетаниях геометрических параметров. Отмеченное обстоятельство позволяет существенно упростить конструкцию опорных узлов и устройства в целом. Поэтому подобные гидромашин обладают неоспоримыми преимуществами, например в переносных устройствах и мобильных системах. Кроме того, следует отметить,

В режиме двигателя гидромашина работает следующим образом. При остановленном солнечном колесе с внутренними зубьями (СКВЗ) 2 в зоне активного хода, когда подводящие каналы 4 не перекрыты сателлитами 3, рабочая жидкость через каналы 4 поступает в рабочие камеры 5. При этом сателлиты 3, взаимодействуя с солнечными колесами 1 и 2, создают момент, приводящий в движение солнечное колесо с наружными зубьями (СКНЗ) 1. Кроме того, в результате непосредственного воздействия рабочей жидкости на СКНЗ возникает дополнительный движущий момент, совпадающий по направлению с предыдущим. При дальнейшем вращении СКНЗ подводящие каналы 4 перекрываются сателлитами и заканчивается фаза активного хода. После этого происходит вывод рабочей жидкости через отводящие каналы.

Некоторые виды таких гидромашин изготавливают за рубежом, однако информации относительно расчетов указанных машин, за исключением рекламных проспектов, нет. Кроме того, следует сказать, что производство шестеренных гидромоторов в России практически отсутствует, если не считать героторные двигатели, изготавливаемые по лицензии.

Отмеченные выше обстоятельства указывают на перспективность исследований, направленных на разработку научных основ синтеза планетарных передач с некруглыми колесами к РГМ нового поколения с улучшенными характеристиками, использование которых придает приводам новые свойства, позволяющие повысить эффективность рабочих машин.

Вторая глава посвящена задачам синтеза планетарных механизмов с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами. Здесь были решены две основные задачи: геометрический расчет и синтез центроид планетарной передачи.

Следует сказать, что передачи с некруглыми колесами при фиксированном межосевом расстоянии изучены достаточно полно. Что касается теории передач с переменным межосевым расстоянием и, более того, со связанными колесами, то она в настоящее время отсутствует.

При вращении СКНЗ относительно СКВЗ сателлиты совершают сложное плоское движение. Условное среднее передаточное отношение U между СКНЗ и мнимым водилом (прямым, проходящим через центры солнечных колес 1, 2 и центр сателлита 3) равно

$$U = 1 + N/n,$$

где N —число арок (впадин) на СКВЗ; n —количество выступов на СКНЗ.

Рассматривая последнюю формулу с точки зрения длин перекачиваемых центроид колес, приходим к выводу, что

$$N/n = Z_2 / Z_1,$$

где Z_2 и Z_1 —числа зубьев соответственно СКВЗ и СКНЗ.

Вводя сателлиты 3 в зацепление после каждого поворота СКНЗ на угол $2\pi/n$, за один оборот СКНЗ установим n сателлитов. Процесс сборки будем продолжать до тех пор, пока первый введенный сателлит не придет в свое начальное

положение. При этом СКНЗ совершит ровно U оборотов. Следовательно, наибольшее число сателлитов равно

$$S=N+n. \quad (1)$$

Однако описанный процесс сборки возможен, если обеспечивается условие $Z_1/n=T$,

где T —целое число.

Три последних уравнения обеспечивают условия сборки передачи.

Кроме приведенных ограничений, для исключения интерференции поверхностей зубьев солнечных колес и обеспечения условия соседства сателлитов требуется обеспечить

$$1 \leq N - n \leq 3. \quad (2)$$

Числа зубьев колес связаны между собой соотношением

$$Z_3 < (Z_2 - Z_1)/2,$$

в котором Z_3 —число зубьев сателлита.

На РГМ с параметрами, связанными формулами (1) и (2), установлена *правовая защита* (выдан патент РФ).

На рис. 2 представлена картина взаимного расположения центроид колес: оси вращения СКНЗ 1 и СКВЗ 2 совмещены и проходят через точку O (обозначены векторами $w^{(1)}$ и $w^{(2)}$). Центроиды соприкасаются в точках A и B .

Вектор $v^{(A)}$ скорости точки A , принадлежащей СКВЗ 2, перпендикулярен радиус-вектору $r^{(A)}$. Сказанное представим в виде произведения

$$v^{(A)} \cdot r^{(A)} = 0.$$

Учитывая, что в точке A скорости сателлита 3 и СКВЗ 2 совпадают, перепишем последнее выражение в развернутой форме через параметры сателлита 3:

$$(v^{(B)} + v^{(AB)}) \cdot (r^{(B)} + r^{(AB)}) = 0.$$

Введя угол ψ между векторами $r^{(B)}$ и $r^{(AB)}$, получим два уравнения:

$$\sin \psi = 0 \quad \text{и} \quad \frac{d\psi}{dt} = 0,$$

из которых следует, что $\psi = q\pi$ (q —целое число, включая нуль) и $\psi = \text{const}$.

Из полученного результата следует вывод: точки касания центроид расположены на прямой, проходящей через оси вращения центроид солнечных колес.

Задачу синтеза центроид можно решить разными способами (рис.3). Применение круглых центроид сателлита наиболее предпочтительно, так как позволяет вести поиск в более широком диапазоне геометрических параметров. Выбранная “траектория” решения выделена на рис.3.

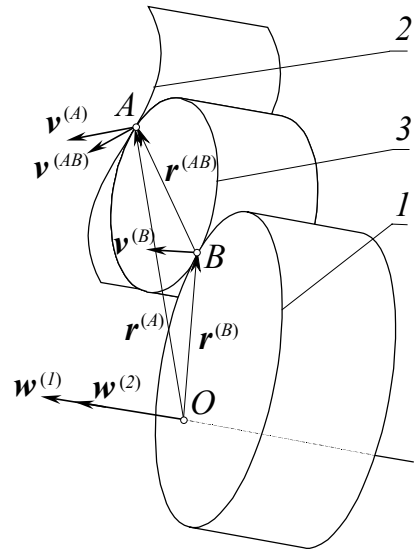


Рис. 2. Кинематические и геометрические параметры центроид связанных колес

Записав уравнение центроиды солнечного колеса в параметрическом виде

$$\mathbf{r}^{(1)} = \mathbf{r}^{(1)}(\zeta) \quad (3)$$

и введя параметр β , определяющий взаимное расположение нормалей к центроидам в точках их касания, уравнение искомой центроиды колеса 2 было определено из семейства кривых:

$$\mathbf{r}^{(2)} = \mathbf{r}^{(2)}(\zeta, \beta, \varphi_1), \quad (4)$$

где φ_1 – параметр относительного движения колес 1 и 2.

Два недостающих уравнения были найдены из условия касания центроид и связи, определяемой перпендикулярностью векторов относительных скоростей центра сателлита к нормальям центроид в точках их касания:

$$\mathbf{r}^{(AB)} \times \mathbf{r}^{(B)} = F_1(\zeta, \beta) = 0, \quad (5)$$

$$\mathbf{V} \cdot \mathbf{e} = F_2(\zeta, \beta, \varphi_1) = 0. \quad (6)$$

Однако приведенные условия недостаточны для синтеза центроид реальной гидромашины. Дело в том, что для зубчатых колес должны быть удовлетворены дополнительно два условия: замкнутость центроид и кратность длин центроид шагу зубьев. Обеспечить указанные требования можно соответствующим подбором постоянных геометрических параметров передачи.

В итоге задача синтеза центроид сводится к решению дифференциального уравнения с краевыми условиями.

В целях упрощения расчетов исходные центроиды были составлены из простейших кривых-примитивов: дуг окружностей, окружностей и прямых. Все разновидности форм центроид солнечных колес могут быть получены из двух форм, изображенных на рис. 4. Так, например, при угле разворота ψ , равном нулю, центроида будет представлять окружность со смещенным центром вращения, а при $\psi = \pi/2$ центроида будет напоминать форму эллипса (рис.5).

Следует сказать, что если речь идет о центроиде СКВЗ, то практическое значение имеет только схема рис. 4, б, причем с ограничением $\psi \neq 0$ согласно условию (2).

На сателлите применены две центроиды – окружности с общим центром и радиусами R и r , связанные через коэффициент смещения k (рис. 6):

$$R = k r.$$

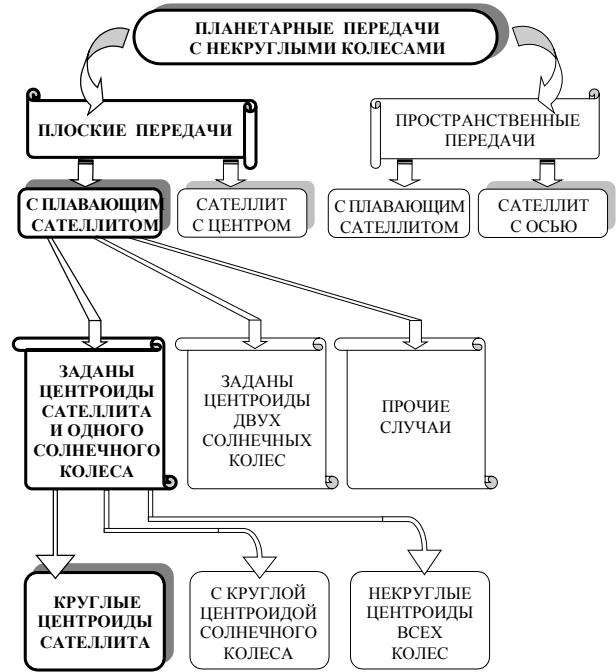


Рис. 3. Схемы синтеза планетарных передач с некруглыми колесами

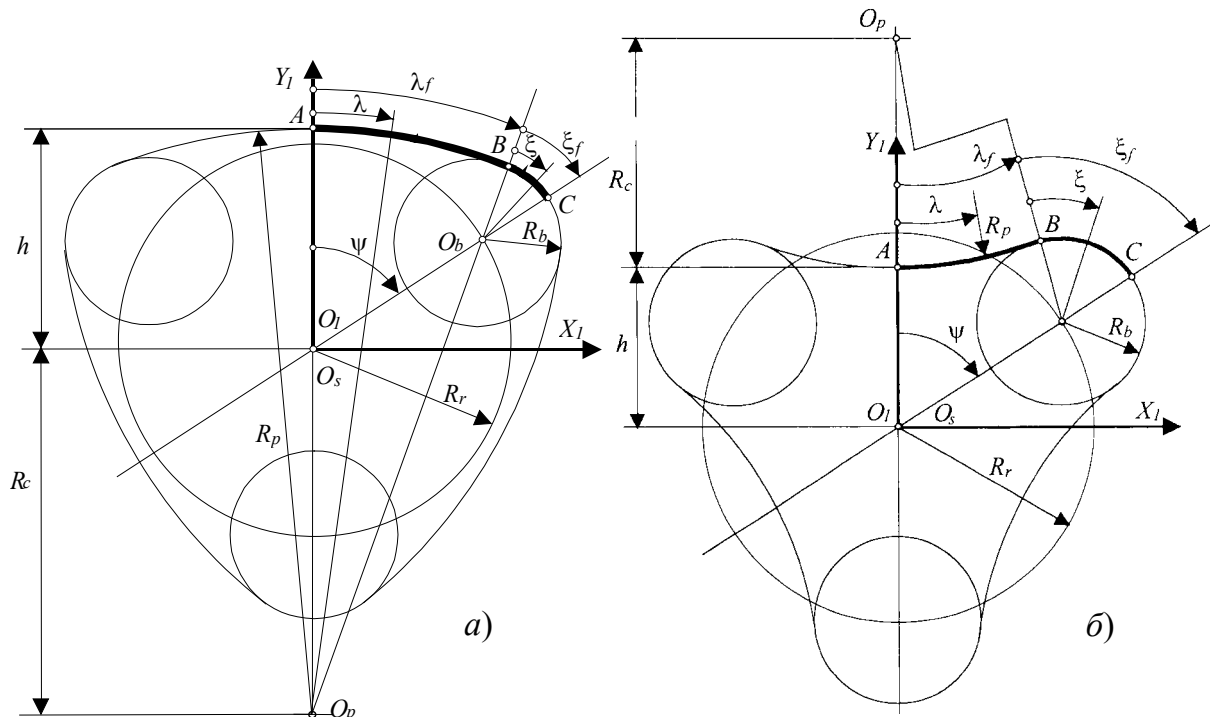


Рис. 4. Формы центроид солнечных колес (СКНЗ, СКВЗ):

