

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Курганский государственный университет»

На правах рукописи



СМИРНОВ ВЛАДИМИР ВИКТОРОВИЧ

**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
МЕХАНИЗМОВ ПЛАНЕТАРНЫХ РОТОРНЫХ ГИДРОМАШИН С
ПЛАВАЮЩИМИ САТЕЛЛИТАМИ**

Специальность: 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Г.Ю. Волков

Курган – 2020 г.

СОДЕРЖАНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ	2
ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА.....	13
1.1. Существующие классификации и некоторые технические характеристики основных видов гидромашин.....	13
1.2. Схемы и конструкции объемных гидромашин, содержащих плавающие зубчатые звенья	18
1.3. Существующий опыт изготовления и проектирования ПРГМ	33
1.3.1. Опыт производства ПРГМ	33
1.3.2. Исследования геометрии некруглых зубчатых колес.....	34
1.3.3. Исследования геометрии ПРГМ	37
1.3.4. Параметры каналов, производительность и силовой анализ ПРГМ.....	41
Заключение по первой главе	46
2. СИСТЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН И НОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ПЛАВАЮЩИМИ САТЕЛЛИТАМИ.....	48
2.1. Систематика основных типов объемных гидромашин с позиций теории механизмов.....	48
2.1.1. Принципы предлагаемой классификации плоских механизмов объемных гидромашин.....	49
2.1.2. Гидромашин с двухэлементным контуром рабочей камеры.....	53
2.1.3. Гидромашин с трехэлементным контуром рабочей камеры.....	59
2.1.4. Гидромашин с четырехэлементным контуром рабочей камеры	61
2.1.5. Прочие объемные гидромашин	64
2.2. Замкнутые центроидные контуры (ЗЦК) и гидромашин, построенные на их основе	67
2.2.1. Виды замкнутых центроидных контуров.....	67
2.2.2. Используемые в ПРГМ виды ЗЦК, управляющие этими контурами механизмы, предлагаемые условные обозначения схем ПРГМ.....	70
2.3. Новые схемы механизмов гидромашин с плавающими сателлитами	75

Заключение по второй главе	80
3. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРГМ.....	82
3.1. Методика геометрического синтеза зубчатых звеньев ПРГМ.....	82
3.1.1. Расчет исходного планетарного круглозвенного механизма.....	82
3.1.2. Траектории движения центра сателлита	85
3.1.3. Расчёт параметров, характеризующих положения сателлита в каждой фазе его движения	87
3.1.4. Графическое получение контура венцов некруглых центральных колес ..	88
3.1.5. Исследование взаимосвязи коэффициента «некруглости» k_H с углом удержания λ сателлита.....	89
Заключение по третьей главе	96
4. КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА ПРГМ ГРУППЫ «R».....	97
4.1. Характеристики ПРГМ, зависящие от объема камер	97
4.1.1. Производительность.....	97
4.1.2. Мгновенный расход, пульсация потока.	102
4.1.3. Остаточные объемы.....	105
4.2. Расположение и размеры каналов.....	106
4.2.1. Сечения каналов в торцах односекционных ПРГМ при $M \neq N$	107
4.2.2. Площадь сечения канала в торце односекционных ПРГМ при $M=N$	114
4.3. ПРГМ с двумя секциями, соединенными последовательно	115
4.3.1. Сечения каналов	115
4.3.2. Характеристики производительности и пульсации	121
4.4. Критерии, связанные с силами, действующих на звенья ПРГМ	123
4.4.1. Максимальное давление среды, ограничиваемое прочностью зуба	124
4.4.2. Механический КПД.....	126
4.5. Итоговый сравнительный анализ схем ПРГМ по комплексу критериев..	130
Заключение по четвертой главе	133
5. ВЫБОР БАЗОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, УТОЧНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ИСПЫТАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ПРГМ	134
5.2. Выбор технологии изготовления некруглых колес ПРГМ	134

5.2.	Испытания ПРГМ 4×6 со стальными центральными колесами	137
5.2.1.	Конструкция 1-ой модели 4×6 и экспериментальной установки I.....	138
5.2.2.	Проведенные эксперименты.....	140
5.2.3.	Конструктивные изменения и испытания 2-ой модели ПРГМ 4×6	144
5.2.4.	Испытание 2-ой модели 4×6 на стенде.....	146
5.2.5.	Заключение по испытаниям масляного насоса 4×6	148
5.3.	Испытания ПРГМ 2×2 с капролоновыми центральными колесами.....	148
5.3.1.	Испытание двухступенчатой ПРГМ 2×2 в режиме масляного насоса.....	149
5.3.2.	Испытание одноступенчатой ПРГМ 2×2 в режиме вакуумного насоса ...	151
5.3.3.	Конструкция и испытания двухступенчатого ПРГМ 2×2 в режиме вакуумного насоса.....	152
5.3.4.	Анализ результатов испытаний моделей вакуумного насоса «2×2» и предложения по их промышленному внедрению	154
	ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ.....	155
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	157
	Приложение 1	176
	Приложение 2	181

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность. В настоящее время, практически во всех хозяйственных отраслях широко используются различного рода объемные гидромашины. Любое улучшение технических характеристик таких машин является востребованным и актуальным. Среди прочих объемных гидромашин известны насосы и гидродвигатели, построенные на базе замкнутых контуров, образуемых взаимодействующими зубчатыми колесами, часть из которых являются плавающими сателлитами. Принципиальным достоинством подобных машин является то, что в них нет нагруженных кинематических пар скольжения, а износ основных рабочих поверхностей – боковых поверхностей зубьев не приводит к потере герметичности рабочих камер. Общепринятого названия у этой группы гидромашин пока нет. В данной работе будем называть их планетарно-роторными гидромашинами (ПРГМ) с плавающими сателлитами.

Различные кинематических схемы ПРГМ предложили D. Herman, K.W. Charles, D. Sieniawski (США), B. Sieniawski, J. Potulski (Польша), Zhang Quan, Jian Dong, Wu Xutang, Dou Lihong, Chen Guo-Qiang, Menghe Zhang, Xie Yong, Yuan Yongzhuang, Zhenhui Luan, Xu Honghao, Dong Yuhui, Gao Wenhe, Wei Xu, Shubo Wang, Jiansheng Li (Китай), Ishizaki Yoshikimi (Япония), J.A. Halliwell (Великобритания), Н.И. Костиков, Ан И-Кан, Г.Ю. Волков и др. Однако производство и практическое использование подобных гидромашин было крайне ограничено. В настоящее время ПРГМ серийно производится на единственном в мире предприятии «Hydromech» в Польше. Эти ПРГМ работают в режиме гидродвигателя при давлении 20-25 Мпа. Из публикаций украинского ученого З.Л. Финкельштейна следует, что планетарно-роторные гидродвигатели фирмы «Hydromech» по удельным показателям: масса на единицу рабочего объема и масса на единицу передаваемого момента превосходят все прочие виды гидродвигателей.

Основная причина того, что эти ПРГМ получили малое распространение, заключается в сложности изготовления некруглых зубчатых колес традиционными механическими методами. Современные технологии значительно

упрощают производство некруглых зубчатых звеньев, что открывает новые возможности для промышленного освоения ПРГМ.

Другая причина, сдерживающая производство ПРГМ, заключается в малоизученности методов геометрического проектирования (расчета) гидромашин данного типа. Фирма «Hydromech» используемых методик расчета не публикует.

Теоретические основы геометрии некруглых зубчатых колес механических передач были заложены Ф.Л. Литвиным. Авторы более поздних работ S. William, D. Barkah (США), I. Zarebski, P. Krawiec, A. Marlewski, T. Sałaciński (Польша), V. Marius, L. Andrei (Румыния), J. Dorić, I. Klinar, M. Dorić (Сербия), S. Medvecká-Beňová (Словакия), V. Laczik (Венгрия), T. Hasse (Германия), G. Danieli (Италия), Biing-Wen Bair, Chung-Biau Tsay (Тайвань), W. Tingting (Китай), A. Lozzi (Австралия), А.П. Падалко, С.О. Киреев рассматривали вопросы профилирования некруглых зубчатых колес с использованием виртуального компьютерного моделирования, применительно к их изготовлению на станках с ЧПУ. Геометрия планетарного механизма с некруглыми зубчатыми колесами рассматривается в работе D. Mundo (Италия), Jiangan Li (Китай).

Непосредственно комплексу вопросов проектирования ПРГМ посвящены статьи и докторская диссертация российского ученого Ан И-Кана. Однако и его работы не решают всех вопросов, возникающих при проектировании ПРГМ. Использованный Ан И-Каном подход к геометрическому расчету сложен и не доведен до инженерного уровня. Не проведен сравнительный анализ различных схем, поэтому не ясно, какие из схем следует предпочесть в конкретных ситуациях. Не в полной мере рассмотрены вопросы технологии изготовления некруглых зубчатых колес ПРГМ. В работах Г.Ю. Волкова, Д.А. Курасова, М.В. Горбунова предложен более простой метод геометрического расчета некруглых колес в ПРГМ, однако этот метод содержит трудоемкие операции промежуточных графических построений и корректировок.

Следует констатировать, что для инженерного проектирования реальных промышленных изделий на основе ПРГМ информации, имеющейся в технической литературе недостаточно.

Таким образом современные 2Д и 3Д технологии значительно упрощают производство некруглых зубчатых звеньев, что открывает новые возможности для промышленного освоения ПРГМ. В связи с этим актуальным становится глубокое изучение всего комплекса задач, касающихся ПРГМ, начиная с обоснованного выбора их схем, создания методов и совершенствования методик расчета и заканчивая разработкой конструкций, адаптированных к новым технологиям.

Цель диссертационной работы заключается в повышении эффективности проектирования механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами за счет рационального выбора их кинематических схем и разработки инженерного метода геометрического расчета.

Основные задачи исследований.

1. Систематика схем ПРГМ, с позиции структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры. Выяснение места, которое занимают ПРГМ в ряду прочих объемных гидромашин. Классификация собственно ПРГМ.

2. Совершенствование инженерного метода геометрического проектирования зубчатых звеньев ПРГМ.

3. Разработка методик расчетов различных схем ПРГМ по важнейшим критериям: производительность; площадь сечений каналов; механический КПД и др. Анализ схем ПРГМ по критериям. Выявление схем, наиболее подходящих для использования в качестве насосов для несжимаемых жидкостей и гидродвигателей, а также пневмомашин, в частности вакуумных насосов.

4. Конструктивная реализация схем ПРГМ, обладающих наиболее высокими техническими характеристиками. Разработка конструкций ПРГМ адаптированных к использованию 2Д технологий.

5. Экспериментальное исследование и стендовое испытание гидромашин, направленные на проверку принципиальной работоспособности новых схем ПРГМ, корректности разработанной методики геометрического

расчета некруглых зубчатых звеньев, а также на проверку применимости материалов и технологий обработки деталей ПРГМ. В том числе на проверку работоспособности ПРГМ со стальными и полимерными зубчатыми звеньями, собранными из отдельных дисков, которые обработаны лазерной резкой.

6. Рекомендации к использованию ПРГМ в конкретном промышленном изделии.

Область исследования. Диссертационная работа выполнена в соответствии с пунктами 1. «Теория и методы исследования процессов, влияющих на техническое состояние объектов машиностроения, способы управления этими процессами»; 2. «Теория и методы проектирования машин и механизмов, систем приводов, узлов и деталей машин» и 4. «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования» паспорта специальности 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

Объектом исследования являются комплекс структурных, геометро-кинематических и эксплуатационных свойств планетарных механизмов объемных гидромашин с плавающими сателлитами, а также процедуры проектирования этих машин.

Предметом исследования являются структурные признаки ПРГМ и формирование банка их возможных схем, методология геометрического профилирования венцов некруглых зубчатых колес, физические и расчетные критерии работоспособности и качества ПРГМ, выявление схем, наиболее подходящих для работы с жидкостями и газами.

Научная новизна работы:

1. Предложена систематика объемных гидромашин с позиций структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры, которая позволяет определить место ПРГМ среди прочих гидромашин. Разработана классификация кинематических схем ПРГМ, включающая новый признак «характер движения ведущего звена», и распространяющаяся на неизвестные ранее схемы.

2. Разработан метод геометрического проектирования ПРГМ, при котором на первом этапе выбора параметров траектории движения центров сателлитов коэффициент «некруглости» траектории рассчитывают через угол давления в зацеплении, а коэффициенты изменения длин центровых траекторий сателлитов вычисляются аналитически. В отличие от ранее существовавшего этот метод не требует промежуточных геометрических построений и корректировок.

3. Разработан расчетный метод нахождения размеров сечений подводящих каналов ПРГМ, применимый как к односекционным, так и многосекционным гидромашинам с расположением каналов в солнечном колесе или эпицикле, который в отличии от существовавшего ранее метода не требует графических построений.

Практическую значимость имеют следующие результаты:

1. Инженерная методика геометрического расчёта некруглых зубчатых звеньев ПРГМ, не требующая промежуточных геометрических построений и корректировок.

2. Сравнительный анализ различных схем ПРГМ по критериям: производительности, сечения каналов, остаточных объемов и механического КПД. Что позволило выбрать наиболее предпочтительные схемы для сжимаемых и несжимаемых рабочих сред.

3. Разработанные конструкции гидромашин, адаптированные к 2Д технологиям изготовления зубчатых звеньев.

4. Положительные результаты испытаний гидромашин, изготовленных по 2Д технологиям. Доказана возможность использования пакетной конструкции некруглых зубчатых звеньев ПРГМ.

5. Конструкция вакуумного насоса, построенная на базе ПРГМ схемы 2×2.

Методы исследований, достоверность и обоснованность результатов.

Теоретические исследования базируются на теории механизмов и машин, теории зубчатых зацеплений. При решении задач диссертационного исследования

использовались аналитические методы решения алгебраических уравнений, а также вычисления осуществляемые с помощью системы компьютерной математики «MathCAD». Профилирование зубчатых венцов выполнялось с использованием графической системы 2Д проектирования «КОМПАС». Экспериментальные исследования осуществлялись на стендовом оборудовании с использованием современной измерительной аппаратуры.

Достоверность и обоснованность теоретических положений работы подтверждается успешным испытанием работоспособных образцов ПРГМ с плавающими сателлитами. Качество ряда конструктивных решений подтверждается экспертными заключениями по патентам.

Положения, выносимые на защиту:

1. Структурная классификация ПРГМ, позволившая перечислить все возможные схемы, а также результаты сравнительного анализа этих схем по основным техническим критериям.
2. Усовершенствованный метод геометрического расчета зубчатых звеньев ПРГМ и соответствующая инженерная методика.
3. Доказанная возможность использования пакетной конструкции зубчатых звеньев в сочетании с лазерной технологией их профилирования.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы обсуждались на международной научно-технической конференции «Инновационные технологии в автоматизированном машиностроении и арматуростроении» (Курган, 2010 г.), на международной научно-технической конференции «Машиностроение – основа развития промышленности», посвященная 140-летию со дня рождения основателя зауральского машиностроения Сергея Александровича Балакшина. (Курган, 2017 г.); на IX научно-практической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения» (Ижевск, 2017 г.); на всероссийской научно-практической конференции «Методы механики в решении инженерных задач» (Курган, 2017 г.); на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в

машиностроении 2018» (Севастополь, 2018 г.), на конференции «XII Международная IEEE научно-техническая конференция «Динамика систем, механизмов и машин» 13-15 ноября 2018 года» (Омск, 2018 г.), на международной научно-технической конференции «Современные направления и перспективы развития технологий обработки и оборудования в машиностроении 2019». (Севастополь, 2019 г).

Работа выполнялась при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта №17-48-450262 «Структурно-параметрический синтез и разработка конструкций планетарных роторных гидромашин, адаптированных к 2Д-технологиям изготовления». В рамках действующего гранта при финансовой поддержке РФФИ и правительства Курганской области в рамках научного проекта №19-48-450001 «Исследование и совершенствование рабочих механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами».