а–с выпуклым основанием; *б*–с вогнутым основанием;
 λ –параметр основания; ξ –параметр выступа или арки

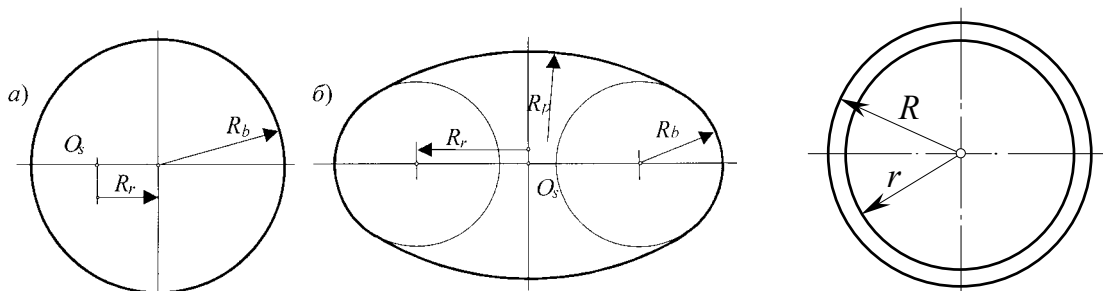


Рис. 5. Влияние величины угла ψ на вид центроиды: *а*– $\psi=0$; *б*– $\psi=\pi/2$

Рис. 6. Центроиды спутника

При этом центроида с радиусом r соприкасается с исходной (заданной) центроидой, а вторая с радиусом R –с искомой. Использование двух центроид на спутнике позволяет существенно расширить область применимости планетарных передач в РГМ.

Вообще можно составить универсальное уравнение, охватывающее все виды центроид, причем независимое от вида солнечного колеса. Однако в этом случае значительно усложняются задачи исследования, а также поиск ошибок в расчетных формулах и компьютерных программах. Поэтому нами был избран вариант раздельного решения. При этом были решены задачи по расчету центроид для четырех схем:

1. Задана центроида СКНЗ при $\psi = 0$.
2. Задана центроида СКНЗ по схеме рис. 4, *а*.

3. Задана центроида СКНЗ по схеме рис. 4, б.

4. Задана центроида СКВЗ по схеме рис. 4, б.

Уравнения исходных центроид (3) в развернутой форме представлены в системе координат $S_I(O_I x_I y_I)$.

Для центроиды с выпуклым основанием (рис. 4, а):

$$\mathbf{r}_1^{(1)} = \begin{cases} R_p \sin \lambda \mathbf{i}_1 + (R_p \cos \lambda - R_c) \mathbf{j}_1 & \text{при } \lambda \in [0, \lambda_f], \\ [R_r \sin \psi + R_b \sin(\lambda_f + \xi)] \mathbf{i}_1 + [R_r \cos \psi + R_b \cos(\lambda_f + \xi)] \mathbf{j}_1 & \text{при } \xi \in [0, \xi_f], \end{cases}$$

где $\psi = \frac{\pi}{n}$ при $n > 1$, $\psi = 0$ при $n = 1$, $\lambda_f = \arcsin \frac{R_r \sin \psi}{R_p - R_b}$, $\xi_f = \psi - \lambda_f$, $R_c = R_p - h$,

$$R_b = R_p - \sqrt{R_c^2 + R_r^2 + 2R_c R_r \cos \psi}.$$

Для центроиды с вогнутым основанием (рис. 4, б):

$$\mathbf{r}_1^{(1)} = \begin{cases} R_p \sin \lambda \mathbf{i}_1 + (R_c - R_p \cos \lambda) \mathbf{j}_1 & \text{при } \lambda \in [0, \lambda_f], \\ [R_r \sin \psi + R_b \sin(\xi - \lambda_f)] \mathbf{i}_1 + [R_r \cos \psi + R_b \cos(\xi - \lambda_f)] \mathbf{j}_1 & \text{при } \xi \in [0, \xi_f], \end{cases}$$

где $\psi = \frac{\pi}{n}$ при $n > 1$, $\psi = 0$ при $n = 1$, $\lambda_f = \arcsin \frac{R_r \sin \psi}{R_p + R_b}$, $\xi_f = \psi + \lambda_f$, $R_c = R_p + h$,

$$R_b = \sqrt{R_c^2 + R_r^2 - 2R_c R_r \cos \psi} - R_p, \quad R_c = \sqrt{R_r^2 + (R_p + R_b)^2 + 2R_r (R_p + R_b) \cos \xi_f}.$$

На рис. 7 показаны схемы образования искомой центроиды солнечного колеса 2. На всех схемах с искомой центроидой жестко связана неподвижная система

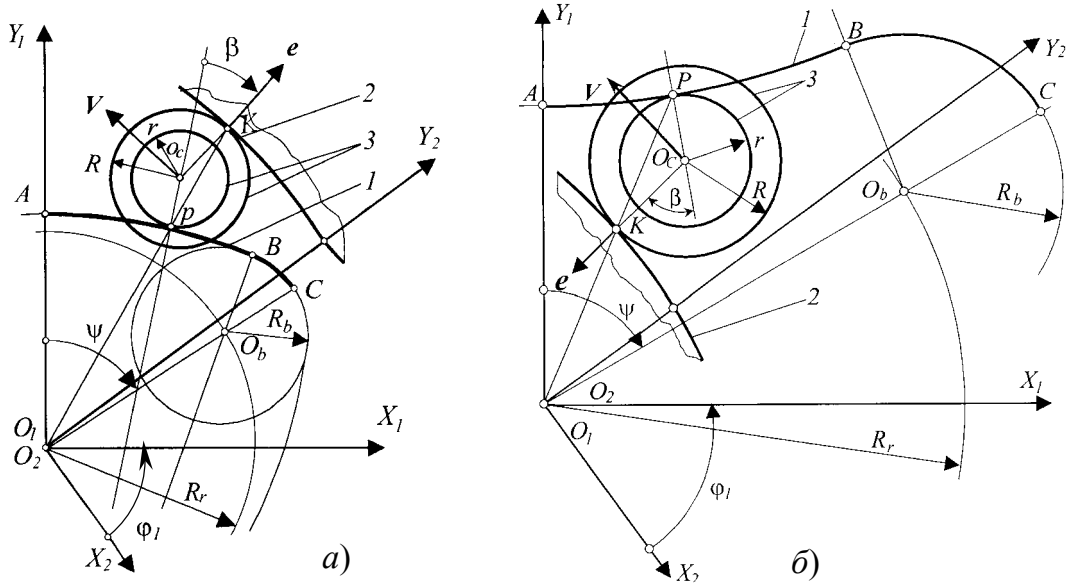


Рис. 7. Взаимное положение центроид колес при различных схемах синтеза: а—к схемам 1, 2 и 3; б—к схеме 4

координат $S_2(O_2 x_2 y_2)$. Уравнение неизвестной центроиды (4) с учетом составляющих элементов исходных центроид распадается на два:

$$\mathbf{r}_2^{(2)} = \mathbf{r}_2^{(2)}(\lambda, \beta, \varphi_1), \quad (7)$$

$$\mathbf{r}_2^{(2)} = \mathbf{r}_2^{(2)}(\xi, \beta, \varphi_1). \quad (8)$$

Следует заметить, что для схемы 1 уравнение (7) отсутствует.

Вспомогательные уравнения (5) и (6) в развернутой форме представлены ниже.

К схеме 1:

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha - \sin \alpha \operatorname{tg} \gamma}{\sin \alpha + \cos \alpha \operatorname{tg} \gamma}, \quad \frac{d\xi}{d\varphi_1} = 1 - \frac{R_r}{R_b + r} (\sin \xi \operatorname{ctg} \beta + \cos \xi).$$

К схеме 2:

а) для уравнения (7)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\lambda}{d\varphi_1} = 1 - \frac{R_c}{R_p + r} (\sin \lambda \operatorname{ctg} \beta + \cos \lambda);$$

б) для уравнения (8)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\xi}{dt} = 1 - \frac{R_r}{R_b + r} [\operatorname{ctg} \beta \sin(\psi - \lambda_f - \xi) - \cos(\psi - \lambda_f - \xi)].$$

К схеме 3:

а) для уравнения (7)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\lambda}{d\varphi_1} = \frac{R_c}{R_p - r} (\cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ctg} \beta) - 1;$$

б) для уравнения (8)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\xi}{dt} = 1 - \frac{R_r}{R_b + r} [\operatorname{ctg} \beta \sin(\psi + \lambda_f - \xi) - \cos(\psi + \lambda_f - \xi)].$$

К схеме 4:

а) для уравнения (7)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\lambda}{d\varphi_1} = \frac{R_c}{R_p + r} (\cos \lambda - \sin \lambda \operatorname{ctg} \beta) - 1;$$

б) для уравнения (8)

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma}{\sin \alpha \cos \gamma + \cos \alpha \sin \gamma}, \quad \frac{d\xi}{dt} = 1 - \frac{R_r}{R_b - r} [\operatorname{ctg} \beta \sin(\psi + \lambda_f - \xi) - \cos(\psi + \lambda_f - \xi)].$$

Во всех приведенных выражениях α, γ – вспомогательные параметры, определяемые по соответствующим формулам для каждой схемы.

Для решения полученных дифференциальных уравнений с краевыми условиями разработаны программы к ПК, реализованные в интегрированной среде “Turbo Pascal”: **HZn1**, **HZp**, **HZv**, **VZp** – соответственно к схемам синтеза 1–4. Результаты расчета (координаты точек искомой центроиды, величина угла между нормальными β , радиусы кривизны, текущая длина центроиды, производительность гидромашины, габаритные размеры и пр.) оформляются в виде числовых файлов, сохраняемых на внешнем носителе.

В целях проверки полученных формул и программ для ПК по результатам расчетов были изготовлены опытные модели планетарных передач, изображенные на рис. 8. Испытания подтвердили правильность разработанной методики расчета планетарных передач с некруглыми колесами.

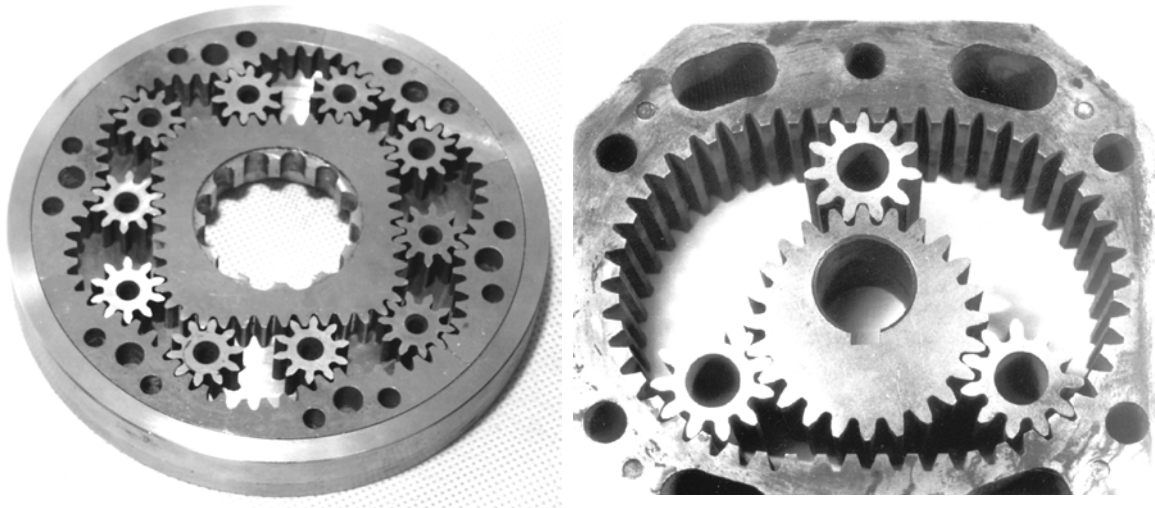


Рис. 8. Опытные конструкции планетарных передач

В третьей главе рассмотрен вопрос о выборе вида зацепления.

Для профилей зубьев колес новой РГМ одним из важных требований является простота изготовления. С этих позиций интерес представляют профили зубьев, наиболее изученные и с отработанной технологией изготовления. К таким профилям относятся прежде всего эвольвентные и циклоидальные.

Поскольку любая кривая является эвольвентой относительно ее эволюты, в теории зубчатых зацеплений эвольвентным зацеплением принято считать, если профилями зубьев являются эквидистантные эвольвенты одной окружности. Поэтому зацепление круглого сателлита с эвольвентными профилями зубьев с некруглым колесом является эвольвентным, вообще говоря, условно. В данном случае у сопряженного некруглого колеса эволюта, как правило, не является окружностью и может состоять из отдельных несвязанных участков кривых. Для пояснения обратимся к рис. 9.

В точке P кривизна центроиды I меняет знак. Нормаль к профилям зубьев $n-n$, проходящая через указанную точку, одновременно будет соприкасаться с двумя ветвями эволюты 2 и 3 . А профиль зуба, расположенного вблизи точки P , формируется из двух эвольвент α и β , плавно сопрягаемых в точке K . Эволютами указанных эвольвент являются соответственно кривые 2 и 3 . Отмеченное обстоятельство создает определенные трудности при изготовлении зубьев методом копирования. Кроме того, у такого зацепления отсутствуют или ограничены некоторые положительные свойства (нечувствительность передаточного отношения к изменению межцентрового расстояния, воз-

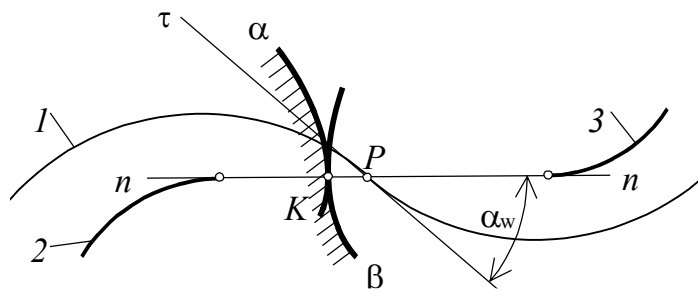


Рис. 9. Эвольвентный профиль зуба при переменном знаке кривизны центроиды:

I —центроид некруглого колеса;

$2, 3$ — ветви эволюты

взаимно сопрягаемых в точке K . Эволютами указанных эвольвент являются соответственно кривые 2 и 3 . Отмеченное обстоятельство создает определенные трудности при изготовлении зубьев методом копирования. Кроме того, у такого зацепления отсутствуют или ограничены некоторые положительные свойства (нечувствительность передаточного отношения к изменению межцентрового расстояния, воз-

можность смещения исходного контура), которыми обладает эвольвентное зацепление. Вместе с тем некоторые положительные свойства сохраняются, в частности возможность нарезки методом обкатки нулевых колес стандартными зуборезными инструментами.

Если исходное зубчатое колесо зуборезного долбяка идентично сателлиту, то технологические возможности расширяются, в том числе снимаются некоторые ограничения при смещении. Кроме того, только такая схема обработки позволяет использовать две центроиды на сателлите.

При определении профилей зубьев солнечных колес был применен метод профильных нормалей. На рис.10 изображены геометрия производящего колеса и картина обработки отдельных участков зуба.

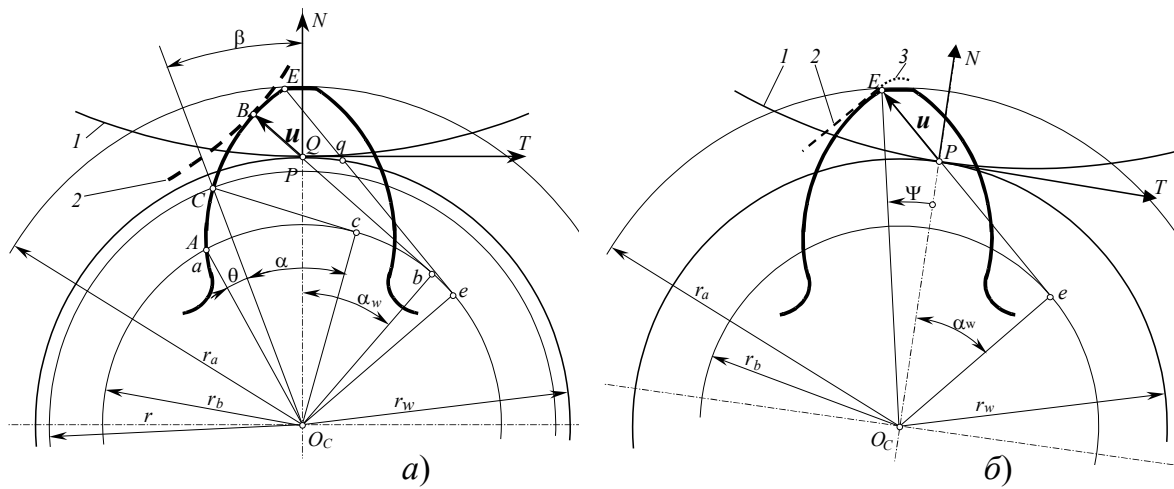


Рис. 10. Формирование профиля зуба эвольвентным производящим колесом: а– эвольвентного участка; б–переходной кривой; 1–центроида некруглого колеса; 2–эвольвентный участок зуба; 3–переходная кривая

Представим процесс образования искомого профиля в сопровождающей системе координат $Sp(PNT)$, у которой начало совмещено с полюсом зацепления P .

Уравнения к левому профилю зуба:

(эвольвентной части)

$$\mathbf{u} = -u \cos \alpha_w \mathbf{i}_p + u \sin \alpha_w \mathbf{j}_p,$$

$$u = [r_w (\text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_w + \beta) + l_2] \cos \alpha_w$$

(переходного участка, галтели)

$$\mathbf{u} = -r_a \sin \psi \mathbf{i}_p + (r_a \cos \psi - r_w) \mathbf{j}_p,$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \alpha_w - \sqrt{\left(\frac{r_a}{r_w \cos \alpha_w}\right)^2 - 1 + \text{inv } \alpha + \alpha_w + \beta + \frac{l_2}{r_w} - \arcsin \frac{r_w \cos \alpha_w}{r_a}}. \quad (9)$$

Уравнения к правому профилю зуба:

(эвольвентного участка)

$$\mathbf{u} = u \cos \alpha_w \mathbf{i}_p + u \sin \alpha_w \mathbf{j}_p,$$

$$u = [r_w (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w + \beta) + l_s] \cos \alpha_w$$

(переходного участка, галтели)

$$\mathbf{u} = r_a \sin \psi \mathbf{i}_p + (r_a \cos \psi - r_w) \mathbf{j}_p,$$

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \alpha_w - \sqrt{\left(\frac{r_a}{r_w \cos \alpha_w}\right)^2 - 1 + \operatorname{inv} \alpha + \alpha_w + \beta + \frac{l_s}{r_w} - \arcsin \frac{r_w \cos \alpha_w}{r_a}}. \quad (10)$$

В приведенных формулах l_s —величина пройденного пути полюсом P по центроиде I от отсчетной точки. В общем случае для выбранного зуба отсчетная точка на центроиде I назначается произвольно, а на производящем колесе—либо на оси симметрии зуба, либо на оси впадины. При этом отсчетные точки для всех остальных зубьев обоих солнечных колес должны быть строго увязаны с начальной. При формировании галтели перемещение полюса P определит параметр l_s .

Расширение некоторых технологических возможностей дает профили зубьев, очерченные дугами окружностей, т. е. представляющие круговые цилиндры. Такие зубья удобны тем, что их можно заменить промежуточными телами, например роликами. Схема одной из таких передач показана на рис. 11.

В данной конструкции ролики 1 закреплены торцевыми крышками на СКВЗ, а для роликов 2 , связанных с СКНЗ, предусмотрены дисковые сепараторы 3 с гнездами для роликов. Разработка защищена патентом РФ.

Теоретическими сопряженными профилями зубьев на сателлитах являются циклоидальные кривые, причем разные для каждого ролика. Однако реально создать такую передачу невозможно, поэтому наиболее приемлемым является использование сателлитов с одинаковыми профилями зубьев. При этом зацепление становится приближенным, а задача —оптимизационной.

В работе был использован упрощенный вариант расчета параметров передачи, у которой диаметры роликов на каждом солнечном колесе одинаковые, а центры роликов удалены от центроиды на одинаковом расстоянии с учетом постоянного шага по центроиде. В таком исполнении передачи нет необходимости исследовать зацепление сателлита с каждым роликом, так как достаточно рассмотреть зацепление

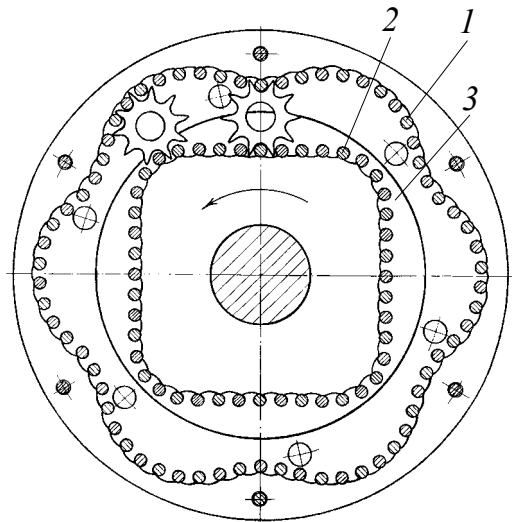


Рис. 11. РГМ с роликовыми промежуточными телами:
1, 2—ролики; 3—сепаратор-диск

сателлита с обоими солнечными колесами в трех положениях с экстремальными значениями радиуса кривизны центроиды. Условно задача была разбита на две части. На первом этапе были решены следующие задачи:

- составлены уравнения теоретических профилей зубьев сателлита для упомянутых положений на центроидах.