Личный вклад соискателя заключается:

При выполнении теоретической части исследования автором лично разработана классификация кинематических схем ПРГМ, включающая новый признак «характер движения ведущего звена», и распространяющаяся на неизвестные ранее схемы. Автором разработан метод геометрического проектирования ПРГМ, при котором на первом этапе выбора параметров траектории движений центров сателлитов коэффициент «некруглости» траектории рассчитывают через угол давления в зацеплении, а коэффициенты изменения длин центровых траекторий сателлитов вычисляются аналитически. В отличие от ранее существовавшего этот метод не требует промежуточных геометрических построений и корректировок. Лично автором получены аппроксимирующие зависимости для расчета производительности различных схем ПРГМ, а также площадей сечений каналов в односекционных и многосекционных ПРГМ. Разработанная система критериев качества ПРГМ позволила автору провести сравнительный анализ всех схем, содержащихся в классификации, и выявить ПРГМ, наиболее подходящие для использования в

различных отраслях промышленности в качестве насосов и двигателей. Соискателем лично обоснована применимость пакетной технологии изготовления некруглых зубчатых колес ПРГМ.

При выполнении экспериментального исследования соискатель принимал непосредственное участие в подготовке и проведении экспериментов, обработке и анализе полученных данных.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 29 работ, в том числе 9 статей в рецензируемых журналах, входящих в перечень ВАК, 3 статьи в журналах, индексируемых базой Scopus, получено 5 патентов на изобретения и полезные модели.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1. Существующие классификации и некоторые технические характеристики основных видов гидромашин

Прежде чем сосредоточиться на изучении собственно ПРГМ, проанализируем какие объемные гидромашин (насосы и двигатели) обычно применяются на практике.

Многие отечественные авторы [38; 62; 162] учебной и научной литературы опираются на развернутую систематику гидромашин [55]. В качестве классификационных признаков объемных насосов и гидродвигателей используются: характер движения рабочих органов, характер движения ведущего звена, вид рабочих органов, направление перемещения жидкой среды и другие признаки. Подобная классификация [62] приведена на рис. 1. В одном из основных отечественных учебников [38] приводится классификация роторных насосов, показанная на рис. 2.

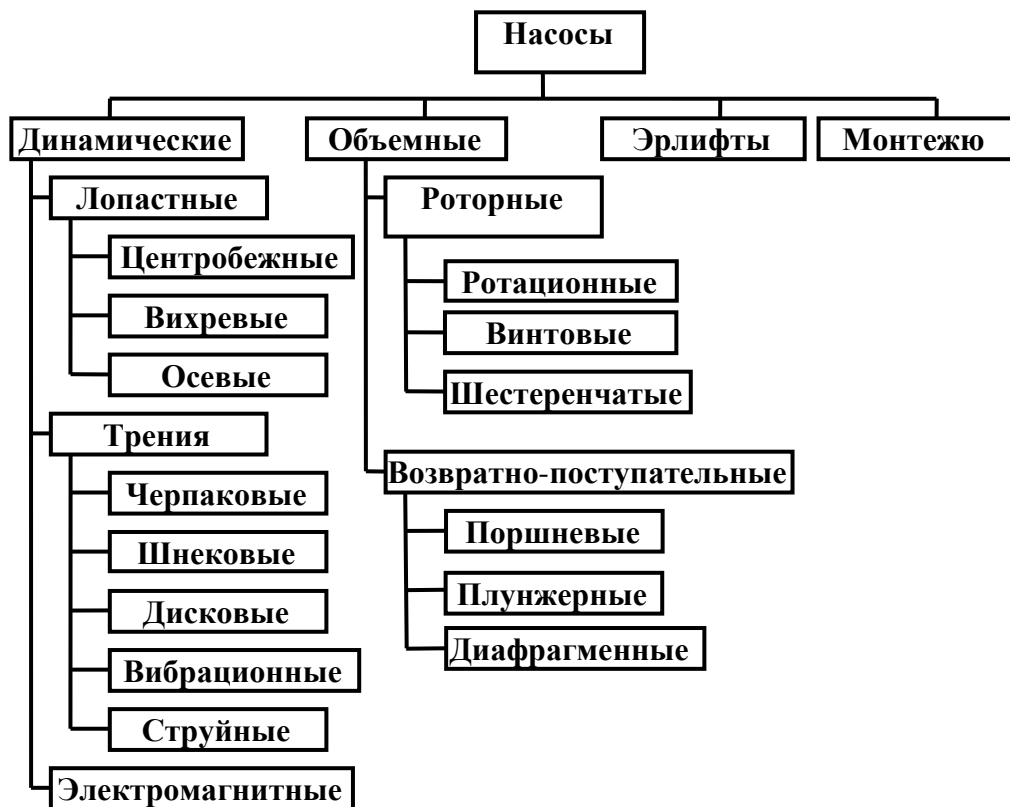


Рис. 1. Классификация насосов [62]



Рис. 2. Классификация роторных насосов [38]

Характерные классификации [8; 21] объемных гидромашин, используемые в иностранной учебной литературе приведены на рис. 3 и рис. 4.

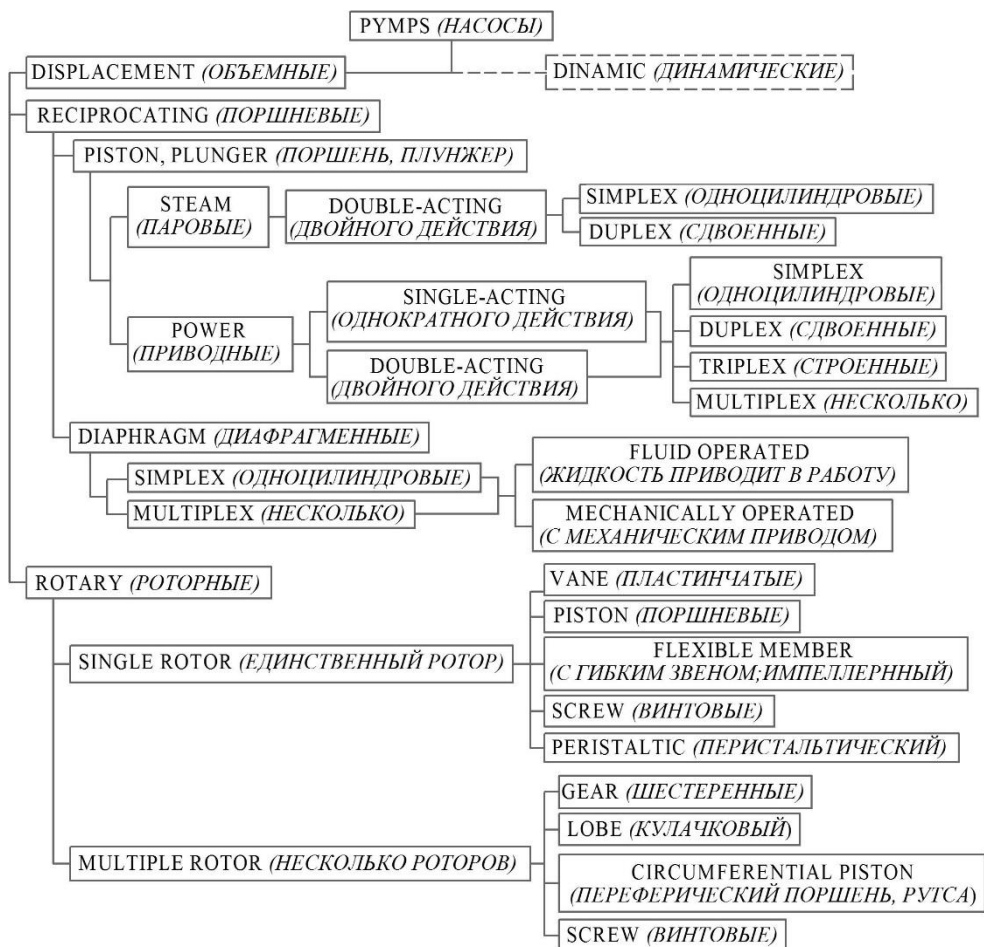


Рис. 3. Классификация объемных гидромашин [8]

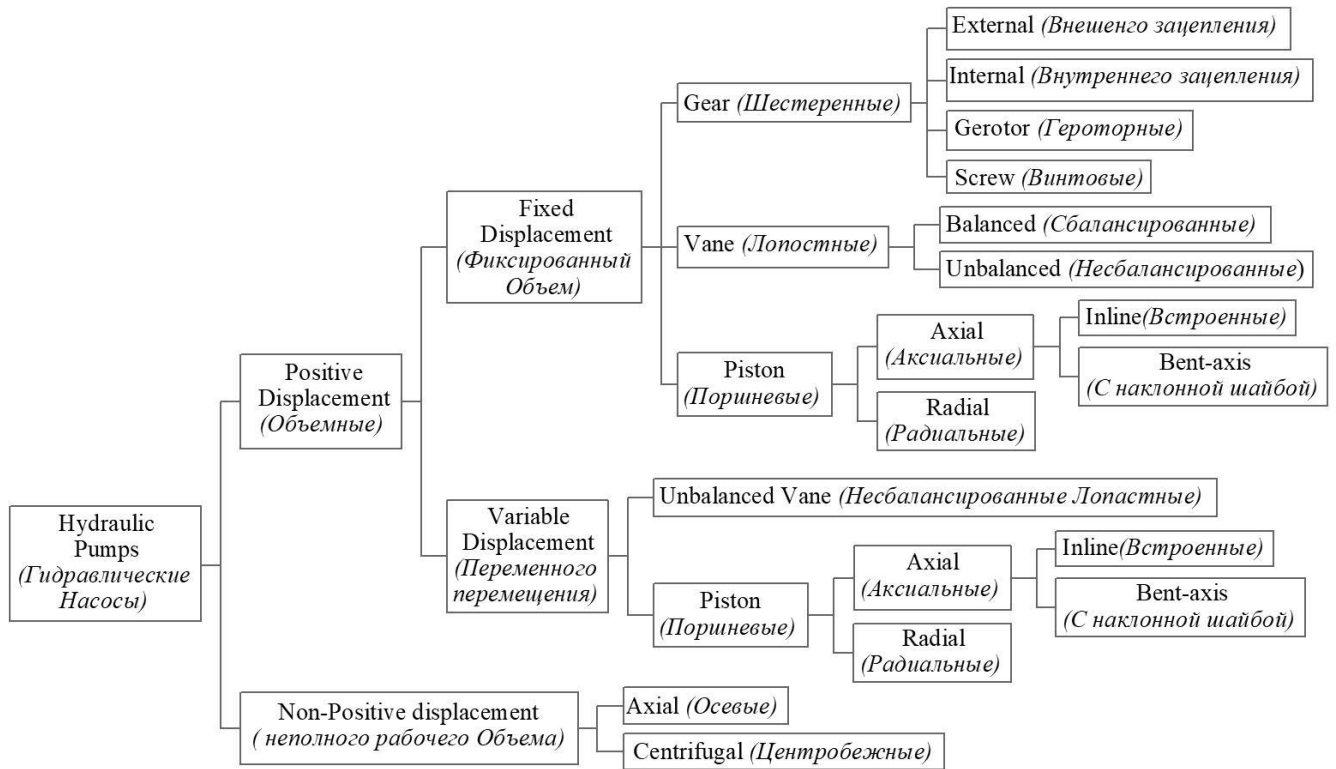


Рис. 4. Диаграмма типовой классификации гидравлических машин [21]

Таким образом, во всех классификациях присутствуют динамические (центробежные и осевые), а также объемные гидромашин. В зависимости от характера движения звеньев, образующих рабочую камеру, объемные гидромашин делятся на ротационные и возвратно-поступательные.

Ротационные гидромашин бывают: лопастные (иначе, пластинчатые, шиберные), шестеренные (внешнего и внутреннего зацепления), героторные (планетарные), винтовые.

Некоторые авторы [38] выделяют класс «роторные гидромашин», объединяющий схемы по признаку непрерывности процесса подачи рабочей среды. В этот класс, помимо перечисленных выше ротационных гидромашин, включают радиально-поршневые и аксиально-поршневые машин – рис. 2.

Различные гидромашин имеют свое назначение в зависимости от технических характеристик, важнейшими из которых являются давление p рабочей среды, ее расход Q , а также массогабаритные характеристики. Объемные машин, как правило, обеспечивают меньшую производительность, чем динамические, но зато способны работать при более высоком давлении.

Термин «гидромашины» применяется по отношению к насосам и двигателям, работающим как на несжимаемых средах (жидкостях), так и на сжимаемых средах (газах).

На несжимаемых жидкостях максимальные давления, создаваемые динамическими насосами в одной ступени, составляют $0,8 \div 1,5$ МПа ($8 \div 15$ атм.) [59; 80]. Объемные шестеренные насосы обеспечивают давление $1 \div 25$ МПа ($10 \div 250$ атм.) для внешнего зацепления и $34,5$ МПа (345 атм.) для внутреннего зацепления [63; 173; 174]. Пластинчатые (шиберные) насосы – 21 МПа (210 атм.) [154]; Аксиально- и радиально-поршневые насосы до 70 МПа (700 атм.) [31; 64; 65; 157].

На газовых средах работают компрессоры, вакуумные насосы и пневмодвигатели. Поршневые компрессоры (в одной ступени сжатия развивают давление от $0,6$ до $1,1$ МПа ($6 \div 11$ атм.) [61; 66]. Максимальное рабочее давление роторно-пластинчатого (шиберного) компрессора составляет $1,5$ МПа (15 атм.) [77; 82]. Винтовой компрессор создает предельное давление $0,7 \div 3$ МПа ($7 \div 30$ атм.) [66]. Спиральные компрессоры развивают давление $0,8 \div 1$ МПа ($8 \div 10$ атм.). Двухроторный насос (Рутса) – $0,15$ МПа ($1,5$ атм.) [163]. Поршневые вакуумные насосы с самодействующими клапанами в одной ступени обеспечивают предельное давление $4 \cdot 10^3 \div 1 \cdot 10^4$ Па (вакуум $0,9 \div 0,95$) [155]. Пластинчато-роторные насосы типа УВД [79], КО [78], предназначенные для создания технического вакуума (доильные аппараты, ассенизаторские машины) обеспечивают разряжение $0,85$.

Помимо основных, широко применяемых видов гидромашин, которые выше упомянуты в классификациях, известны и такие гидромашины, которые пока по тем или иным причинам не нашли широкого применения. В частности, известны роторные гидромашины, выполненные на базе планетарных механизмов с плавающими сателлитами [100; 108; 120; 145 и др.]. Общепринятого, установившегося названия таких гидромашин пока нет. Одни исследователи называют их планетарно-кулачковыми [108], другие – гидромашинами с некруглым эпициклическим колесом [100], гидромашины с плавающими

сателлитами [139; 171], шестеренными гидромашинами внутреннего зацепления [132], просто роторными гидромашинами [133]. В данной работе вслед за отечественными авторами [28; 34] будем использовать термин планетарно-роторные гидромашины (ПРГМ).

В работе [171], основывающейся на данных [83] приведены сравнительные характеристики планетарно-роторных гидромоторов. Авторы работы [171] предлагают характеризовать совершенство конструкции гидродвигателя отношением его массы на единицу рабочего объема (удельная масса, рис. 5) и отношением массы на единицу передаваемого момента (удельный момент, рис. 6). По упомянутым удельным характеристикам планетарно-роторные гидромоторы превосходят прочие виды гидродвигателей.

Тем не менее, в силу трудности изготовления ПРГМ и общей малоизученности, они не получили широкого промышленного применения. В настоящее время, в связи с развитием технологий целесообразно более глубоко изучить вопросы, связанные с конструированием, изготовлением и применением ПРГМ подобных гидромашин, выполненных на базе механизмов с плавающими зубчатыми колесами.