- найдены уравнения граничных точек профилей зубьев: вершина зуба ограничена необходимой площадкой, ножку зуба определяют точки подрезания, самопересечения и величина угла передачи.

- выведена формула для определения коэффициента перекрытия.

- определены уравнения теоретической формы впадины между роликами на солнечных колесах.

Вторая часть решения связана с расчетом конкретной передачи интерактивным способом на ПК:

- при различных сочетаниях параметров передачи на экран выводились все осевые линии зубьев, обеспечивающие заданный коэффициент перекрытия ($\epsilon=1,15$).

- за исходную кривую принималась та, которая была наиболее отклонена в тело зуба. Кроме того, отмеченная линия имеет наибольшую протяженность.

- описанную выше процедуру выполняем до тех пор, пока наибольшее расстояние между осевыми линиями не уменьшится до приемлемой величины.

- после окончательного выбора параметров передачи на экран монитора выдавались расчетные переходные кривые между роликами. Затем с целью облегчения техпроцесса обработки визуально подбирались дуги окружности с одинаковыми радиусами и равноудаленными центрами от центроид колес.

Для проверки работоспособности передачи с промежуточными телами была изготовлена опытная модель (рис.12), которая подтвердила правильность расчетов. Обработка циклоидальных зубьев сателлита производилась на зуборезном станке, предназначенном для обработки круговых зубьев, в частности 5П23А. *Способ защищен авторским свидетельством.*

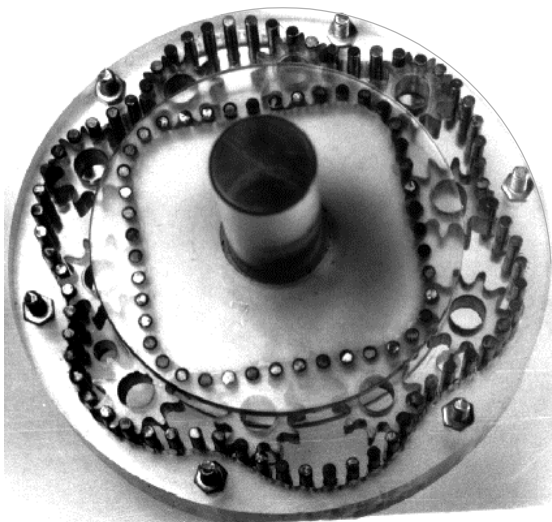


Рис. 12. Опытная модель РГМ с роликовыми промежуточными телами

– для обработки круговых зубьев, в частности 5П23А. *Способ защищен авторским свидетельством.*

Четвертая глава посвящена конструктивным элементам гидромашины и анализу их влияния на качественные характеристики.

Для наполнения рабочих камер жидкостью и освобождения необходимы соответствующие системы распределения. Наиболее простым способом переключения каналов в рассматриваемых видах гидромашин является управление са-

теллитами, используя их в качестве подвижных переключателей. При этом каналы могут быть размещены двумя способами: на торцевой поверхности крышки, связанной с СКВЗ, и на боковой поверхности диска, установленного на СКНЗ.

На рис. 13 показаны формы рабочих камер с экстремальными значениями площадей (выделены темным цветом заливки). В начале активной фазы рабочая камера должна быть переключена с магистрали низкого давления на магистраль

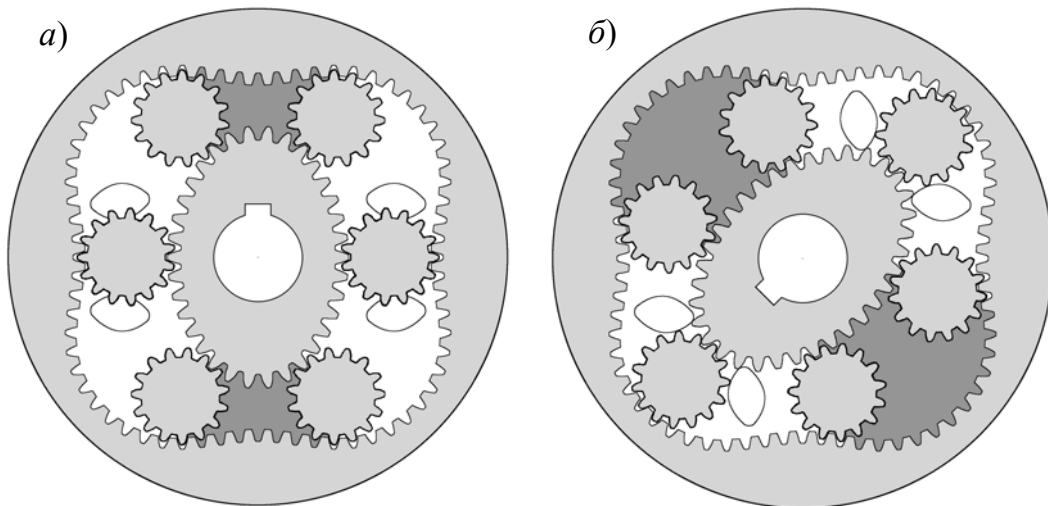


Рис. 13. Взаимное расположение колес: *а* – в начале активной фазы (нагнетания); *б* – в конце активной фазы

высокого давления жидкости. А в конце активной фазы указанные действия должны происходить в обратной последовательности.

Рассмотрим каналы, выполненные на боковой крышке СКВЗ.

В начале и конце рабочей фазы границы каналов не должны выходить за пределы круга с радиусом впадины зубьев сателлита. На основании сказанного теоретическую границу канала можно найти, совместив два положения, изображенных на рис.13. Схема определения канала показана на рис. 14. Общее количество каналов равно $2N$. При этом они расположены парами, последовательно чередуясь впускающие с выпускающими.

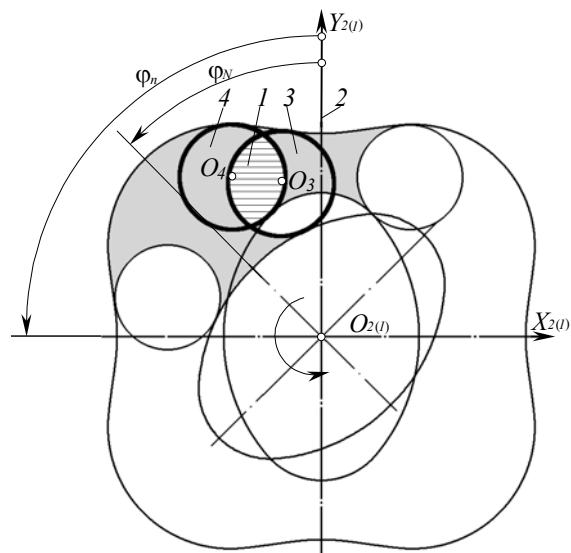


Рис. 14. Схема к определению канала:

- 1 – теоретическая форма канала;
- 2 – ось исходного положения сателлита;
- 3 – положение сателлита при закрытии канала;
- 4 – положение сателлита при открытии канала

Межцентровое расстояние можно определить из векторного уравнения

$$\overline{O_3O_4} = \mathbf{r}(\varphi_4) - \mathbf{r}(\varphi_3), \quad (11)$$

где $\mathbf{r}(\varphi_4), \mathbf{r}(\varphi_3)$ – радиус-векторы соответственно центра O_4 и O_3 ;

φ_4, φ_3 – значения углового параметра вращения СКНЗ, соответствующие положениям центра O_4 и O_3 спутника.

Приближенное решение (11), выраженное в долях среднего радиуса спутника, равно

$$a_r \approx \pi / N.$$

Следует отметить, что чем больше значение a_r , тем меньше площадь канала, а при $a_r \geq 2$ канал может вовсе отсутствовать.

Теперь обратимся к случаю выполнения каналов на диске, связанном с СКНЗ.

Для определения границы канала необходимо совместить два положения a и b рис. 13 так, чтобы совпали центроиды СКНЗ (см. рис. 1). При этом часть канала, обращенная вовнутрь, будет определена следом перемещения круга с радиусом окружности впадин зубьев спутника (рис. 15).

Ориентировочное значение межцентрового расстояния O_3O_4 , в долях среднего радиуса спутника, найденное из выражения (11), равно

$$a_r \approx \pi / n.$$

Из рис. 15 следует, что чем больше межцентровое расстояние O_3O_4 , тем больше площадь канала. А из полученной формулы следует, что с уменьшением n межцентровое расстояние растет. Общее число каналов равно $2n$.

Таким образом, размещение каналов на СКНЗ позволяет существенно увеличить их площади.

На конструкции РГМ с каналами, выполненными на СКНЗ, установлена правовая защита патентом РФ.

Полезный объем жидкости, пропускаемый рабочей камерой за один активный цикл, равен при единичной ширине колес разнице максимальной и минимальной площадей в рабочей камере (см. рис. 13):

$$Q = S_{\max} - S_{\min}.$$

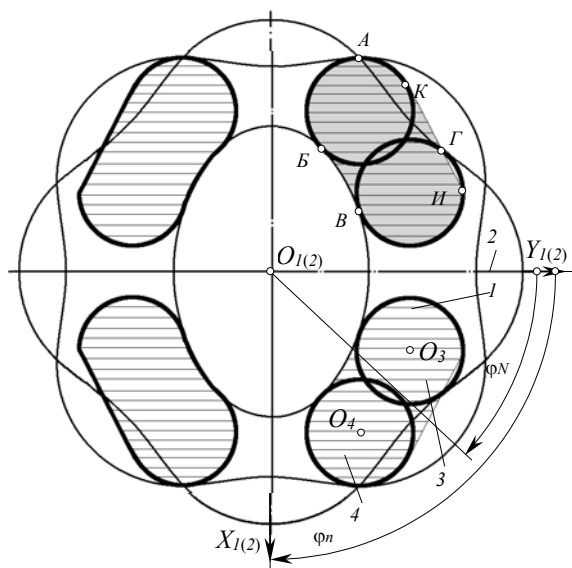


Рис. 15. Каналы, размещенные на СКНЗ:

- 1–выбранная форма канала;
- 2–ось исходного положения спутника;
- 3–положение спутника при открытии канала;
- 4–положение спутника при закрытии канала

Полный объем жидкости (теоретическая производительность), проходящий за один оборот подвижного солнечного колеса, равен

$$Q_{\Sigma} = (S_{\max} - S_{\min}) N n = Q N n.$$

Геометрия зацепления зубьев такова, что некоторая часть жидкости может оказаться защемленной в уменьшающемся закрытом объеме во впадинах. Так как жидкость практически несжимаема, то может возникнуть высокое давление, которое вызовет дополнительную нагрузку на детали РГМ, приведет к увеличению инерциальных сил, шумности и т. д.

Для уменьшения вредного влияния запертого объема в некоторых случаях рекомендуют уменьшать коэффициент перекрытия до 1,03.