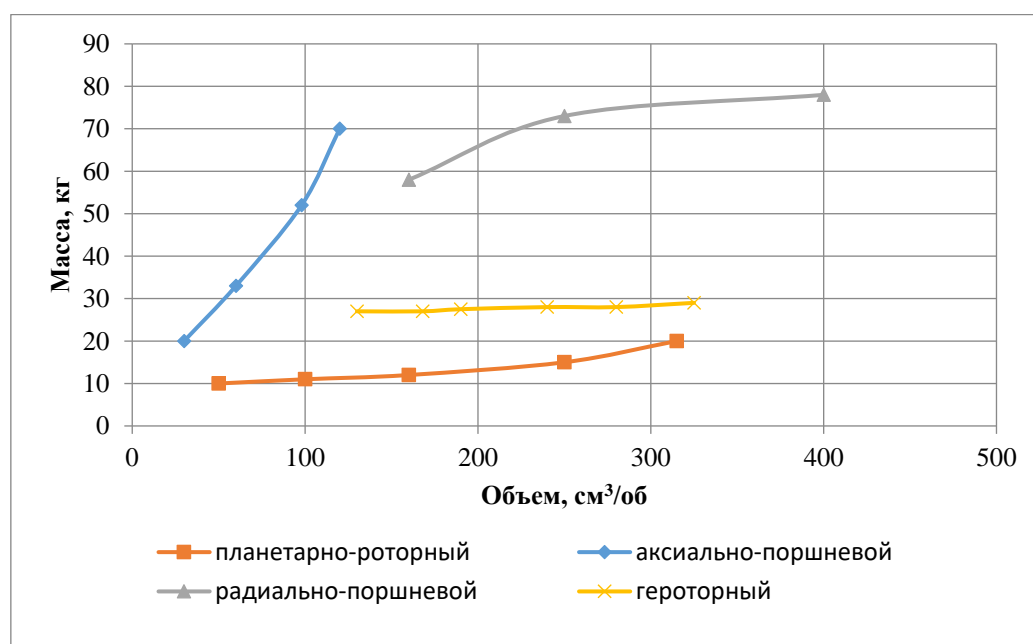


Рис. 5. Удельные массовые показатели гидромоторов различных типов [171]

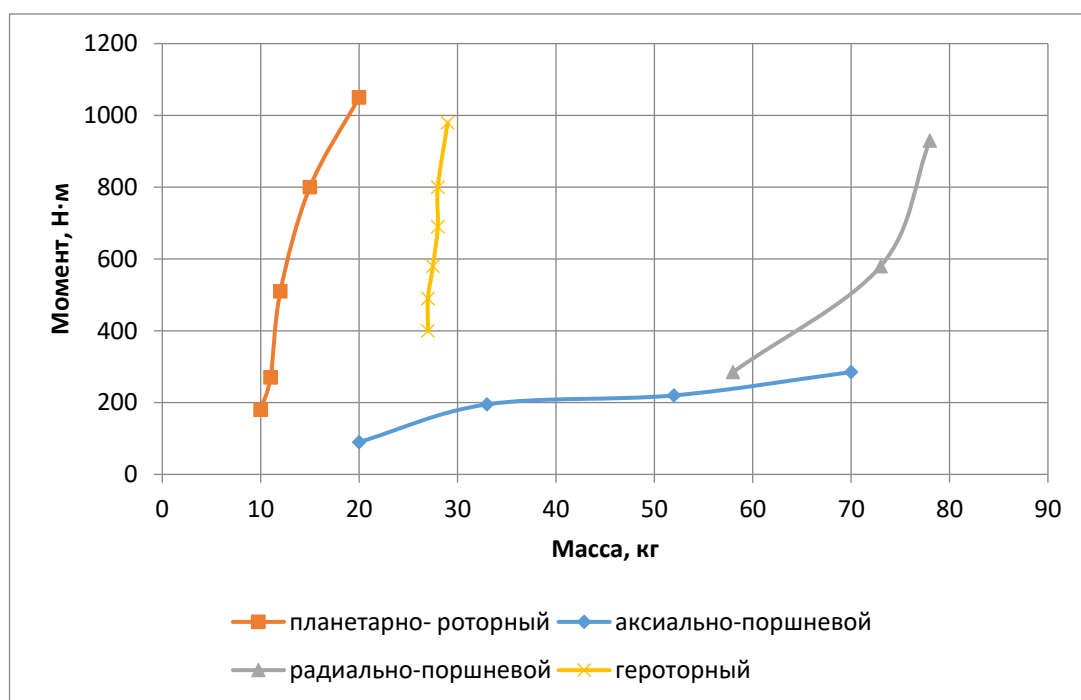


Рис. 6. Удельный момент гидромоторов различных типов [171]

1.2. Схемы и конструкции объемных гидромашин, содержащих плавающие зубчатые звенья

Роторные гидромашинны, выполненные на базе планетарных механизмов с плавающими сателлитами были известны уже в начале XX века. На рис. 7 показана схема гидромашинны, запатентованной изобретателем Dock Herman в 1913 году [133]. Гидромашинна содержит круглую солнечную шестерню 1, установленную эксцентрично, некруглый, волнообразный эпицикл 2, а также сателлиты 3. Каналы 4 подачи и отвода среды выполнены в торцевых стенках эпицикла (на всех рисунках главы 1 позиции 1, 2, 3, 4 соответствуют тем же элементам).

На рис. 7 показано также устройство 5 для поворота торцевой стенки, которое регулирует работу насоса, его производительность, но не является обязательным. Количество волн солнечной шестерни и эпицикла является важнейшей характеристикой подобных гидромашин. Схему, показанную на рис. 7, по количеству волн $M=1$ солнечной шестерни и эпицикла $N=3$ обозначим 1×3 .

При работе устройства в режиме насоса ротор 1 (солнечная шестерня), приводимый в движение внешним источником, вращает сателлиты 3, которые обкатываются по зубчатому венцу статора 2 (эпицикла). Рабочие камеры, заключенные между звеньями 1, 2 и 3, совершают вращательное движение. Объем камер периодически изменяется, а рабочая среда, через каналы 4 всасывается и вытесняется из этих камер. В режиме двигателя ротор 1 вращается за счет сил давления среды, подаваемой в рабочие камеры.

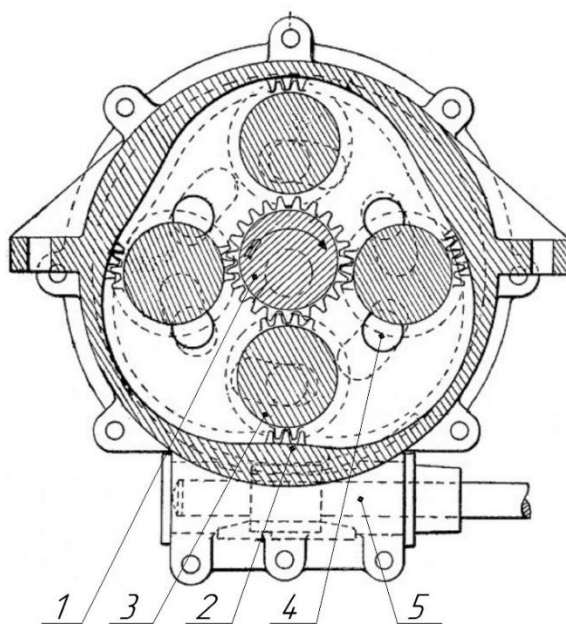


Рис. 7. Роторная гидромашина 1×3 [133]

Достоинствами конструкции является надежное уплотнение рабочих камер зубчатыми зацеплениями сателлитов с солнечной шестерней и эпициклом, а также отсутствие необходимости в клапанах и золотниковых устройствах.

Следующие механизмы, относящиеся к группе ПРГМ начали появляться уже после 60х годов XX века. Вместо одного круглого, а другого некруглого центральных колес появились схемы с двумя круглыми [109; 131; 141] или двумя некруглыми [108; 120; 139] колесами.

Планетарный рабочий механизм гидромашин представленный на рис. 8 содержит два круглых центральных колеса 1 и 2 и два круглых сателлита 3 (авторы изобретения Halliwell J.A., Turnbull D.E., Read A.G. [109]). В данном механизме солнечная шестерня 1 шарнирно закреплена на водиле 5, соосном

статору 2. Каналы 4 подвода и отвода рабочей среды выполнены в цилиндрической и торцовой крышке эпицикла 2. Достоинством такой конструкции является простота изготовления всех звеньев планетарного механизма. Серьезным недостатком является то, что, несмотря на наличие водила, система не может самостоятельно выйти из «мертвого» положения при котором все оси звеньев 1, 2, 3 лежат на одной линии. Все известные устройства, обеспечивающие преодоление этой «мертвой» точки сложны и несовершенны.

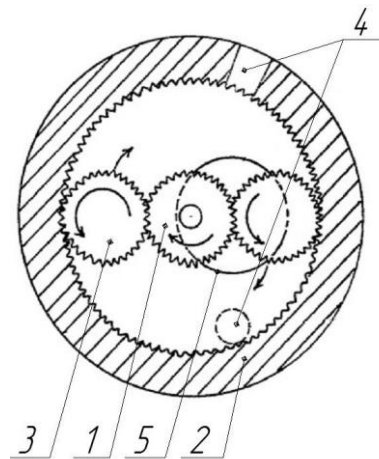


Рис. 8. Роторная объемная гидромашина 1×1 [109]

Одно из таких устройств предложено в самом патенте [109] рис. 9. Для преодоления «мертвых» точек в нем последовательно соединены, на общем валу-водиле 5 два однотипных механизма, развернутые в противофазе. Такое конструктивное решение имеет целый ряд недостатков: главным из которых, является наличие дополнительного элемента 6, нарушающего герметичность рабочих камер.

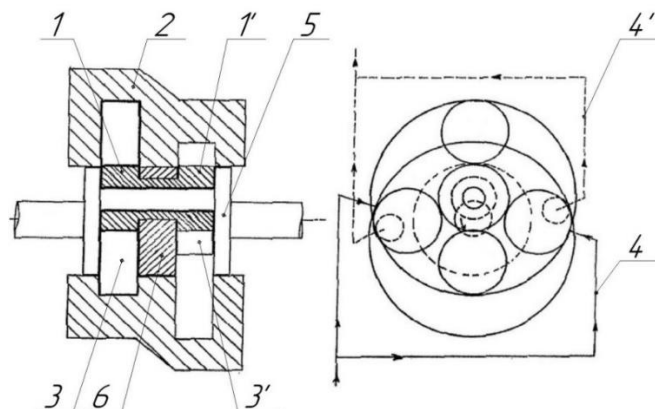


Рис. 9. Роторная объемная гидромашина 1×1 [109]

Другие устройства [131; 141], устраняющие неопределенность движения в «мертвом» положении сателлитов, представляют собой дополнительный зубчатый механизм. В патенте Charles K.W. США [141] – рис. 10, этот механизм содержит ведущий вал 5 эксцентричный эпициклу 2, на котором закреплена шестерня 6, а также вал 7, консольно установленный на роторе 1, несущий шестерню 8. Шестерня 8 находится в зацеплении с шестерней 6. Каналы 4 подвода и отвода рабочей среды выполнены в цилиндрической части эпицикла 2. Недостатком устройства является наличие консольных элементов, которые не позволяют создать достаточно большие давления среды.

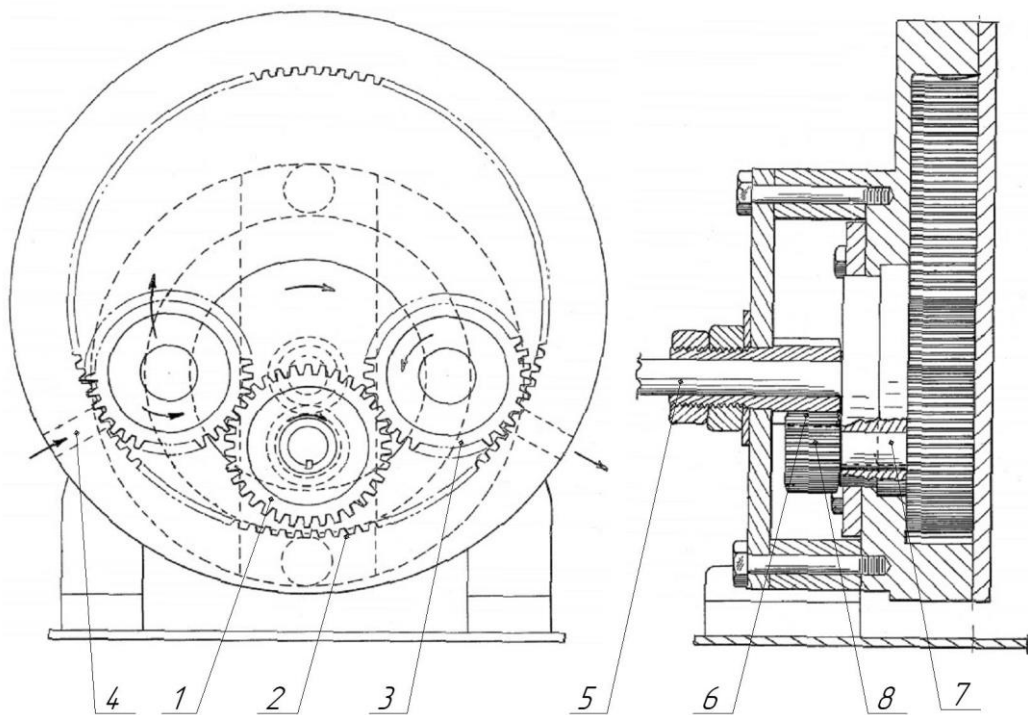


Рис. 10. Роторная объемная гидромашина 1×1 [141]

В патенте Костикова Н.И., Назарова И.И., Мосьпана М.Ф. СССР [131] (рис. 11) ротор 1 полый и на его внутренней поверхности выполнены зубья. Механизм, обеспечивающий преодоление «мертвых» точек, содержит ведущий вал-шестерню 5, взаимодействующую с внутренним венцом ротора 1, через паразитную шестерню 6. Габариты такого устройства меньше, чем в предыдущем случае (рис. 10), но консольность зацепления остается.

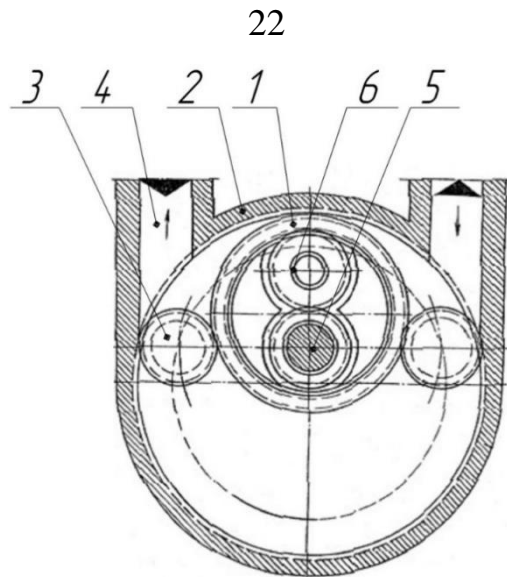


Рис. 11. Шестеренная гидромашина 1×1 [131]

Оригинальная конструкция устройства для вывода гидромашины 1×1 из «мертвого» положения, работающая по принципу силового взаимодействия, была предложена Волковым Г.Ю. [124]. В этой конструкции (рис. 12) солнечная шестерня 1 (ротор) установлена шарнирно на корпусе, а эпициклическое колесо 2 взаимодействует с корпусом при помощи коромысла 5, лишая его вращения.

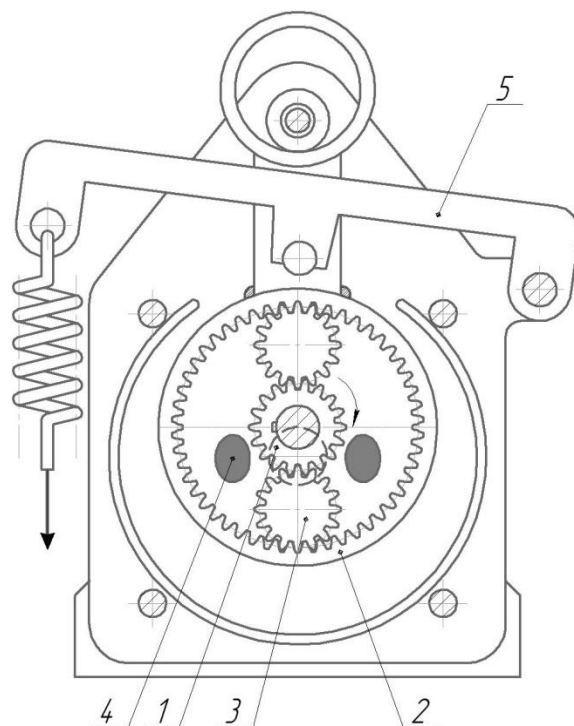


Рис. 12. Роторная гидромашина [124]

Гидромашины с двумя некруглыми центральными колесами были предложены в 70-х годах XX века польским изобретателем Bohdan Sieniawski [108] – рис. 13. Работает механизм аналогично представленному на рис. 7, особенность этой конструкции в том, что солнечное центральное колесо 1 также некруглое, как и эпицикл 2.