Для новых гидромашин более целесообразным является решение проблемы с применением модифицированного способа, суть которого заключается в уменьшении высоты головки зуба только у торцов колес (рис.16). При этом величина коэффициента перекрытия не меняется. Прочностные параметры передачи также

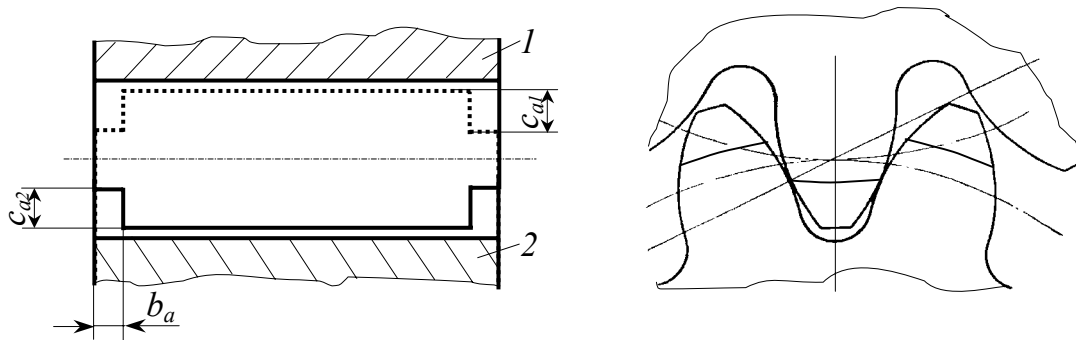


Рис. 16. К способу устранения вредного влияния защемленного объема рабочей жидкости: 1, 2—сопряженные колеса

практически не меняются. Высота модификации C_{a1} и C_{a2} может быть определена из разных условий, например на основании заданного коэффициента перекрытия. Глубину модификации b_a ориентировочно можно определить, пользуясь формулой

$$b_a = 0,25 Z_3 b n_3 m \cdot 10^{-6},$$

где b — ширина колес;

n_3 — частота вращения сателлита, об/мин.

Известен способ устранения вредного влияния запертого объема жидкости, основанный на следующем: при наличии гарантированного бокового зазора между профилями зубьев, достаточного для перетекания жидкости, высоту зуба $r_a^{(c)}$ на ведомом колесе (рис. 17) подбирают таким образом, чтобы начало зацепления зубьев совпало с моментом увеличения одного из двух сообщающихся запертых объемов.

Расчет высоты модификации зубьев C_a РГМ проводится в следующей последовательности:

1. Выделяют зоны на центроидах обоих некруглых колес с экстремальными

значениями кривизны и определяют для указанных зон приведенные числа зубьев.

2. Находят размеры модификации высоты зубьев, принимая за ведущее звено в первом варианте сателлит, а во втором -солнечные колеса.

3. За искомую величину модификации C_a на каждом колесе принимают наибольшее из найденных значений для рассматриваемого колеса.

Формулы для расчета ведомых солнечных колес и сателлита с эвольвентными профилями зубьев со стандартными обозначениями параметров имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 & \text{(для участка некруглого колеса с внешними зубьями)} \\
 & Z_2 = \frac{2r_w \cos \alpha_w}{m \cos \alpha}, \\
 & x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} (Z_2 + Z_1) - x_1, \\
 & PM = m \left[\frac{3}{4} \pi \cos \alpha - \frac{Z_2}{2} \cos \alpha \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w + \alpha) + \frac{Z_2}{2} \sin \alpha + x_2 \sin \alpha \right], \\
 & r_a^{(c)} = \sqrt{PM^2 + r_w^2 + PM \cdot 2r_w \sin \alpha_w}, \\
 & C_a = r_a - r_a^{(c)}, \text{ если } r_a > r_a^{(c)} \\
 & \text{(для участка некруглого колеса с внутренними зубьями)} \\
 & Z_2 = \frac{2r_w \cos \alpha_w}{m \cos \alpha}, \\
 & x_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} (Z_2 - Z_1) + x_1, \\
 & MC' = m \left(\frac{Z_2}{2} \sin \alpha + x_2 \sin \alpha + \frac{Z_2}{2} \cos \alpha \cdot (\alpha_w - \alpha) - \frac{3\pi}{4} \cos \alpha \right), \\
 & r_a^{(c)} = \sqrt{\left(\frac{mZ_2}{2} \cos \alpha \right)^2 + MC'^2}, \\
 & C_a = r_a^{(c)} - r_a, \text{ если } r_a < r_a^{(c)}. \\
 & \left. \begin{aligned}
 & PM = m \left[\frac{3}{4} \pi \cos \alpha - \frac{Z_2}{2} \cos \alpha \cdot (\operatorname{inv} \alpha_w + \alpha) + \frac{Z_2}{2} \sin \alpha + x_2 \sin \alpha \right], \\
 & r_a^{(c)} = \sqrt{PM^2 + r_w^2 + PM \cdot 2r_w \sin \alpha_w}, \\
 & C_a = r_a - r_a^{(c)}, \text{ если } r_a > r_a^{(c)}.
 \end{aligned} \right\}
 \end{aligned} \right\}$$

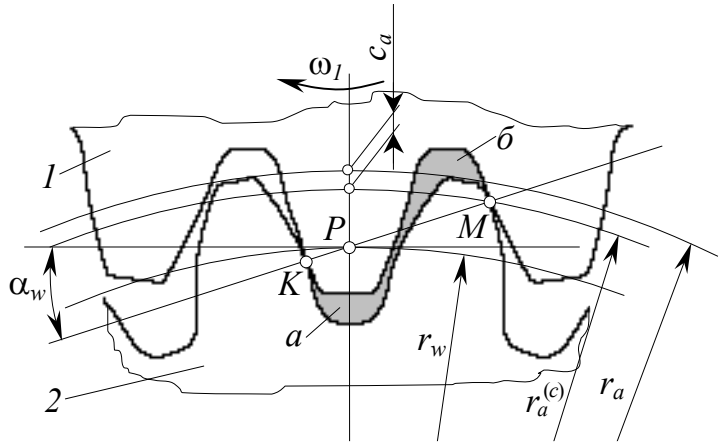


Рис. 17. Образование сообщающихся запертых объемов жидкости :а–возрастающий объем; б–уменьшающийся объем; 1–ведущее колесо; 2–ведомое колесо

В приведенных формулах Z_1, Z_2 —числа зубьев соответственно ведущего и ведомого колес; x_1, x_2 —коэффициенты смещения ведущего и ведомого колес.

Что касается передач с приближенным циклоидальным зацеплением, то выяснилось, что необходимо модифицировать только зубья сателлита.

Приведем формулы для нахождения величины модификации высоты зубьев сателлита Ca :

$$\left. \begin{array}{l} \text{(в зацеплении с выпуклым участком} \\ \text{центроиды солнечного колеса)} \\ \tau_k = \frac{2\pi}{Z}, \\ A = \sqrt{r_k^2 + (r_k - \Delta)^2 - 2r_k(r_k - \Delta)\cos\tau_k}, \\ PK = A - \mu, \\ \sin\sigma = \frac{(r_k - \Delta)\sin\tau_k}{A}, \\ r_a^{(c)} = \sqrt{PK^2 + r_c^2 + PK \cdot 2r_c \cos\sigma}, \\ C_a = r_a - r_a^{(c)}, \text{ если } r_a > r_a^{(c)}, \end{array} \right\} \left. \begin{array}{l} \text{(в зацеплении с вогнутым участком} \\ \text{центроиды солнечного колеса)} \\ \tau_k = \frac{2\pi}{Z}, \\ A = \sqrt{r_k^2 + (r_k + \Delta)^2 - 2r_k(r_k + \Delta)\cos\tau_k}, \\ PK = A - \mu, \\ \sin\sigma = \frac{(r_k + \Delta)\sin\tau_k}{A}, \\ r_a^{(c)} = \sqrt{PK^2 + r_c^2 - PK \cdot 2r_c \cos\sigma}, \\ C_a = r_a - r_a^{(c)}, \text{ если } r_a > r_a^{(c)}, \end{array} \right\}$$

в которых Z —приведенное число зубьев солнечного колеса; r_k —радиус кривизны центроиды; Δ —удаленность центра ролика от центроиды; μ —радиус ролика; r_c —радиус центроиды сателлита; r_a —радиус окружности вершин зубьев; $r_a^{(c)}$ —расчетный радиус.

В **пятой главе** представлен силовой анализ гидромашины с различными геометрическими параметрами планетарной передачи. Рассмотрены вопросы расчета на прочность колес.

Переменные циклические процессы, происходящие в рабочих камерах, и искривленность центроид солнечных колес создают на зубьях знакопеременные нагрузки. Кроме того, источником переменных сил является “плавание” сателлитов, а также им может оказаться вид зацепления.

Выделены основные вопросы, требующие первоочередного решения: силы в зацеплениях, характер изменения вращающего момента на валу подвижного колеса и опорные реакции. При этом наиболее трудоемкой задачей является определение сил, действующих на зубья. Нагрузка на зуб зависит: от вида зацепления; местонахождения полюса на центроиде рассматриваемого солнечного колеса; от того находится ли в данный момент рабочая камера, в которую входит сателлит, в активной фазе; каким является сателлит: ведущим или замыкающим в рабочей камере; от процесса, происходящего в смежной камере (каждый сателлит участвует в создании двух камер). Для упрощения указанные задачи в начале решены применительно к передачам с эвольвентными профилями зубьев, затем преобразованы для передач с роликовыми промежуточными телами.

Сателлит находится в равновесии под действием трех основных сил (рис.18): результирующей силы N действия жидкости и сил в зацеплениях N_K и N_P , при-

ложенных в полюсных точках K и P . В случае, если углы зацепления α_w , то

$$N_P = N_K = \frac{pr_c}{\cos \alpha_w - \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \sin \alpha_w},$$

где p – давление рабочей жидкости;

r_c – средний радиус центроид сателлита.

Критическим положение станет, когда нормальные силы в зацеплениях N_P и N_K будут бесконечно большими. Такое может случиться, если

$$\beta = \pi - 2\alpha_w.$$

При этом касательные $t-t$ и $m-m$ к профилям зубьев в точках контакта становятся параллельными, в результате чего нарушится зацепление, так как сателлит может быть выдавлен рабочей жидкостью. Поэтому величина β должна быть ограничена. Но, с другой стороны, чем больше β , тем выше производительность гидромашины, поэтому окончательный выбор осуществляется на основании компромиссного решения. Противоположная картина наблюдается при $\xi > \pi$: с увеличением угла β уменьшаются силы в зацеплениях, и поэтому в данном случае β выбирается исходя из других соображений.

На солнечные колеса оказывают совокупные воздействия процессы, происходящие в рабочих камерах. Количество рабочих камер равно числу сателлитов S .

На рис.19 показана схема нагружения подвижного звена (для определенности за подвижное звено принято СКНЗ) силами, действующими в одной рабочей камере. Рассматривая условие равновесия звена I , можно найти локальную реакцию опоры N_1 и момент на валу M :

$$\begin{aligned} N_P + N_F + N_g + N_1 &= 0, \\ M_{O_1}^{(P)} + M_{O_1}^{(F)} + M_{O_1}^{(g)} + M &= 0. \end{aligned}$$

В последних уравнениях: N_P и N_F – силы в зацеплениях; N_g – результирующая сила действия жидкости, модуль которой равен $N_g = p \cdot PF$; $M_{O_1}^{(P)}$, $M_{O_1}^{(F)}$, $M_{O_1}^{(g)}$ – моменты вышеназванных сил, равные векторному произведению радиус-векторов r_P , r_F и r_g на соответствующие силы.