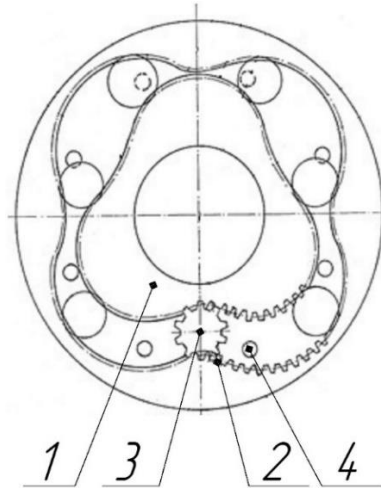


Рис. 13. Планетарно-кулачковый двигатель 3×4 [108]

Bohdan Sieniawski также запатентовал другое исполнение гидродвигателя [139]. Каналы 4 подвода и отвода расположены в остановленной солнечной шестерне 1, а ведущим звеном является эпицикл 2 совершающий вращательное движение (рис. 14). Каналы, выполненные в солнечной шестерне, позволяют увеличить их размер, но при этом усложняется коммутация. Подобные гидромашины были запатентованы в Китае [93; 101; 106; 148], но позже.

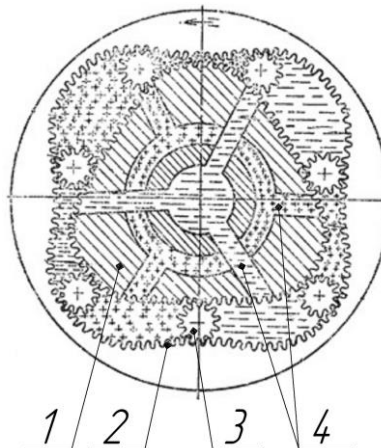


Рис. 14. Объемный роторный двигатель 3×4 [139]

В упомянутых выше ПРГМ разность чисел волн некруглых зубчатых колес: $N-M=1$. Общий недостаток всех подобных гидромашин – отсутствие симметрии приложения нагрузок к валу ротора. При высоких давлениях среды это недопустимо. Проблема симметрии решается соотношением чисел волн N и M . Эти числа должны иметь общий делитель неравный единице. При $N-M=1$ такое невозможно.

В гидромашинах [143] предложенных Dariusz Sieniawski в 2001 г. (рис. 15) соотношение чисел волн 6×8 и 4×6 , при этом солнечное колесо 1 вращается, а эпицикл 2 остановлен. Рабочие камеры соединены через ротор 1 с каналами 4, выполненными в цилиндрической части ротора, и при его вращении эти камеры изменяют свой объем, рабочая среда либо всасывается, либо вытесняется из каналов, выполненных в роторе.

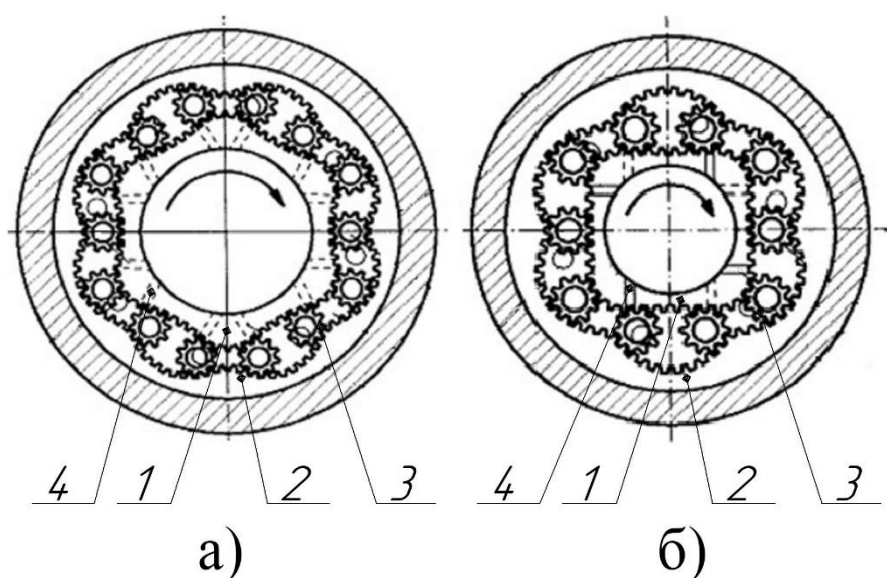


Рис. 15. Сквжинный гидромотор а) 6×8 и б) 4×6 [143]

Основные схемы ПРГМ, приведённые выше, нашли отражение также в более поздних китайских и японских патентах [95; 97; 98; 102; 103; 104; 105; 110; 146; 149], касающихся подробностей, деталей их конструкции, выполнения каналов, закрепления ротора на валу, уплотнения и др.

Крупный вклад в исследовании ПРГМ внес наш соотечественник Ан И-Кан. Им было предложено несколько изобретений, которые представлены ниже,

например, симметричная схема ПРГМ 2×4 в двух вариантах исполнения. На схеме, представленной на рис. 16 подводящие каналы 4 выполнены в торцевой крышке 5 остановленного эпицикла 2, который служит внешним корпусом машины. Тем же автором предложена подобная гидромашина, но не с эвольвентным [120], а с цевочными зацеплениями [119]. Как признает сам автор [33] она уступает эвольвентной версии по ряду параметров.

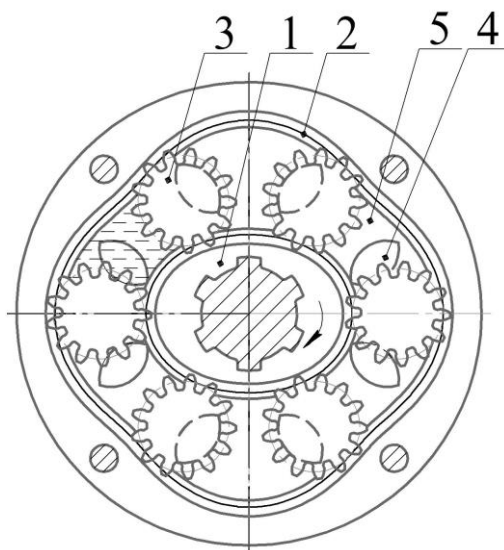


Рис. 16. Роторная гидромашина 2×4 [120]

В другой гидромашине 2×4 Ан И-Кана (рис. 17) каналы расположены в торцевой крышке 5, связанной с остановленной шестерней 1, а эпицикл 2 совершает вращательное движение. Первая из конструкций проще и компактнее, вторая – обеспечивает большее сечение каналов.

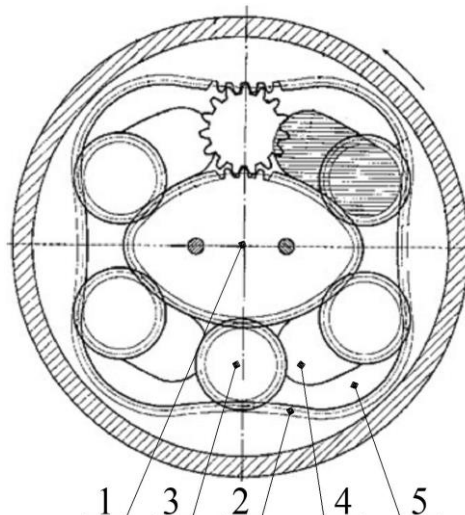


Рис. 17. Роторная гидромашина 2×4 [121]

В патентах [100] – рис. 18 и [132] – рис. 19 приведены несимметричные схемы ПРГМ 1×2 . Недостатком схемы на рис. 18 является исчезающе малый размер сечения каналов 4 в торцовых крышках 5, связанных с неподвижным эпициклом 2. В другой схеме (рис. 19) каналы 4 изображены в цилиндрической зубчатой поверхности ротора 1 (солнечной шестерни). Проведённый нами анализ показывает, что, во избежание перетечки среды из камеры в камеру, каналы не могут быть такими широкими, как на рис. 19.

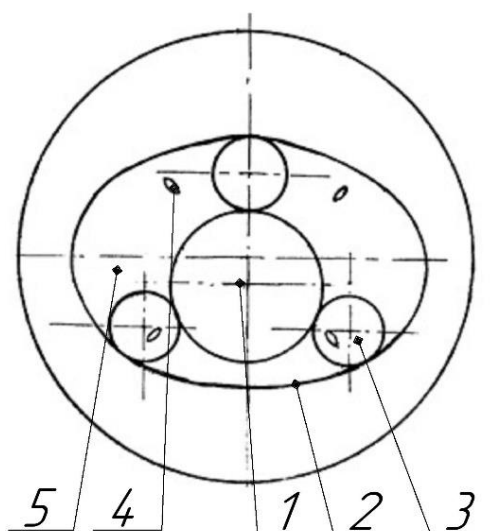


Рис. 18. Гидромотор с некруглым эпициклическим колесом 1×2 [100]

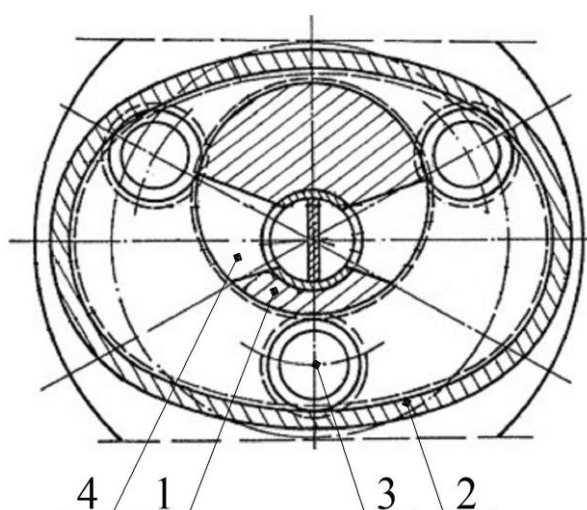
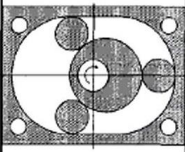
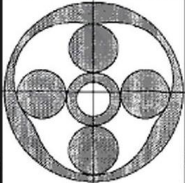
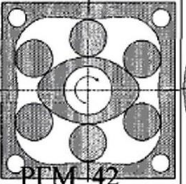
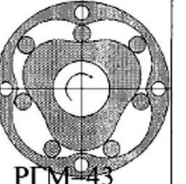
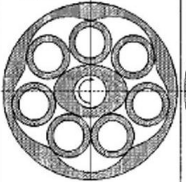
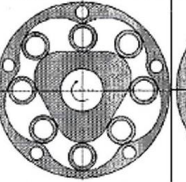
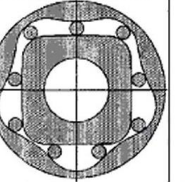
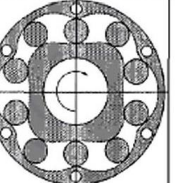
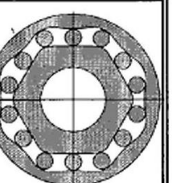


Рис. 19. Шестеренная гидромашинa внутреннего зацепления 1×2 [132]

В конце 90-х гг. начале 2000-х гг. примерно одновременно вышли обобщающие, систематизирующие работы Ан И-Кана [33] и Zhang Quan [145]. В классификациях этих авторов (таблица 1 и таблица 2) представлены возможные схемы ПРГМ в упорядоченном виде. В них предлагается группировать схемы по количеству волн (арок) центрального колеса с внутренними зубьями N и волн центрального колеса с наружными зубьями M .

Таблица 1

Систематика схем ПРГМ Ан И-Кан [33]

Число арок на СКВЗ, N	Число выступов на СКНЗ, n				
	1	2	3	4	6
2	 РГМ-21				
3	 РГМ-31				
4		 РГМ-42	 РГМ-43		
5		 РГМ-52	 РГМ-53	 РГМ-54	
6				 РГМ-64	
8					 РГМ-86

Систематика схем ПРГМ Zhang Quan [145]

M \ N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	有	有	有	有	有	有	有	有	有	有
2	有	无								
3	有	有	无							
4	有	有	有	无						
5		有	有	有	无					
6		有	有	有	有	无				
7		有	有	有	有	有	无			
8			有	有	有	有	有	无		
9			有	有	有	有	有	有	无	
10			有	有	有	有	有	有	有	无
11				有	有	有	有	有	有	有
12				有	有	有	有	有	有	有
13				有	有	有	有	有	有	有

При этом, как считает Ан И-Кан, чтобы исключить интерференцию центральных колес и для соблюдения условия соседства сателлитов количество волн N статора должно быть всегда большим числа волн M ротора, но не больше чем на три волны.

Классификацию ПРГМ китайского исследователя Zhang Quan отражает таблица 2 [145]. По сравнению с классификацией Ан И-Кана (таблица 1) в классификации Zhang Quan (таблица 2) дополнительно учтены схемы с сочетанием волн $M \times N$: 2×1 (рис. 20 в); 3×1 (рис. 20 б); 4×1 (рис. 20 а) и т.д. Это механизмы с охватывающим круглым звеном. Стоит отметить, что данная группа механизмов так и осталась малоизученной и соответствующие конструкции пока

не появились в патентной литературе. Вопросу кинематических и функциональных особенностей подобных гидромашин посвящена наша статья [46].

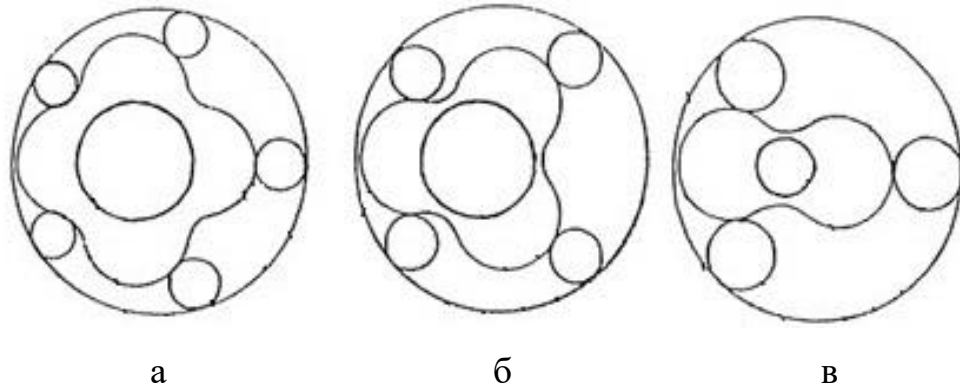


Рис. 20. Схемы с охватывающим круглым звеном [145]

В таблице 2 возможные схемы обозначены иероглифом «有» – «быть», а невозможные, по мнению автора – «无», «не быть». Схемы 2×2 ; 3×3 и т.д. значатся как невозможные. Однако в 2010 и 2012 годах Г.Ю. Волковым были предложены схемы 1×1 [125], 2×2 и 3×3 [118], в которых число зубьев центральных колес с внешними и внутренними зубьями одинаково.

Конструкция [125], представленная на рис. 21, имеет все круглые зубчатые колеса, при этом число зубьев ротора 1 и статора 2 одинаковы. Ротор 1 закреплен на оси своего вращения 5 эксцентрично. Зубчатый венец статора 2 (эпицикла) также смещен относительно оси вращения 5 на расстояние эксцентриситета «е». Гидромашина преодолевает «мертвые» точки без дополнительного механизма за счет того, что угловая скорость ротора 1 равна удвоенной скорости системы сателлитов 3.

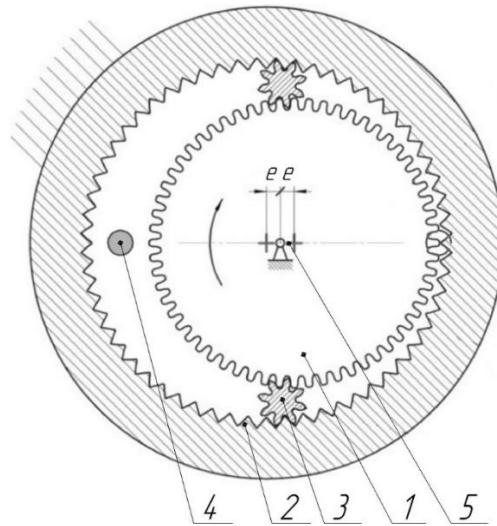


Рис. 21. Роторная гидромашина 1×1 [125]

Гидромашина 2×2, представленная на рис. 22, имеет одинаковые числа зубьев и числа волн центральных колес с внешними 1 и внутренними 2 зубьями. В отличие от предыдущей эта схема является симметричной, т.к. имеется общий делитель «2» для чисел волн M и N . Гидромашина 3×3 (рис. 23) [118] тоже симметричная, для нее общий делитель «3».

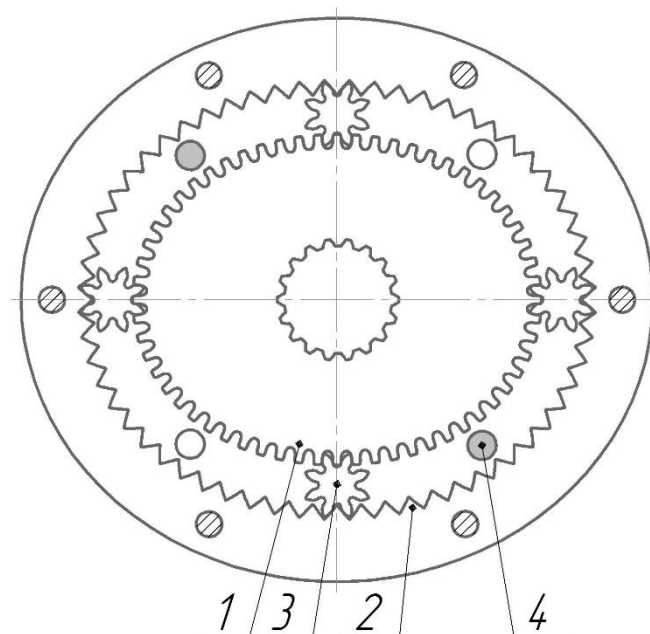


Рис. 22. Роторная гидромашина 2×2 [118]

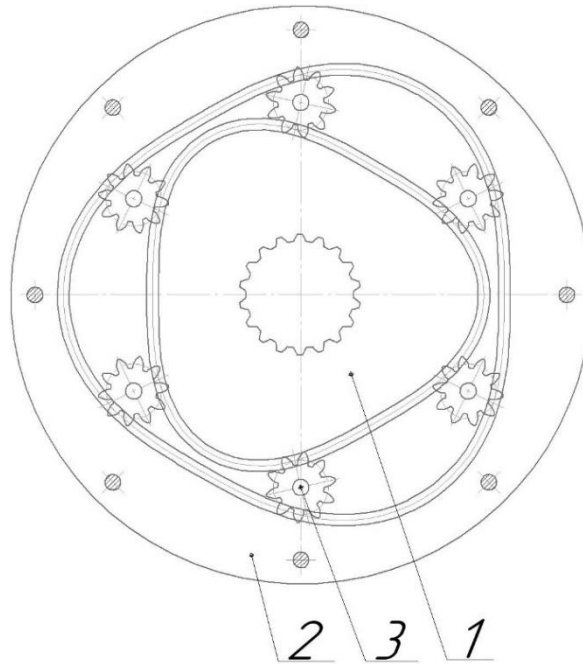


Рис. 23. Роторная гидромашина 3×3 [118]

Нужно заметить, что к объемным гидромашинам, содержащим плавающие зубчатые колеса (сателлиты), помимо тех механизмов, которые мы называли ПРГМ, можно отнести и некоторые другие устройства, например, [128; 129] (рис. 24). Этот механизм условно можно назвать «речными» насосом. Он содержит корпус 2 толкатель 3 и уплотнители 1. При возвратно-поступательном движении толкателя 3 происходит периодическое изменение полостей рабочих камер, среда либо всасывается, либо вытесняется. Это конструкция является аналогом поршневого насоса, отличие заключается в том, что пару трения-скольжения заменили на две пары качения, что повышает надежность уплотнения. При использовании гидромашин в качестве двигателя рабочая среда под давлением подается попеременно в полости рабочей камеры и на толкателе 1 возникает усилие, которое передается исполнительному механизму. Если же толкатель убрать, то эту машину можно использовать, например, как гидро-пневмопреобразователь.

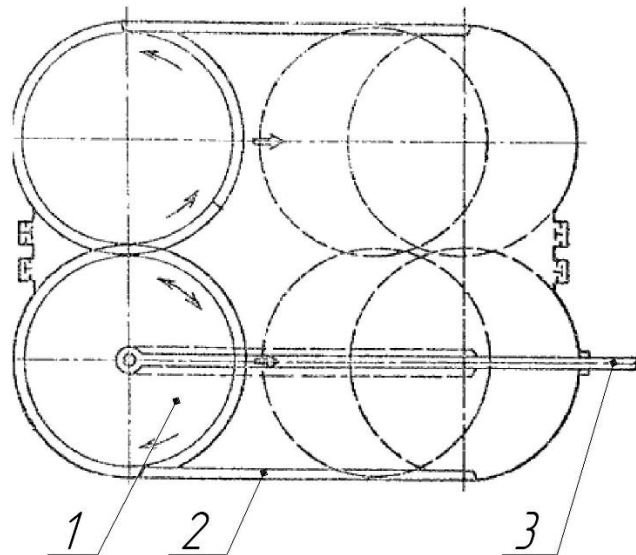


Рис. 24. Реечный насос [128]

Также плавающие сателлиты присутствуют в насосе [151] рис. 25 и подобных ему [127]. В отличие от предыдущих гидромашин показанная на рис. 25 требует вспомогательное устройство 5 обеспечивающее отсечку путем стопорения вытеснителя или при помощи утапливаемых замыкателей [127]. Это дополнительное устройство сложное и ненадежное.

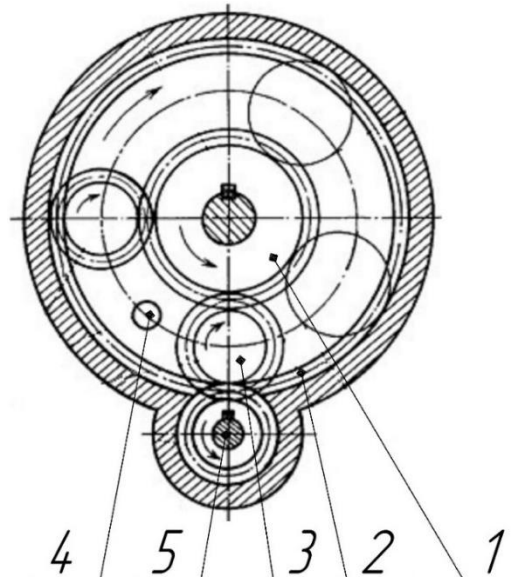


Рис. 25. Насос с плавающими сателлитами [151]

В результате анализа известных схем объемных гидромашин с плавающими зубчатыми колесами (сателлитами) и их существующих классификаций, приходим к выводу, что имеющиеся классификации не в полной мере отображают многообразие того, что мы называем ПРГМ, а иногда не позволяют по объективным структурным признакам ПРГМ, с другими видами объемных гидромашин. Уточнению появившихся вопросов посвящена глава 2.

1.3. Существующий опыт изготовления и проектирования ПРГМ

1.3.1. Опыт производства ПРГМ

Стабильное производство планетарных роторных гидромашин (ПРГМ) с плавающими сателлитами в настоящее время налажено только на одном предприятии – «Hydromech» в Польше [83], где выпускаются гидродвигатели двух типов SP и HSP. Двигатели SP имеют рабочие объемы: 51, 100, 160, 250, 320 см³. Их масса от 6,5 до 22 кг, а момент от 115 до 1020 Н·м (при давлении 20 МПа). Двигатели типа HSP (240А, 400А, 1000А) имеют рабочие объемы от 940 до 3800 см³ при массе от 144 до 300 кг. Вращающий момент – от 380 до 1510 Н·м (при давлении 25 МПа). Двигатели достигают наибольшего крутящего момента при оборотах ротора от 190 до 1200 об/мин. В качестве рабочей среды используется масло или водно-масляная эмульсия.

Фирма «Hydromech» [83] рекомендует такие машины к использованию: в горном оборудовании (буровые установки, натяжители цепей, подъемники и т. д.); в судовых механизмах (бортовые лебедки, лифты и т. д.); в подъемной технике; в транспортном оборудовании. Особое основание для эксплуатации таких гидромашин возникает в подземных горных выработках и других объектах с повышенной опасностью взрыва. Известно, как минимум, два реализованных промышленных применения таких гидромоторов: в приводе ручной ленточной пилы НРТ-95 [164]; в установках WN и Н-WN1 [169], предназначенных для ручного бурения скважин. Исследования ПРГМ в упомянутой выше работе

З.Л. Финкельштейна [171] (рис. 5, рис. 6) относились именно к продукции завода «Hydromech».

Помимо Польши ПРГМ разрабатывались в Китае производственной компанией «Gearx» [89], однако данные о промышленном использовании этих работ на сайте компании не представлены.

Главной причиной слабого применения ПРГМ, по-видимому, является отсутствие эффективных технологий изготовления некруглых зубчатых колес. В XX веке можно было говорить об обработке некруглых зубчатых колес только с использованием специальных приспособлений на зубообрабатывающих станках [14; 71; 92; 122; 130]. Эта технология требует больших затрат времени и материальных средств. В конце 90-х гг. появилась техническая возможность изготавливать некруглые зубчатые колеса с использованием электроэрозионной резки [13; 33; 91]. Этот способ обработки, хотя и не требует капитальных затрат на специальное оборудование, остается весьма затратным.

1.3.2. Исследования геометрии некруглых зубчатых колес.

Несмотря на сложность изготовления некруглых зубчатых колес, теоретические исследования в этой области имеют давнюю историю. Первые упоминания и изображения некруглых колес (рис. 26) присутствуют в рукописях Leonardo da Vinci [88]. Franz Reuleaux и Ferdinand Redtenbacher [9] одни из первых сделали учебные модели механизмов с некруглыми колесами (рис. 27). Теоретические основы геометрии и способов нарезания некруглых колес заложены Ф.Л. Литвиным [14; 71]. Предполагалось, что эти способы нарезания будут реализованы при помощи приспособлений, подобных показанному на рис. 28, содержащих копир и пантограф.

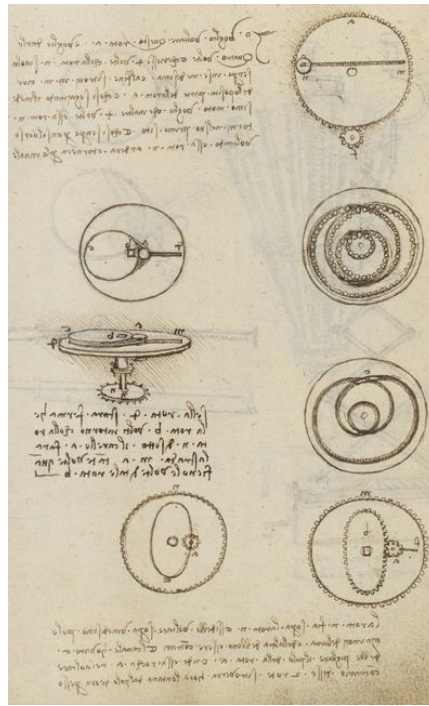


Рис. 26. Чертежная книжка Леонардо Да-Винчи (конец XV века) [88]

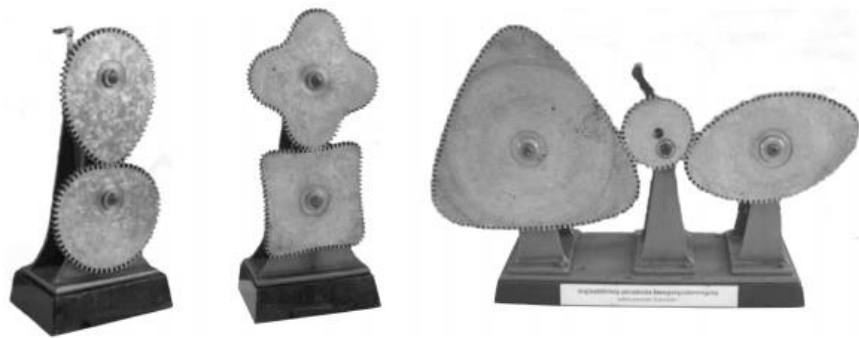


Рис. 27. Учебные модели с некруглыми колесами (XIX век) [9]

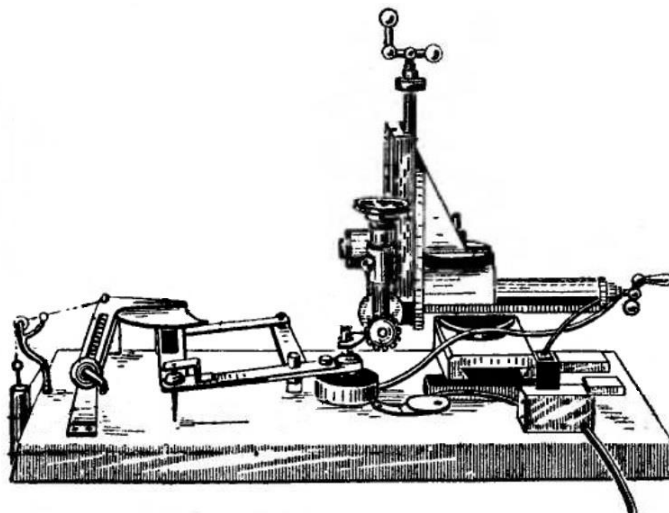


Рис. 28. Приспособление для нарезания некруглых зубчатых колес (1956 г.) [71]

В более поздние годы работы, посвящённые теме изготовления некруглых зубчатых колес выполнены учеными Biing-Wen Bair, Jian Gang Li, Vasie Marius, Igor Zarebski [1; 7; 16; 17; 20; 26; 30] и др. Данные авторы синтез некруглых колес начинают, как правило, с получения их центроид. Центроида – геометрическое место мгновенных центров вращения при движении неизменяемой плоской фигуры в её плоскости [156]. В зубчатых механизмах центроиды – это воображаемые кривые, по которым происходит взаимное перекатывание звеньев.

Далее к центроидам, тем или иным методом, «привязывают» эвольвентные зубья. Некоторые авторы, например [91] вслед за немецким ученым Hasse T. [6], называют данный процесс «озубрением». Выбор шага и формы зубьев представляет достаточно сложную задачу, которая решается разными методами. При этом учитываются углы давления, отсутствие подрезания и заострения зубьев при их профилировании тем или другим инструментом. Решение задачи «озубрения» осуществляется аналитическими [3; 4; 15; 24; 29] либо виртуальными (компьютерными) [1; 5; 10; 12; 18; 19; 23 67; 91; 92] методами. Вначале определяют окружной шаг некруглого колеса, затем для формирования профилей зуба подбирают рейку и закон ее движения для каждого характерного участка зубчатого венца.

Профессор Bálint Laczik [11] выбирает закон, по которому строит центроиду, далее разбивает центроиду на секторы с вогнутыми и выпуклыми участками. Для отдельных секторов подбирает разные профили инструментальной рейки. На каждом секторе рейка движется по своим законам. Теоретический профиль зубчатого венца формируется в результате огибания зубчатых реек см. рис. 29.

Геометрия планетарного механизма с некруглыми зубчатыми колесами рассматривается в работе Chao Lin [2], Domenico Mundo [18].