Для определения совокупного действия сил, возникающих во всех рабочих камерах, необходимо их привести в единую систему координат, например в S_I . Что касается главного момента сил, то нет необходимости в его преобразовании, можно воспользоваться обычным сложением, так как во всех случаях ось

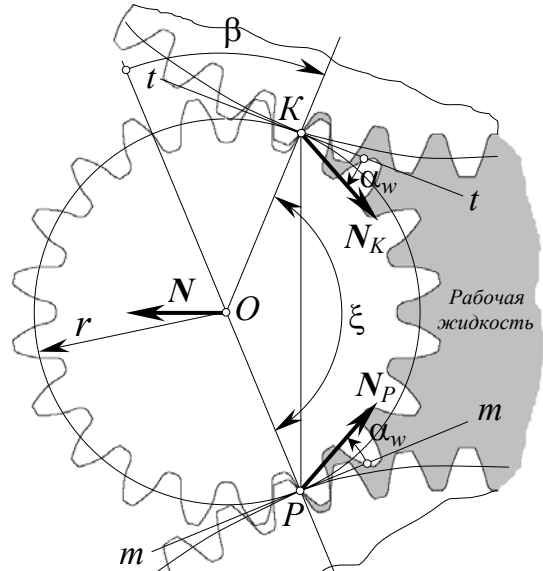


Рис. 18. Силы, действующие на сателлит

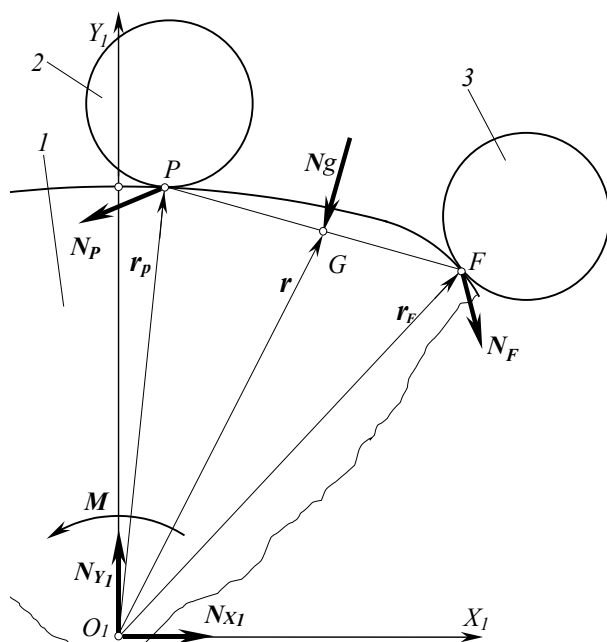


Рис. 19. Схема нагружения СКНЗ:

- 1 – подвижное СКНЗ;
- 2 – ведущий сателлит;
- 3 – замыкающий сателлит

вращения одна и та же и определена ортом $\mathbf{k}$, перпендикулярным к плоскости рисунка. Чтобы привести силы и моменты в одну систему, необходимо решить следующие задачи: найти месторасположение всех сателлитов относительно СКНЗ или, точнее, координаты полюсов на центроиде СКНЗ; определить фазы работы всех камер, формируемых парами сателлитов (ведущим и замыкающим); рассчитать силы и моменты, действующие в активных камерах, и просуммировать. Решение указанных задач представляет достаточно трудоемкую работу, поскольку зависимости параметров центроидов представлены в форме числовых файлов. В главе приведен метод решения задач с использованием ПК по разработанному

для этой цели алгоритму поиска местонахождения сателлитов. Программы включены в ранее упоминавшиеся: **HZn1**, **HZp**, **HZv**, **VZp**.

Для демонстрации возможностей программ и исследования силовых характеристик гидромашин ниже на рис. 20, 21, 22 и 23 представлены результаты расчетов по программе двух типов гидромашин с различными сочетаниями параметров: РГМ-42 и РГМ-43 (в обозначениях первое число соответствует n , второе – N). РГМ-42 была рассчитана с параметрами: $Z_1=34$; $Z_2=68$; $Z_3=15$; $m=1,5$ мм; $\alpha_w=20^\circ$; $p=1$ МПа; $b=1$ мм, а РГМ-43 с числами зубьев: $Z_1=57$; $Z_2=76$; $Z_3=9$.

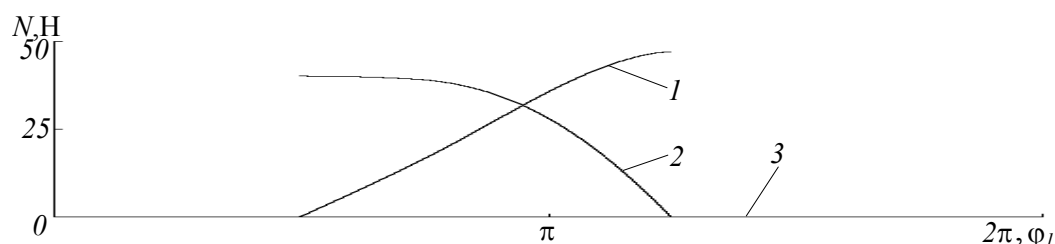


Рис. 20. Изменение сил, приложенных на СКНЗ РГМ-42: 1, 2 – составляющие силы соответственно N_{x1} и N_{y1} , возникающие в одной камере; 3 – суммарная сила

Расчеты показали, что при наличии у параметров n и N общего делителя (кроме единицы) опорные реакции отсутствуют. Чем ближе к единице отношение n/N , тем меньше пульсации вращающего момента. Кроме того, на основании полученных результатов в данной главе приходим к выводу, что величина вращающего момента не зависит от вида зацепления, а зависит от центроид колес.

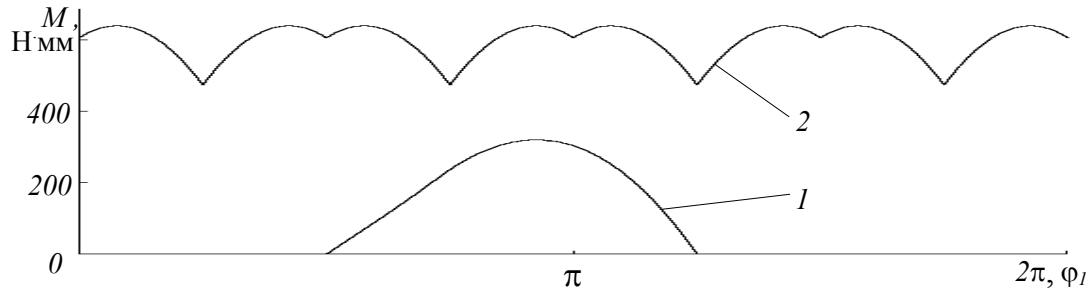


Рис. 21. Изменение моментов, действующих на СКНЗ РГМ-42:
 1—момент, возникающий в одной рабочей камере; 2—суммарный момент

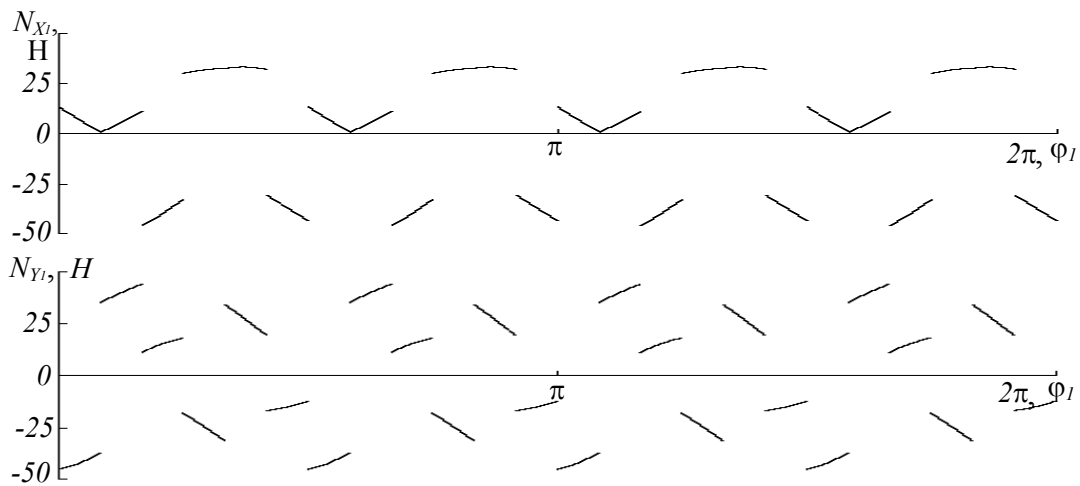


Рис. 22. Силы, действующие на СКНЗ РГМ-43

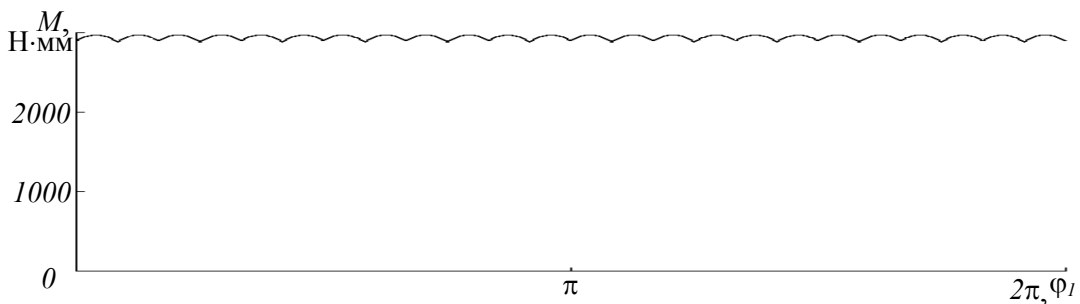


Рис. 23. Изменение момента, приложенного на СКНЗ РГМ-43

Следует сказать, что приведенные выводы, относящиеся к эвольвентным передачам, в равной степени относятся и к передачам РГМ с роликовыми промежуточными телами.

Прочностные расчеты передач РГМ эвольвентного зацепления были выполнены по стандартной методике (ГОСТ 21354–87). При этом формулы для проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач на контактную прочность и по напряжениям изгиба были преобразованы относительно допускаемого давления рабочей жидкости p :

$$p = \left(\frac{[\sigma]_H}{304} \right)^2 \frac{u}{K_H k_t (u+1)} ; p = \frac{2 [\sigma]_F}{K_F k_t Y_{Fs} Y_\beta Y_\epsilon Z_3} . \quad (12)$$

В приведенных зависимостях: u – локальное передаточное число, равное отношению радиусов кривизны центроиды солнечного колеса и сателлита; Z_3 – число зубьев сателлита; k_t – характеристика кривизны:

$$k_t = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \operatorname{tg} \alpha_w}.$$

Из уравнений (12) следует, что контактное напряжение не зависит от абсолютных размеров колес, а зависит от их относительных величин. При этом увеличение передаточного числа приводит к уменьшению контактного напряжения и к увеличению допускаемого давления жидкости. Изгибная прочность не зависит явно от модуля зацепления. Уменьшение числа зубьев сателлита приводит к увеличению допускаемого давления рабочей жидкости.

Примеры расчетов передач РГМ-42 эвольвентного зацепления с приемлемой производительностью, зависящей от степени искривленности центроид солнечных колес, показали, что на колеса из стали при твердости поверхностей зубьев $\sim \text{HRC}_3 60$ с цементацией средняя допускаемая величина давления жидкости равна 15 МПа.