Domenico Mundo предлагает одну из центральных шестерен (солнечную) профилировать с помощью инструмента, а зубчатые венцы эпицикла с внутренними зубьями получать виртуальной обкаткой сателлита, катящегося по солнечной шестерне.

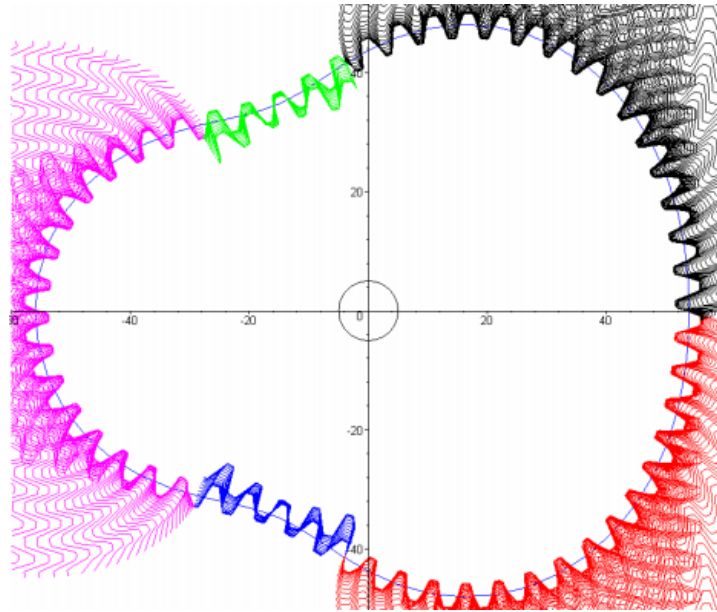


Рис. 29. Построение профиля некруглого колеса [11]

1.3.3. Исследования геометрии ПРГМ

Конкретно расчетом и проектированием гидромашин, содержащих некруглые зубчатые колеса, занимался российский исследователь Ан И-Кан [33; 34; 35]. Геометрический синтез планетарной передачи по работам Ан И-Кана заключается в следующем.

В начале проектирования выбираются взаимосвязанные параметры: числа волн и зубьев, количество сателлитов. Находится протяженность фаз подъема и спада волн некруглых зубчатых колес.

Далее проектируется центроида одного из некруглых (центральных) колес. Для упрощения расчетов исходную центроиду предлагается составлять из дуг окружностей и прямых. Затем определяется центроида другого некруглого центрального колеса, как огибающая центроиды сателлита в процессе его обкатки по центроиде первого колеса. Решение соответствующей системы дифференциальных уравнений выполняется методом стрельбы по схемам Рунге-Кутты четвертого порядка точности, с корректировкой решения методом дихотомии. Для этого были специально разработаны программы в среде «Turbo Pascal» [33].

При построении зубьев («озубрении») центроид использовался стандартный эвольвентный профиль инструмента [54].

Для правильного сопряжения зубьев Ан И-Кан предложил выдержать строго определенную их ориентацию. Она состоит в том, что формирование профилей зубьев начинается с выбора двух взаимно соответствующих точек отчета, являющихся точками касания центроид, расположенных на прямой, связывающей их центры (полнос зацепления P_{ω}). При этом необходимо в стартовом положении совместить полюс P_{ω} с отсчетной точкой центроиды Q . Полюс P_{ω} одновременно является началом подвижной сопровождающей системы координат, ось которой направлена вдоль общей касательной к центроидам. С каждым зубом связана своя собственная система отчета, отстоящая от ближайшей на расстоянии шага зуба по центроиде. Получив уравнения рабочих поверхностей зубьев, автор получает также уравнения поверхностей вершин и галтелей и делает выводы о правильности зубчатых зацеплений (отсутствии заострения и подрезания зуба, коэффициенте перекрытия и т.д.).

Ан И-Кан считал [33], что в зацеплениях ПРГМ отсутствует или ограничена возможность смещения исходного контура и рекомендовал использовать «нулевые» колеса, обрабатываемые стандартными зуборезными инструментами.

Наиболее поздние работы [7; 28; 96; 99] в области профилирования некруглых зубчатых колес направлены в сторону упрощения методики их проектирования и изготовления.

В китайских патентах [96; 99] и статье польского автора [22] описывается формирование некруглого зубчатого колеса с помощью долбежного инструмента на станке с ЧПУ. Авторы работы [7] предлагают заменить долбяк производящим электродом электроэрозионного станка с ЧПУ. В станок закладывают массивы взаимосвязанных параметров, характеризующих движение инструмента относительно заготовки, и в результате обработки получают деталь с наружными (рис. 30 а) или внутренними зубьями (рис. 30 б). Для подготовки упомянутых массивов параметров авторы используют сочетание математических расчетов и графических компьютерных программ.

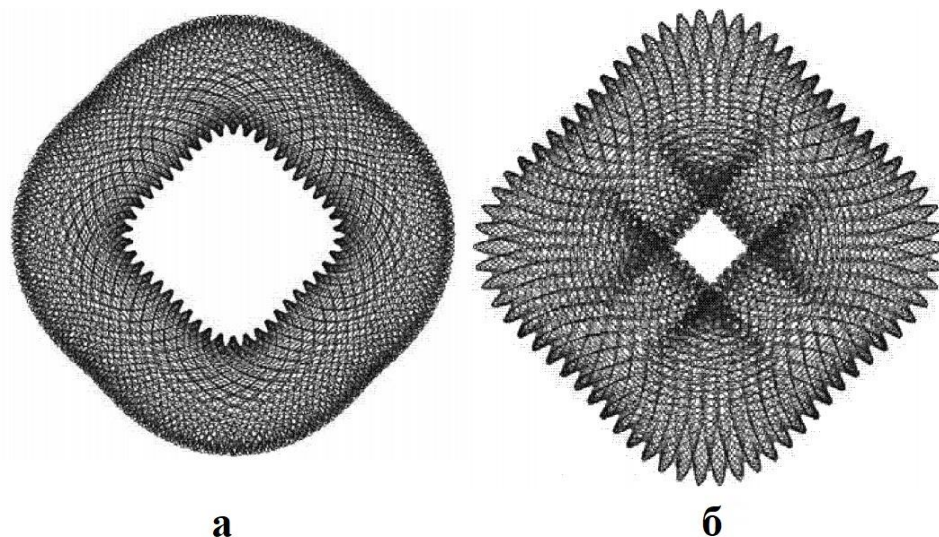


Рис. 30. Профиль некруглого зубчатого венца, получаемый на станке с ЧПУ [96]

Отличительной особенностью метода синтеза зубчатых звеньев ПРГМ, предложенного Г.Ю. Волковым, Д.А. Курасовым и М.В. Горбуновым [28] является примененный подход к обеспечению геометрических показателей качества проектируемых зацеплений. Вначале выбираются параметры планетарного механизма, имеющего круглые зубчатые колеса, с числами зубьев как у проектируемой ПРГМ. При этом используются рекомендации, имеющиеся в литературе [39; 56], либо соответствующие программные комплексы, например «КОМПАС», библиотека «Валы и механические передачи 3D». Выбранные параметры обеспечивают правильное зацепление зубьев (с запасом по коэффициенту перекрытия, отсутствию заострений и «опасных» подрезаний).

Далее, согласно работе [28], выбирается вид однопольных циклических функции $F(\varphi_1)$ и $F(\varphi_2)$, характеризующих движение центра круглого сателлита ПРГМ относительно солнечной шестерни и относительно эпицикла:

$$r_1 = r_0(1 + k_H \cdot F(M \cdot \varphi_1)); \quad (1)$$

$$r_2 = r_0(1 + k_H \cdot F(N \cdot \varphi_2)), \quad (2)$$

где r_1 и r_2 – радиус-векторы траекторий;

φ_1 и φ_2 – текущие углы в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями;

k_H – коэффициент «некруглости» траекторий. Этот коэффициент влияет на производительность гидромашины. Его максимальная величина ограничена условием удержания сателлита (углом λ) – см. таблица 8;

r_0 – радиус расчетной окружности, в которую вырождаются обе траектории при $k_H=0$. Этот радиус равен межосевому расстоянию a_w в круглозвенном планетарном механизме [28].

В простейших случаях используется циклическая функция: $F(\varphi)=\cos(\varphi)$

Различия функций (1) и (2) состоят лишь в целочисленных коэффициентах M и N , равных соответствующим числам волн. Обычно:

$$r_1 = r_0(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1)); \quad (3)$$

$$r_2 = r_0(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)). \quad (4)$$

После этого решают задачу «озубрения» двумя путями на выбор.

Первый путь. Находят центры солнца и эпицикла как эквидистанты траектории сателлита. Особенность данной процедуры заключается в том, что центры круглозвенного и некруглых колес соответствуют разным начальным радиусам сателлита. Задачу решают, измеряя длины центров. Используя метод последовательных приближений, добиваются того, чтобы условное передаточное отношение i_{12} , от солнечного колеса 1 к эпициклу 2, соответствовало расчётному. Далее делят центры на части, соответствующие числам зубьев, и переносят зубья с круглозвенного профиля на центры некруглых колес.

Второй путь. В этом случае центры не строят, а сразу составляют массив характеризующий закон движения сателлита параметров: угловое положение центра сателлита (т.е. углы поворота мнимого водила), радиусы векторы траекторий сателлита r_1 и r_2 , углы поворота сателлита φ_3 . При этом угол поворота сателлита относительно солнечной шестерни φ_{3M} и эпицикла φ_{3N} находят по формулам:

$$\varphi_{3M} = \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right) \cdot \xi \cdot \int_0^{\varphi_1} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_H \cdot \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1; \quad (5)$$

$$\varphi_{3N} = \left(1 - \frac{Z_2}{Z_3}\right) \cdot \xi \cdot \int_0^{\varphi_2} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_H \cdot \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2, \quad (6)$$

где ξ – коэффициент, учитывающий изменение длины соответствующей центральной траектории по сравнению с длиной центральной окружности исходного круглозвенного механизма. Авторы статьи [28] предлагают находить коэффициент ξ , используя графические измерения длин центроид;

Z_1 , Z_2 и Z_3 – количество зубьев солнечного колеса, эпицикла и сателлитов соответственно.

Далее получают профили зубчатых венцов солнечного и эпициклического колеса, как огибающие сателлита, используя массив значений параметров его движения. При этом используется специально разработанная библиотека для построения некруглых звеньев «SwingObject» [76] в программной среде «КОМПАС».

И тот и другой способ упрощают расчет некруглых зубчатых зацеплений до инженерного понимания. Однако они не лишены некоторых недостатков. Оба способа трудоемки, т.к. в них используются графические измерения, выполняемые в цикле последовательных приближений. Во втором способе [28] в формулах (5) и (6) коэффициент ξ принят одинаковым, что справедливо для случая $M=N$. Методы не доведены до уровня инженерной методики. В частности, не ясно как выбирать коэффициент k_H «некруглости» центральной траектории сателлита.

1.3.4. Параметры каналов, производительность и силовой анализ ПРГМ

Основные сложности проектирования ПРГМ связаны с геометрическим синтезом их некруглых зубчатых колес, однако существуют и другие специфические вопросы, характеризующие ПРГМ. Это расчет параметров

подводящих каналов, оценка производительности и допускаемых давлений среды, условия передачи движения между зубьями и др.

Ан И-Кан рассматривает [33] два варианта размещения каналов: на торцевой поверхности крышки, связанной с эпициклом (рис. 31 а), либо на торцевой поверхности диска, установленного на солнечном колесе (рис. 31 б). Общее количество каналов V равно $2N$ или $2M$, соответственно в каком звене они выполнены. При этом они расположены парами, последовательно чередуясь, впускающие с выпускающими.

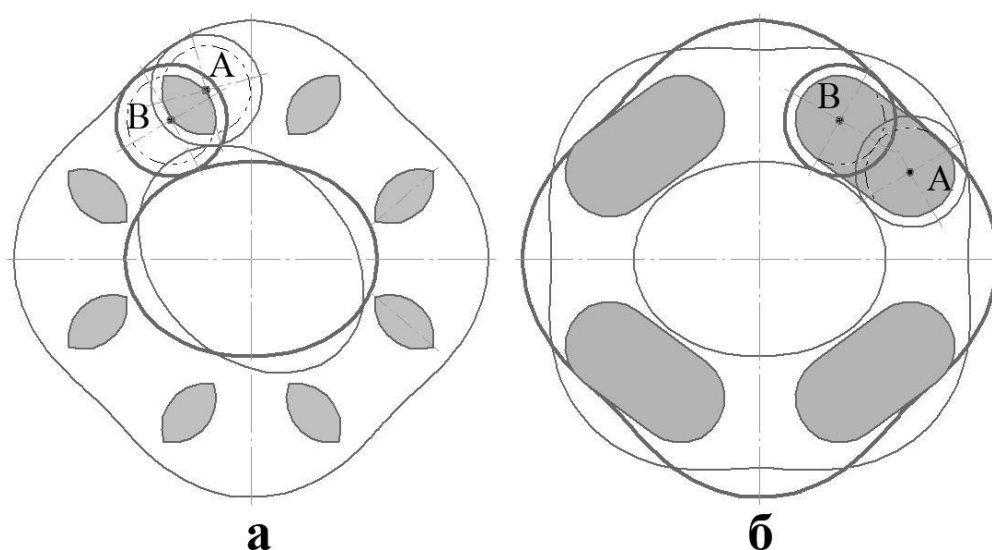


Рис. 31. Графическая схема к определению сечения канала в торцевых крышках

В первом случае теоретическую границу канала можно найти графически [33] совместив два положения сателлита в начале А и конце В рабочей фазы (рис. 31 а) При этом границы каналов не должны выходить за пределы круга с радиусом впадины зубьев сателлита.

При выполнении каналов в торцевых крышках эпицикла, чем меньше у эпицикла волн, тем меньше площадь канала.

Определение подобным же приемом границ канала и в солнечном колесе (рис. 31 б), по нашим представлениям, ошибочно.

Теоретическую производительность ПРГМ находят следующим образом [33]. Приходящийся на единицу ширины зубчатых колес полезный объем

рабочей среды зависит от разницы максимальной S_{Wmax} (рис. 32 б) и минимальной S_{Wmin} (рис. 32 а) площадей в рабочей камере рис. 32.

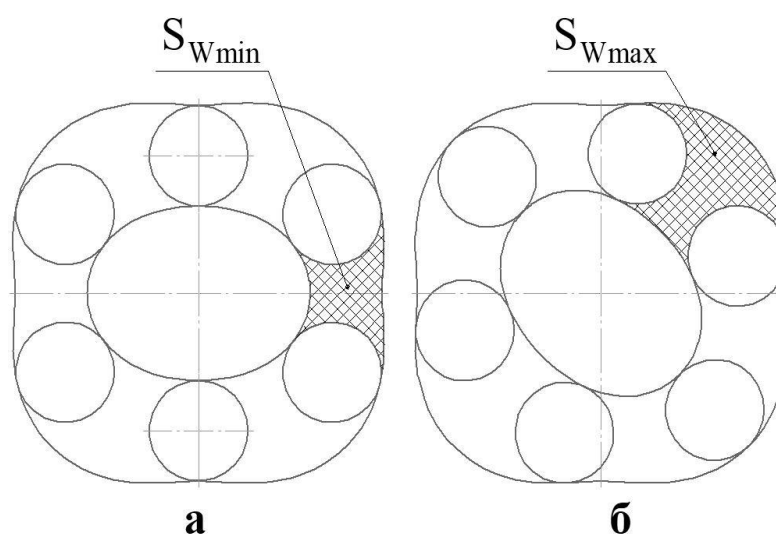


Рис. 32. Графическая схема определения полезного объема рабочей камеры [33]

Теоретическая производительность (на единицу ширины зубчатых колес) за один оборот ротора:

$$Q = (S_{Wmax} - S_{Wmin}) \cdot M \cdot N. \quad (7)$$

Максимально допускаемые давления рабочей среды определяются нагрузочной способностью зацеплений ПРГМ, которая (в свою очередь) зависит от геометрических параметров зубьев и свойств применяемых материалов. В основе решения этих вопросов лежит силовой анализ механизма ПРГМ.

Основные силы реакции в зацеплениях возникают благодаря действию силы давления среды [36]. Рассматривая ПРГМ, предназначенных для работы с большими давлениями жидкой рабочей среды, силами инерции, Ан И-Кан пренебрегает. Расположение сил, действующих на сателлит (рис. 33), зависит от угла ζ_g обхвата сателлита. В зависимости от того, с какой стороны на сателлит действует давление среды, угол ζ_g равен $\zeta_g = \pi - \beta$ (рис. 33 а) или $\zeta_g = \pi + \beta$ (рис. 33 б). Параметр β – угол между касательными к центральному колесам (мы называем его углом λ удержания сателлита).

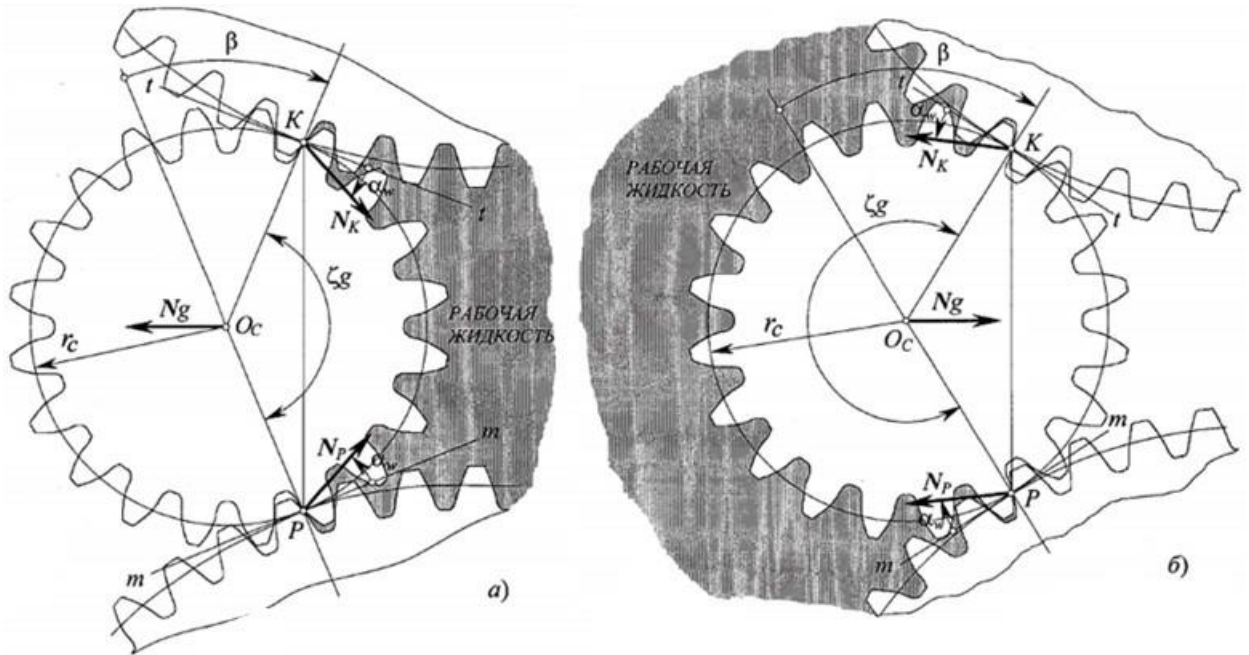


Рис. 33. Усилия в зацеплениях при различных углах обхвата сателлита

Из рис. 33 сила давления, действующая на сателлит:

$$N_g = 2p \cdot r_3 \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \quad (8)$$

где r_3 – радиус сателлита; p – давление рабочей среды.

Более нагружены зацепления сателлита в положении рис. 33 а при этом нормальные реакции $N_P = N_K$:

$$N_P = N_K = \frac{p \cdot r_3}{\cos(\alpha_\omega) - \operatorname{tg}\left(\frac{\beta}{2}\right) \cdot \sin(\alpha_\omega)}, \quad (9)$$

где α_ω – соответствующий угол зацепления.

Чем больше угол λ удержания ($\lambda = \beta$), тем выше производительность гидромашины, однако рост этого угла ограничивает нагрузочную способность зацеплений. Значения угла λ_{\max} , принятые в разных публикациях: [120] – $\lambda_{\max} = 36^\circ$ (рис. 16); [132] – $\lambda_{\max} = 29^\circ$ (рис. 19); [108] – $\lambda_{\max} = 25^\circ$ (рис. 13); [145] – $\lambda_{\max} = 45^\circ \div 50^\circ$ (рис. 20).

При оценке прочности эвольвентных зацеплений ПРГМ Ан И-Кан [33] привлекает методику, изложенную в работе [70]. Окружную силу F_t он выражает, через коэффициент k_t , характеризующий кривизны зубьев:

$$F_t = k_t p r_3. \quad (10)$$

$$k_t = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \operatorname{tg} \alpha_w}. \quad (11)$$

Контактная прочность (допускаемое контактное напряжение, $[\sigma]_H$) связана с давлением p среды выражением:

$$p \leq \left(\frac{[\sigma]_H}{304} \right)^2 \frac{u}{K_H k_t (u + 1)}, \quad (12)$$

где p и $[\sigma]_H$ – в МПа;

K_H – коэффициент нагрузки при контактном напряжении [57];

u – передаточное число (местное):

$$u = \frac{r_{СК}}{r_3}, \quad (13)$$

где $r_{СК}$ – радиус кривизны центроиды солнечного колеса в рассматриваемой точке.

Из формулы (12) следует, что на контактные напряжения оказывают влияние не абсолютные, а относительные размеры колес, а уменьшение размера сателлита (увеличение параметра u) приводит к увеличению допускаемого давления рабочей среды.

Для передачи 2×4 Ан И-Кан [33], приняв $\alpha_w = 20^\circ$; $K_H = 1,2$; $\beta = 50^\circ$; $u = 1,32$; $[\sigma]_H = 1640$ МПа, получил давление среды $p = 11,5$ МПа.

По напряжениям изгиба максимальное давление p находят по формуле:

$$p \leq \frac{2[\sigma]_F}{K_F k_t Y_{Fs} Y_\beta Y_\epsilon Z_3}, \quad (14)$$

где $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа;

K_F – коэффициент нагрузки при напряжении изгиба [57];

Y_{Fs} – коэффициент формы зуба [57];

Y_β – коэффициент, учитывающий угол наклона [57];

Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев [57];

Z_3 – число зубьев сателлита.

Таким образом в ПРГМ изгибная прочность не зависит от модуля зубьев [33]. Она увеличивается с уменьшением числа зубьев сателлита.

Для рассмотренной Ан И-Каном ПРГМ 2×4 при $\alpha_\omega=20^\circ$; $\beta=50^\circ$; $K_F = 1,35$; $(Y_{Fs} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon)=3,5$; $Z_3=15$; $[\sigma]_F=510$ МПа, получается $p=11,5$ МПа.

Обратим внимание на то, что даже при весьма высокой твердости поверхности зубьев по расчётам Ан И-Кана [33] максимальное давление среды ($p=11,5$ МПа) существенно меньше, чем в гидродвигателях польской фирмы «Hydromech» [83].

Заключение по первой главе

По патентам разных авторов известны многие конструкции ПРГМ, однако такие гидромашины почти не использовались в промышленности, а их технические характеристики в литературе по гидравлике и гидромашинам отсутствуют. Тем не менее согласно отдельным источникам [33; 83; 171] ПРГМ имеют рекордные удельные показатели.

ПРГМ трудно изготавливать традиционными методами. В настоящее время, с развитием технологий, обработка некруглых зубчатых колес ПРГМ становится возможной. Поэтому приобретают актуальность весь комплекс задач, решения которых необходимо для реализации возможности ПРГМ.

1. Поскольку традиционные способы изготовления некруглых зубчатых колес были главным тормозом развития направления ПРГМ, нужно искать и использовать другие, новые технологические решения. Начать можно с самого доступного – 2Д технологий.

2. Поскольку не было возможности для промышленного производства ПРГМ, методики их расчета развивались медленно. Нужны методики

геометрического расчета некруглых зубчатых колес, важно определить какие ПРГМ лучше других, в том или ином отношении (производительность, давление, КПД, и др.). Это должны быть инженерные методики, доступные широкому кругу проектировщиков.

3. Остается ощущение нечёткости понимания предмета изучения в плане его структуры, границ исследуемого множества механизмов. Отсюда, в частности, и разнообразие названий рассматриваемого объекта, используемых разными авторами. Таким образом необходимо более глубоко рассмотреть вопрос структурной идентификации объекта изучения, а также места занимаемого ПРГМ среди прочих объемных гидромашин с точки зрения их структуры.

Начнём с последней задачи.

2. СИСТЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН И НОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ПЛАВАЮЩИМИ САТЕЛЛИТАМИ

Представляется затруднительным выделить существенные структурные признаки механизмов ПРГМ, разобраться в многообразии и найти место ПРГМ среди прочих объемных гидромашин, опираясь на традиционные классификации насосов и двигателей. Нами предлагается [27; 47; 48] несколько иной подход к данному вопросу.

2.1. Систематика основных типов объемных гидромашин с позиций теории механизмов

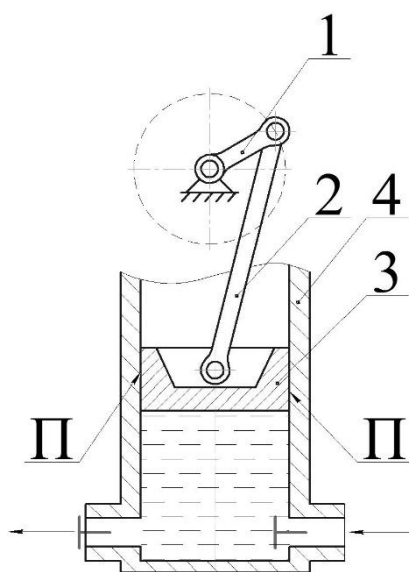
Классификации объемных гидромашин, приведенные в предыдущей главе (раздел 1.1), взяты из источников, относящихся к гидравлике и ее приложениям. В этих классификациях нашли отражения физические принципы действия тех или иных машин, но слабо просматриваются структурные признаки использованных рабочих механизмов. Для решения задачи, поставленной в данном исследовании, объемные гидромашинны целесообразно рассматривать с позиции теории механизмов и машин (ТММ).

Вопросы систематики схем рабочих механизмов гидромашин, так или иначе, встают, когда специалисты в области ТММ касаются перечисления и описания этих гидромашин. Определенное разделение гидромашин с позиций структуры их рабочих механизмов присутствует в трудах И.И. Артоболевского [37]. Конкретный и формально строгий подход к генерации (синтезу) структур объемных гидромашин можно найти в монографии под редакцией С.О. Доброгурского [58]. Ее авторы, по сути, предлагают рассматривать в качестве схем гидромашин все варианты расположения рабочих полостей в различных известных механизмах. Так, например, кривошипно-ползунный механизм, широко применяемый в поршневых насосах (рис. 34), при выборе другой рабочей полости порождает картерный насос с

эксцентриком (рис. 35). Недостатком данного подхода к синтезу и систематике гидромашин является неограниченно большое количество механизмов, подлежащих перечислению и анализу. В целом, проблема формализации и систематики объемных гидромашин с позиций структуры используемых в них рабочих механизмов остается открытой.

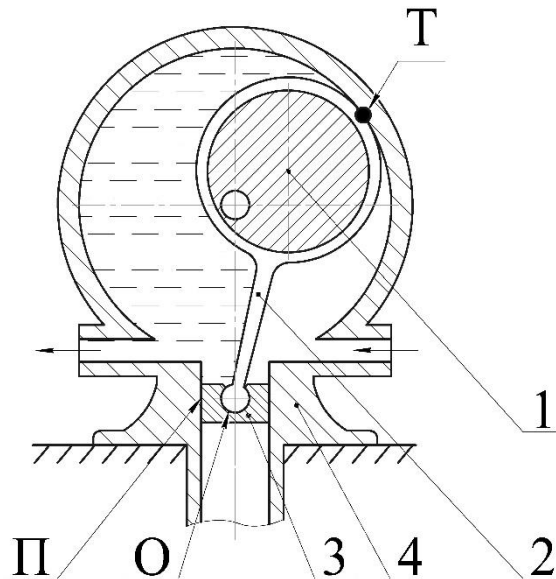
2.1.1. Принципы предлагаемой классификации плоских механизмов объемных гидромашин

Рассматривая множество схем рабочих механизмов объемных гидромашин, обратим внимание на выполняемую ими функцию. Любая гидромашина осуществляет перенос рабочей среды из полости А с давлением p_A в полость В с давлением p_B . В наиболее общем случае объемная гидромашина содержит входную камеру, связанную с полостью А, выходную камеру, связанную с полостью В, и промежуточные (транспортирующие) рабочие камеры. В частных случаях (см., например, рис. 35) транспортирующие камеры могут отсутствовать. В еще более частных случаях в гидромашине присутствует только одна рабочая камера (см. рис. 34), которая поочередно становится входной и выходной, сообщаясь с полостями А и В, через соответствующие клапаны. С таких позиций, главными элементами объемных гидромашин следует считать рабочие камеры.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень; 4 – корпус

Рис. 34. Поршневой насос (ПП)



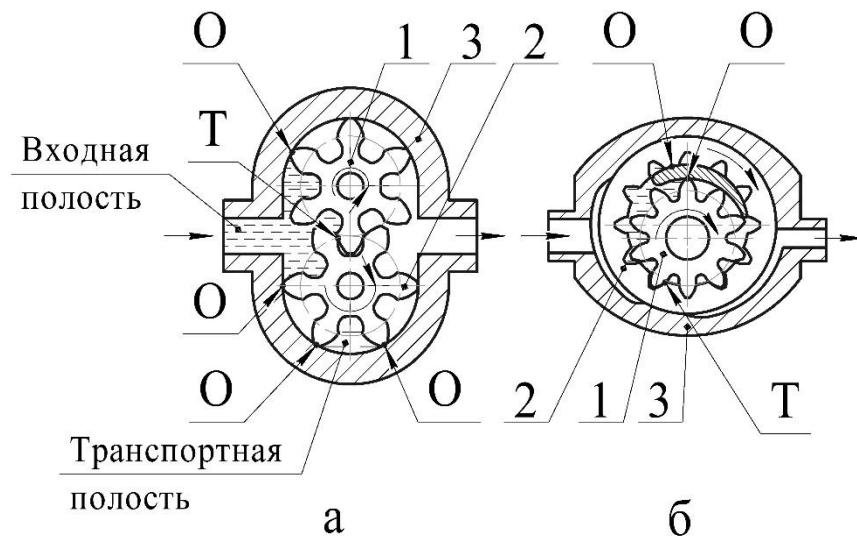
1 – эксцентрик; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – корпус

Рис. 35. Картерный насос с эксцентриком (ПОТ)

Взаимодействующие между собой тела, образующие рабочие камеры объемных гидромашин, располагаются в пространстве. Однако структурный анализ показывает, что все используемые на практике рабочие механизмы объемных гидромашин являются плоскими или имеют очень близкий плоский аналог. Данное обстоятельство дает основание провести классификацию этих гидромашин по типам плоских кинематических цепей, ограничивающих их рабочие камеры. В плоских схемах рабочим камерам соответствуют замкнутые контуры, образуемые твердыми телами (звеньями).

Следует ввести определенную иерархию структурных и конструктивных признаков, классифицируемых объемных гидромашин. Пусть первый уровень иерархии (класс объемной гидромашин) – это количество участков (элементов) замкнутого контура, соответствующих отдельным телам. Количество тел в рассматриваемом кольцевом контуре равно количеству контактов между этими телами. Используя для обозначения структурного элемента рабочего контура термин «тело», а не «звено», допускаем возможность того, что два не смежных участка контура (т.е., два тела) в механизме жестко связаны между собой и составляют единое звено.