Оценочные расчеты передач РГМ-42 с роликами из стали ШХ 15 с $\text{HRC}_3 62$ и сателлитами из стали 12ХН3А, с цементацией и твердостью зубьев $\text{HRC}_3 60$ показали, что давление рабочей жидкости следует устанавливать не выше 10 МПа.

В **шестой главе** рассмотрены проблемы, касающиеся технологии изготовления и контроля зубчатых колес. Приведены конструкция опытной РГМ и результаты экспериментальной проверки.

Наиболее прогрессивным и производительным способом обработки некруглых колес с внешними зубьями является нарезание на многокоординатном зубофрезерном станке с ЧПУ, а с произвольной формой центроиды – на зубодолбежном станке с ЧПУ. Однако такое оборудование в нашей стране имеет ограниченное распространение. Поэтому заслуживает внимания способ решения технологической задачи модернизацией “классических” зубообрабатывающих станков, оснащая их дополнительными устройствами.

В главе даны схемы и методы расчета параметров двух приспособлений к зубодолбежному станку. Одно из приспособлений представляет собой зубчато-рычажный механизм. Расчет параметров производится из условия касания в двух точках и пересечения станочной центроиды заготовки с теоретической (требуемой) центроидой. Кроме того, методика расчета предусматривает расположение зоны полюсов в окрестности оси, проходящей через центр долбяка и параллельной направлению качания стола. Указанные условия связаны с необходимостью исключения заклинивания в момент обратного хода долбяка и постепенного врезания инструмента в заготовку. Расчеты показали, что на обрабатываемом участке центроиды, равном ~ 40 мм, отклонение не превышает $\pm 0,07$ мм. Работа другого вспомогательного устройства основана на копировании (повторении) ста-

ночным зацеплением реального зацепления мастер-колеса с шестерней. Мастер-колесо представляет высокоточную копию обрабатываемого колеса. В состав устройства входит кулачковый механизм, сообщающий заготовке дополнительное движение для устранения заклинивания инструмента при холостом ходе и исключающий искажения профилей зубьев при постепенном врезании инструмента в заготовку. Точность обработки достаточно высока и зависит от качества образцового колеса. Расчет приспособления сводится к расчету кулачкового механизма с учетом требуемых кинематических параметров и допускаемого угла давления. Приведен пример синтеза кулачкового механизма для обработки СКВЗ РГМ-42 по разработанной программе для ПК.

Весьма эффективным методом изготовления некруглых колес является электроэрозионное вырезание зубьев на станках с ЧПУ. Данный метод особенно удобен в единичном производстве при изготовлении эталонных колес из-за высокой точности обработки.

Профили зубьев, найденные по (9) и (10), имеют численное представление в виде больших массивов или файлов. Поэтому возникает необходимость аппроксимации профилей зубьев. Наиболее простым способом является представление профиля в виде ломаной линии или дуг окружностей с узловыми точками, расположенными на профиле. В качестве параметра, определяющего положение узловых точек, обычно принимается предельное отклонение δ ломаной замещающей кривой от профиля. В работе представлен способ, позволяющий легко формализовать задачу для решения с применением ПК.

Уравнения для δ были определены следующим образом. Координаты точек (уравнения) профиля представлены в неподвижной системе координат $S(Oxy)$ (рис. 24). На кривой зафиксированы две узловые точки m_1 и m_2 , определяемые радиус-векторами r_1 ,

r_2 , и текущая точка m , связанная с вектором r . При аппроксимации профиля хордами (рис. 24, а) значение δ равно координате точки m на оси O_1x_1 в сопровождающей системе координат $S_1(O_1x_1y_1)$. Для замены профилей дугами привле-

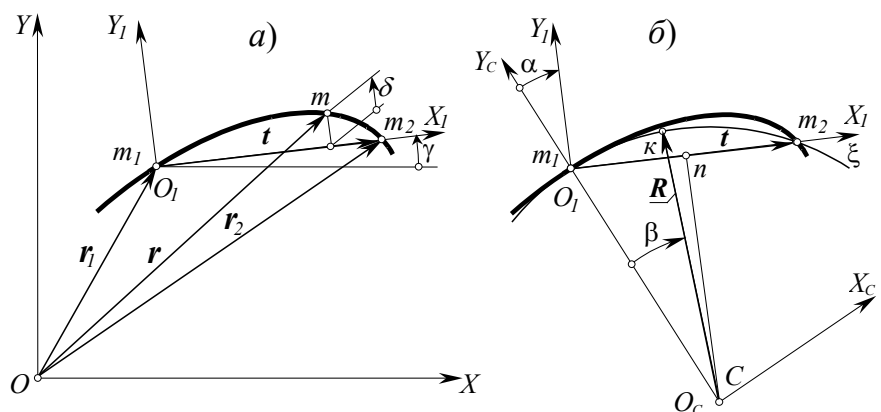


Рис. 24. Аппроксимация профилей зубьев: а—хордами; б—дугами окружностей

чена дополнительная система координат $S_C(O_Cx_Cy_C)$, начало которой помещено в центре C дуги окружности ξ (рис. 24, б). Текущая точка k на дуге в системе S_C определяется радиус-вектором R . Осуществив переход от системы S_C к S_1 , найдем отклонение дуги от хорды δ_c как составляющую радиус-вектора рассматри-

ваемой точки на ось O_1y_1 . Расстояние между профилем и дугой ξ можно с некоторой погрешностью определить как

$$\delta_k = \delta - \delta_c.$$

Сводка расчетных формул имеет вид

$$\left. \begin{aligned} t &= \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \\ \cos \gamma &= \frac{x_2 - x_1}{t}, \\ \sin \gamma &= \pm \sqrt{1 - \cos^2 \gamma}, \quad "+" \text{ при } y_2 - y_1 > 0, \\ \delta &= (x_1 - x) \sin \gamma - (y_1 - y) \cos \gamma, \\ l &= (x_1 + x) \cos \gamma + (y_1 + y) \sin \gamma, \\ h &= \sqrt{R_c^2 - \frac{t^2}{4}}, \\ \delta_c &= \pm (\sqrt{h^2 - l^2} + lt - h), \quad "+" \text{ если центр ниже оси } O_1x_1, \\ \delta_k &= \delta - \delta_c. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

С целью комплексной проверки полученных зависимостей геометрических параметров (9), (10) и (13) был выполнен расчет аппроксимированных хордами эвольвентных профилей зубьев колес РГМ-42 (параметры приведены выше) с величиной предельного отклонения $\delta=0,003$ мм. Решение реализовано по следующей схеме. При фиксированной точке m_1 для определения m_2 последовательно, начиная от второй за m_1 в числовом файле профиля, вычислялась максимальная величина δ ($\delta_{\max}$) от профиля до хорды m_1-m_2 до тех пор, пока $\delta_{\max} < 0,003$ мм. В следующем шаге точка m_2 принималась за m_1 и т.д. Результаты расчета приведены на рис. 25 в виде фрагментов колес. В итоге профиль зуба (рабочий участок с галтелью) описывается 10–15 точками.

Многие вопросы измерения некруглых колес изложены в работах проф. Ф.Л. Литвина и других исследователей.

В РГМ сателлиты являются плавающими, поэтому в зацеплении колес активную роль играют не только профили зубьев, но и поверхности вершин и впадин зубьев. Кроме того, если учесть, что в зацеплении находятся одно-

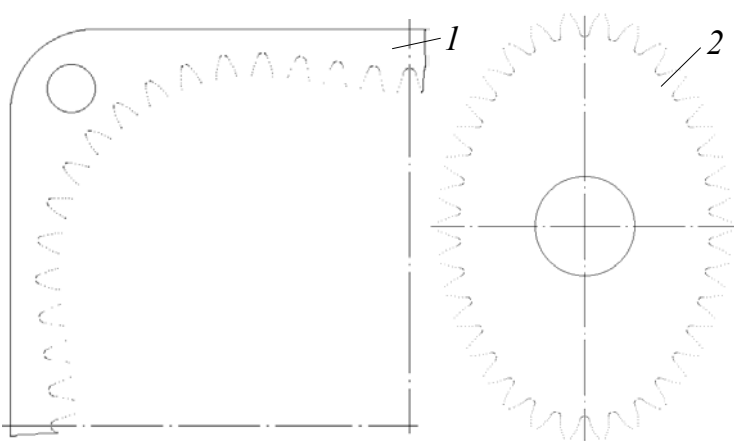


Рис. 25. Аппроксимированные эвольвентные профили зубьев: 1–СКВЗ; 2–СКНЗ

временно несколько сателлитов, причем между двумя некруглыми колесами, то вопросы качества изготовления и контроля являются весьма важными. Развитие

современной вычислительной техники, а также связанных с ним технологических возможностей станков с ЧПУ создает предпосылки для использования методов контроля, которые ранее были малоэффективными. К таким методам прежде всего относятся метод абсолютного контроля и метод измерения с помощью калибров.

Суть абсолютного метода контроля заключается в сопоставлении двух таблиц: таблицы теоретических координат точек, полученных расчетным путем по соответствующим программам, с таблицей координат измеряемых точек, найденных непосредственным измерением на приборе. В качестве такого прибора могут быть использованы измерительные микроскопы и координатно-измерительные машины с обработкой результатов измерения на компьютере. В мелкосерийном и серийном производстве удобен метод измерения некруглых колес с помощью набора калибров. Калибры приемлемого качества могут быть изготовлены методом электроэрозионного вырезания. В РГМ весьма важным параметром является направление зуба. Способов, а также устройств для измерения направления прямых зубьев достаточно много. В диссертационной работе для этой цели был приспособлен универсальный фрезерный станок. Для измерения координат торцевых профилей зубьев некруглых солнечных колес РГМ был использован универсальный измерительный микроскоп УИМ-21 с ценой деления 0,001мм.

С целью проверки результатов исследований, для подтверждения работоспособности новой РГМ были спроектированы и изготовлены модели РГМ-42 (рис.26) с параметрами: $Z_1=34$; $Z_2=68$; $Z_3=15$; $\alpha_w=20^\circ$, $k=0,98$, $m=1,5$ мм и 3мм.

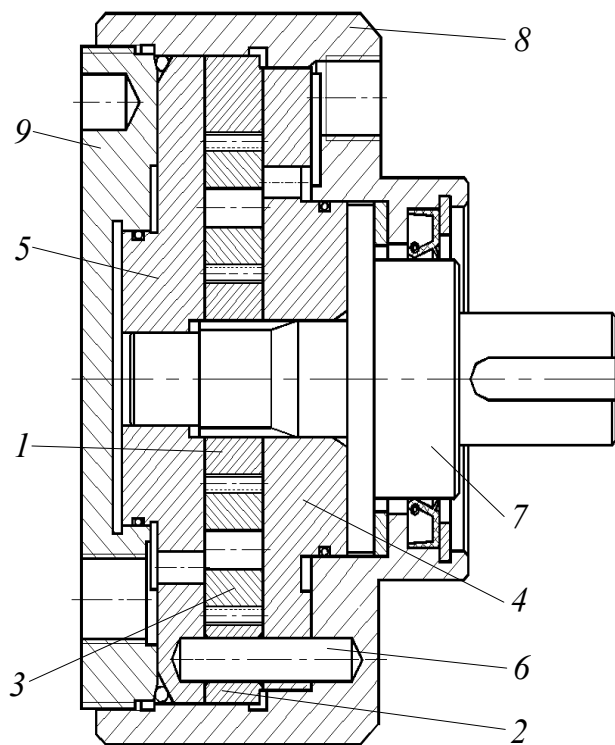


Рис. 26. Конструкция РГМ-42

Гидромашина с $m=3$ мм была установлена в приводе разгона экструдера на заводе “Полипропилен”, а с $m=1,5$ мм стала базовой для изготовления ручных гидробуров. Основу устройства составляют сборочная единица, состоящая из СКНЗ 1, СКВЗ 2, сателлитов 3, переднего диска 4, заднего диска 5, штифтов 6, и вал 7. Указанные узлы установлены в корпусе 8 и зафиксированы крышкой 9. На рис.27 показана конструкция РГМ-42 с $m=1,5$ мм в разобранном виде.

Результаты испытания гидромашины РГМ-42 с $m=1,5$ мм таковы.

Теоретическая производительность экспериментальной гидромашины при ширине колес $b=13$ мм равна

$$Q_{\Sigma} = 48426 \text{ мм}^3 \approx 48,5 \text{ см}^3.$$

Из графика 2, показанного на рис. 21, следует, что при заданной ширине колеса и $p=1$ МПа средний теоретический вращающий момент на валу равен

$$M = 7660 \text{ Н} \cdot \text{мм} \approx 7,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



Рис. 27. РГМ-42 в разобранном виде

Определение производительности устройства в режиме насоса производилось ручной прокачкой. Найденное в результате проведенного опыта среднее значение объема жидкости, перемещаемого за один оборот вала, равно $46,2 \text{ см}^3$, что согласуется с расчетными данными.

Для определения величины вращающего момента на валу подвижного колеса РГМ в режиме двигателя было использовано механическое нагрузочное устройство, подвешенное на подшипниках, соосных с валом гидромашины, в качестве тормозного узла—фрикционная тормозная система легкового автомобиля. Величина момента определялась массой уравнивающего груза. В результате проведенных испытаний получены следующие данные:

Производительность (рабочий объем), $\text{см}^3 / \text{об}$	46,2
Давление рабочей жидкости, МПа	8-15
Обороты наименьшие (без регулятора скорости), об /мин	25
Среднее значение вращающего момента, приведенного к $p = 1 \text{ МПа}$, Н·м	6,3

Уменьшение вращающего момента относительно расчетного можно объяснить объемными и механическими потерями.

РГМ-42 с параметрами $m=3\text{мм}$ и $b=30\text{мм}$, установленная в усовершенствованном приводе разгона экструдера на заводе “Полипропилен”, показала достаточно высокую надежность, позволила сократить число отказов и соответственно время простоя и улучшить условия технологического процесса.

Области возможного применения новой РГМ. На основе новых гидромашин могут быть созданы устройства самого различного назначения. Совмещение гидромашин с ходовыми колесами (мотор-колесо) создаст условия для освоения легких, надежных мобильных систем с высокой маневренностью и проходимостью, например вездеходов, машин для выполнения аварийно-спасательных работ в стесненных условиях. Конструкция новой гидромашин удобна для создания универсальных переносных инструментов, позволяющих производить глубоководные работы, используя в качестве рабочей жидкости забортную воду. Применение в горной промышленности позволит уменьшить аварийность за счет использования техники на основе РГМ с рабочей жидкостью, представляющей собой водную эмульсию. Новые гидромашин могут быть рекомендованы для создания передвижных и стационарных бурильных установок, а также для использования в составе поворотных устройств, обеспечивающих высокую точность позиционирования. Малогабаритные автомобильные лебедки с РГМ предпочтительнее, чем лебедки с электрическим или механическим приводом, особенно в тех случаях, когда автомобиль оснащен гидросистемой.

Заключение

В диссертации приведены разработанные автором теоретические положения, являющиеся основой для технических решений по созданию новых видов роторных гидромашин с некруглыми зубчатыми колесами, внедрение которых в различных областях техники внесет значительный вклад в ускорение научно-технического прогресса и позволит создавать новые конкурентоспособные машины, обладающие существенно большей эффективностью.

Основные результаты исследований заключаются в следующем.

1. Решена задача синтеза центроид планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами:

- найдено условие касания центроид: точки касания центроид колес находятся на прямой линии, проходящей через оси солнечных колес;

- введены две центроиды на сателлите, каждая из которых соприкасается с центроидой одного из солнечных колес. Использование двух центроид позволяет существенно расширить область существования гидромашин, а также варьирования качественными характеристиками;

- разработан кинематический метод определения искомой центроиды, упрощающий поиск и вид дифференциального уравнения связи между геометрическими параметрами передачи.

2. Из условия сборки планетарной передачи и соседства сателлитов найдена связь между количеством сателлитов и геометрическими параметрами центроид колес: $S = n + N$, $1 \leq N - n \leq 3$.

3. При перемене знака кривизны центроиды происходит разрыв эволюты эвольвентного зуба и отдельные ветви эволюты будут располагаться на разных сторонах относительно центроиды, а нормаль к профилям зубьев будет соприкасаться с двумя ветвями эволюты в их крайних точках. Профили эвольвентных зубьев, расположенных вблизи переходной точки центроиды, формируются из двух соприкасающихся эвольвент с противоположными знаками кривизны. В связи с этим использование для таких профилей метода копирования при изготовлении вызывает определенные трудности.

4. Разработан метод синтеза приближенных передач с некруглыми колесами на основе теории передач с промежуточными телами. Определено, что соответствующим подбором геометрических параметров передачи можно свести отклонение реальных профилей от теоретических до предела допуска на изготовление. Циклоидальные профили зубьев сателлита могут быть нарезаны на станках, предназначенных для изготовления колес конических и гипоидных передач с круговыми зубьями.

5. В известных схемах РГМ в некоторых случаях размеры каналов для рабочей жидкости (размещенных на СКВЗ) могут иметь ограниченную пропускную способность. При перенесении каналов на диски, связанные с СКНЗ, эти недостатки полностью устраняются, так как площади каналов при этом увеличиваются многократно. Кроме отмеченного положительного эффекта, указанный способ размещения каналов позволяет создавать гидромашины с тремя и более солнечными колесами. Суммируя движения разных солнечных колес, можно получить требуемые кинематические характеристики отдельных звеньев.

6. Чем ближе к единице отношение n/N , тем меньше флуктуация вращающего момента на валу подвижного колеса. Величина вращающего момента не зависит от вида зацепления. При наличии общего делителя (кроме единицы) между значениями n и N опорные реакции у солнечных колес равны нулю, причем независимо от вида зацепления. На величину контактного напряжения эвольвентной передачи оказывают влияния не абсолютные, а относительные размеры колес. Изгибная прочность эвольвентных зубьев не зависит явно от модуля зацепления: она находится в обратной зависимости от числа зубьев сателлита.

7. На основе разработанного математического обеспечения созданы программные модули комплексной системы расчета РГМ: модули расчета центроид колес с учетом качественных характеристик гидромашины; блоки расчета передач с различными видами зацепления с учетом вредных защемленных объемов жидкости во впадинах зубьев; программные блоки вычисления силовых и энергетических параметров РГМ; модули решения технологических задач.

8. На основании результатов выполненных исследований разработана техдокументация на ряд типоразмеров РГМ для различного назначения. Испытания изготовленных опытных образцов подтвердили правильность и достоверность результатов исследований. Так, РГМ-42, установленная в приводе разгона эксгрудера на заводе "Полипропилен", показала достаточно высокую надежность

работы, позволила сократить число отказов и соответственно время простоя и улучшить условия технологического процесса.

9. В настоящее время завод “ТЭМЗ”, специализирующийся на выпуске горно-шахтного оборудования и изделий общепромышленного назначения, приступил к освоению новых видов РГМ для создания малогабаритных ручных гидробуров.

Кроме того, результаты работы внедрены в учебный процесс на кафедрах “Теоретическая и прикладная механика” и “Компьютеризация в машиностроении” Томского политехнического университета.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Планетарные передачи с приближенным зацеплением // Теория и практика зубчатых передач. Труды Международной конференции. Ижевск: ИжГТУ, 1996. С. 393–397.

2. Беляев А.Е., Ан И-Кан, Рисман В.И. Расчет наладок зуборезных станков типа 5П23А, 525 и др. для нарезания по методу обкатки колес с промежуточными телами // Технология машиностроения и вопросы прочности. Томск: ТГУ, 1977. С.82-86.

3. А.с. № 631275 (СССР), В29 F9/10. Способ обработки изделий с циклоидальным профилем в торцевом сечении / Беляев А.Е., Ан И-Кан, Рисман В.И. Морозов А.Н.// БИ. 1987. № 41.

4. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Корригирование планетарных передач с некруглыми колесами // Теория реальных передач зацеплением. Труды VI Международного симпозиума. Курган: КГУ, 1997. Ч.1. С.77–79.

5. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Нарезание некруглых колес // Теория и практика зубчатых передач. Труды Международной конференции. Ижевск: ИжГТУ, 1998. С. 369–372.

6. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Эвольвентные профили зубьев некруглых колес // Автоматизация и прогрессивные технологии. Труды II межвузовской отраслевой научно-технической конференции. Новоуральск: НПИ, 1999. Ч.2. С. 112-114.

7. Ан И-Кан. Расчет передачи планетарного типа с некруглыми колесами, применяемых в системах нагнетания // Механика и машиностроение. Сборник трудов. Томск: ТПУ, 2000. С. 288-290.

8. Ан И-Кан. Технология изготовления замкнутых некруглых колес // Механика и машиностроение. Сборник трудов. Томск: ТПУ, 2000. С. 290-294.

9. Ан И-Кан. Синтез центроид планетарной передачи с некруглыми колесами // Механика и машиностроение. Сборник трудов. Томск: ТПУ, 2000. С. 294-299.

10. Патент № 2116513 (РФ), F04 C 2/08, F 03 C 2/08. Шестеренная гидромашина с промежуточными телами / Ан И-Кан // БИ. 1998. № 21.

11. Патент № 2137943 (РФ), F04 C 2/08. Роторная гидромашина / Ан И-Кан // БИ. 1999. № 26.

12. Патент № 2149281 (РФ), F04 C 2/08. Роторная гидромашина / Ан И-Кан // БИ. 2000. № 14.

13. Ан И-Кан. Аппроксимация профилей зубьев некруглых колес с применением ПК // Справочник. Инженерный журнал. 2000. № 11. С.39-41.
14. Ан И-Кан. Роторная гидромашина с промежуточными телами // Изобретатели–машиностроению. 2000. № 3. С.25-26.
15. Ан И-Кан. Геометрический расчет роторной гидромашины с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С.22-24.
16. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам. Новоуральск: НПИ, 2001. 91с.
17. Ан И-Кан. Гидромашины на основе некруглых колес и вопросы изготовления передач // Современные технологии при создании продукции военного и гражданского назначения. Труды Международного технологического конгресса. Омск: ОмГТУ, 2001. Ч.1. С. 338-340.
18. Ан И-Кан. Роторная гидромашина с некруглыми зубчатыми колесами. Силы в зацеплениях и вращающий момент // Справочник. Инженерный журнал. 2001. № 9. С.19-21.
19. Ан И-Кан. Центроиды некруглых колес планетарных механизмов роторных гидромашин // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 3-6.
20. Ан И-Кан. Способы размещения каналов для рабочей жидкости в роторных гидромашинах с некруглыми зубчатыми колесами. // Справочник. Инженерный журнал. 2002. № 3 (в печати).