Минимальное число тел (элементов контура) – 2, далее – 3 и 4 тела. Большое количество элементов в замкнутых контурах, существующих гидромашин встречается редко. На рис. 34 показана гидромашина с замкнутым контуром, состоящим из двух тел (звеньев) поршня 3 и корпуса 4, а на рис. 35 из трех тел (звеньев) шатуна 2, ползуна 3 и корпуса 4. Задача разделения схем по рассматриваемому признаку несколько усложняется тем, что многие гидромашинны одновременно содержат рабочие контуры, образованные разным числом тел. В ряде схем (например, весьма распространенных шестеренных насосов –рис. 36) такие контуры включены в работу последовательно: входной (принимающий среду) контур, промежуточный контур (ее транспортирующий), выходной (вытесняющий) контур. Для определенности договоримся устанавливать класс схемы по контуру, содержащему наибольшее количество звеньев.



а – внешнего зацепления; б – внутреннего зацепления.

1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня; 3 – корпус

Рис. 36. Шестеренные гидромашинны (ООТ)

На второй уровень поставим сочетание элементов контакта кинематических пар, входящих в замкнутый контур, которое будет указывать на «семейство», к которому принадлежит данная объемная гидромашинна.

Термин «элемент контакта кинематической пары» в данном случае требует пояснения. В литературе по ТММ [68; 74] делается различие между понятиями «элементы кинематической пары» и «элементы контакта». Первое относится к рабочим поверхностям (а также линиям и точкам) тел, образующих кинематическую пару. Второе – к очертаниям площадки контакта. Существует понятие «кинематические пары однократного соприкосновения» [49; 68; 74]. В них форма контакта двух звеньев представляет собой единую фигуру, в отличие от кинематических пар «многократного соприкосновения», в которых таких фигур (элементов контакта) несколько. К последним относится, например, двухточечная пара с контактом по двум сторонам зуба в зацеплении зубчатых колес, взаимодействующих без бокового зазора. Двухточечная пара по своей кинематике может быть эквивалентна центроидной паре, которая теоретически представляет собой две кривые, перекатывающиеся друг по другу без скольжения. Однако особенности высших кинематических пар, составляющих контур – это отдельный вопрос. На данном, втором иерархическом уровне систематики мы говорим о каждом элементе контакта звеньев в отдельности.

Различные виды контакта тел обеспечивают разную эффективность герметизации рабочих камер. Наиболее существенно, каков контакт в паре – по поверхности или по линии, т.е. является ли данная пара низшей или высшей. В плоских механизмах низшие пары могут быть вращательными – в плоском сечении элемент контакта окружность (О) и поступательными – элемент контакта прямая (П), а высшие пары одно- и двухточечными (Т и 2Т) [74]. Упомянутый набор элементов контакта кинематических пар определяет семейство объемных гидромашин. Так, например, гидромашина, показанная на рис. 34, относится к семейству ПП, а на рис. 35 – к семейству ПОТ.

Помимо того, к какой паре (высшей или низшей) относится контакт, эффективность герметизации и износостойкость пары зависят от ряда обстоятельств. На элементах контакта Т высшей пары, в общем случае, происходит качение со скольжением, однако, в частном случае, может осуществляться чистое качение. Наличие в кинематической паре чистого

скольжения говорит о том, что эта пара, не смотря на любую локализацию контакта, низшая. Неблагоприятным признаком контакта является его ограниченная протяженность. Например, контакт вершин зубьев шестерённого насоса с его корпусом рис. 36. В подобных случаях требуется наиболее высокая точность изготовления деталей механизма и наблюдается наибольшая чувствительность к износу. Весьма важным обстоятельством является то, воспринимает ли данный элемент контакта нагрузку, вызванную давлением среды, или этот контакт представляет собой пассивную связь. В последнем случае он продублирован соответствующими звеньями механизма и осуществляется с некоторым гарантированным зазором, т.е., присутствует в виде щели. Заметим, однако, что все уточняющие обстоятельства, характеризующие контакт, кроме отображенных в обозначении семейства рабочего контура, будут учитываться уже на последующих этапах анализа схемы гидромашины.

На следующих иерархических уровнях классификации объемных гидромашин будут стоять и схемы механизмов, приводящих в движение замкнутый рабочий контур (или несколько таких контуров), а также прочие конструктивные и функциональные признаки этих гидромашин.

2.1.2. Гидромашины с двухэлементным контуром рабочей камеры

Два звена, по определению, составляют одну кинематическую пару. В такой ситуации замкнутый контур образуют профили звеньев, соединяющиеся на отдельных элементах контакта пары. При этом в статически определимой системе двух тел число степеней ее свободы по формуле Чебышева (15) не должно превышать $W=2$: $W=3(2-1)-2\cdot 0-1=2$.

$$W = 3(m - 1) - 2P_5 - P_4, \quad (15)$$

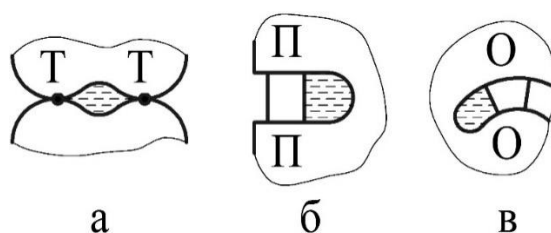
где m – число элементов, предположительно звеньев;

P_5 – число пар 5-го класса, в частности центроидных;

P_4 – число пар 4-го класса.

Такому условию отвечает только замкнутый контур высшей двухточечной пары с точечными элементами контакта ТТ (семейство ТТ). Контур двухэлементной рабочей камеры может быть замкнут двумя поверхностными элементами контакта, но для этого один из элементов должен являться пассивной связью по отношению другому элементу контакта. Такому условию могут отвечать контуры: ПП, ОО, а также контур ОТ. В последнем случае одна из окружностей рабочего контура, заключенного во вращательной паре, вырождается в точку. Однако, с учетом того, что технически это не осуществимо, подобную гидромашину все равно будем относить к семейству ОО.

Таким образом, среди гидромашин с двухэлементным контуром рабочей камеры на втором иерархическом уровне существуют только три варианта – три семейства гидромашин: ТТ, ПП, ОО – см. рис. 37



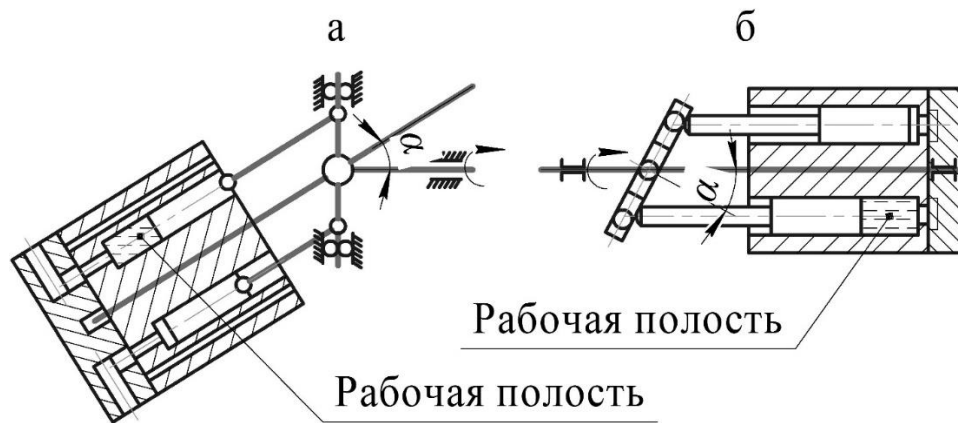
а – двухточечная пара (семейство ТТ); б – поступательная пара (семейство ПП);
в – вращательная пара (семейство ОО)

Рис. 37. Гидромашины с двухэлементным контуром рабочей камеры

Далее рассмотрим основные, применяющиеся на практике, схемы объемных гидромашин с двухэлементным контуром рабочей камеры.

Семейство ПП. В это семейство входят наиболее распространенные поршневые и плунжерные гидромашины. Простейший пример поршневого насоса показан на рис. 34. Основное достоинство подобных насосов – способность создавать большие давления. Они имеют высокий КПД и могут работать на вязких средах [38]. Чаще всего механизм, который приводит в движение рабочий контур, является кривошипно-ползунным. В других случаях приводной механизм семейства ПП может быть кулисным [37; 38; 58].

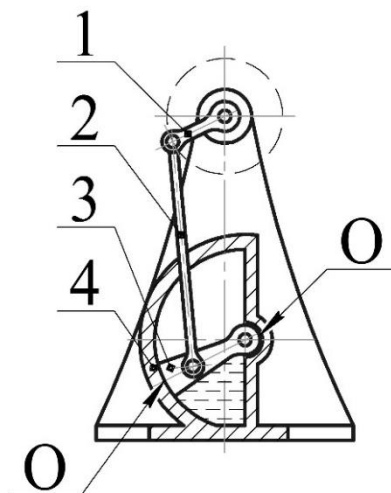
Недостатком простейших гидромашин семейства ПП являются низкая удельная производительность. Более совершенные гидромашин этого семейства содержат несколько рабочих контуров, например, аксиально-поршневые (рис. 38 а) и радиально-поршневые (рис. 38 б).



а – аксиально-поршневые; б – радиально-поршневые

Рис. 38. Поршневые гидромашин (ПП) повышенной удельной мощности

Семейство ОО. Простейшим механизмом семейства ОО является поворотный гидродвигатель [37] рис. 39. Рабочая полость заключена между поворотным поршнем 3 и корпусом насоса 4. Поршень приводится в движение кривошипно-коромысловым механизмом.



1 – кривошип; 2 – коромысло; 3 – поршень; 4 – корпус

Рис. 39. Поворотный гидродвигатель (ОО)

Семейство ТТ представлено в гидравлической технике наиболее разнообразно. На рис. 40 показан героторный насос [38; 172]. В обеих точках ТТ контакта происходит качение со скольжением. Гидромашина содержит колесо 1 с внешними зубьями (ротор), колесо 2 с внутренними зубьями и корпус 3. Число зубьев колеса 1 на единицу меньше числа зубьев колеса 2. Рабочие полости заключены между точками контакта зубьев колес 1 и 2. Изменение площади рабочего контура достигается движением ротора. В некоторых героторных насосах ротор 1 совершает чисто вращательное движение [172]. При этом колесо 2 также совершает вращательное движение относительно неподвижного корпуса 3 (см. рис. 40). В других конструкциях [81] героторных насосов, колесо 2 жестко связано с корпусом, а ротор 1 совершает планетарное движение. Одним из достоинств героторных гидромашин является то, что им не требуется дополнительный механизм, дублирующий работу основных звеньев, образующих замкнутый контур.

Обратим внимание на то, что ротор удерживается целиком только статором и для создания определенного его положения двух чисто точечных пар мало. На самом деле одна из пар является двухточечной, еще более конкретно центроидной. Данное обстоятельство должно быть принято во внимание на следующем иерархическом уровне систематики.

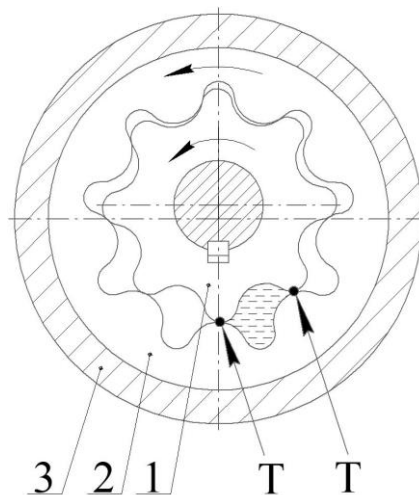


Рис. 40. Героторный насос (ТТ)

Одновинтовой насос [73] (рис. 41) можно рассматривать как пространственную героторную машину с длинными косозубыми колесами. Винт 1 совершает планетарное движение. За один его оборот рабочая среда, заполняющая замкнутые области между витками винта 1 и статора 2, перемещается вдоль оси винта в сторону выхода, на длину, равную шагу винта.

Обратим внимание на то, что, несмотря на пространственный характер перемещения среды, механизм одновинтового насоса, содержащий единственное подвижное звено, тоже является плоским.

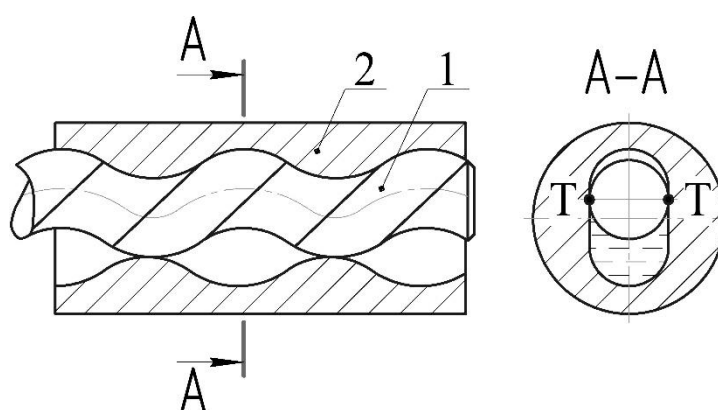


Рис. 41. Одновинтовой насос – пространственная форма (ТТ)

По близкой схеме работает двигатель Ванкеля, например [111; 136] рис. 42. В двигателе Ванкеля [136] трехгранный ротор 1 выполняет функцию поршня ДВС, он преобразует силу давления газов во вращательное движение эксцентрикового вала 4. Необходимое соотношение угловых скоростей вращения ротора 1 относительно статора 2 и водила-эксцентрика 4 обеспечивается парой шестерен, одна из которых 3 закреплена на боковой крышке статора, а вторая жестко связана с ротором 1. Эти шестерни представляют собой дублирующий механизм гидромашины. Все двигатели Ванкеля относятся к семейству ТТ, но приводной механизм (механизм, управляющий рабочими камерами) может быть разным.

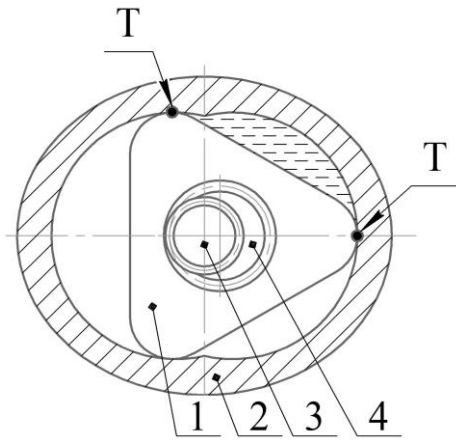


Рис. 42. Двигатель Ванкеля (ТТ)

Достаточно широкое распространение получили спиральные гидромашины: компрессоры и вакуумные насосы рис. 43 [113; 144]. Структура механизма спирального насоса подобна структуре героторного насоса – два зубчатых звена 1 и 2, одно из них совершает относительно другого планетарное движение. Особенность состоит в том, что число зубьев ротора 1 и статора 2 равно единице. Эти зубья представляют собой две одинаковые эвольвентные или архимедовы спирали. Ротор 1 шарнирно закреплен на эксцентрикe и лишен вращения относительно корпуса, благодаря чему спиральные зубья не вступают между собой в силовое взаимодействие, но прилегают друг к другу максимально плотно.

При вращении эксцентрика полость, заключенная между витками статора 2 и ротора 1, ограниченная теоретическими точками контакта ТТ, приближается к центру спирали. При этом объем рабочей полости уменьшается и происходит сжатие рабочей среды. Последовательное участие в работе нескольких рабочих камер снижает утечки среды.

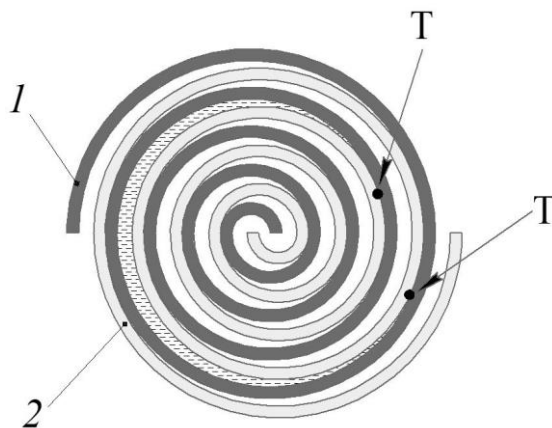


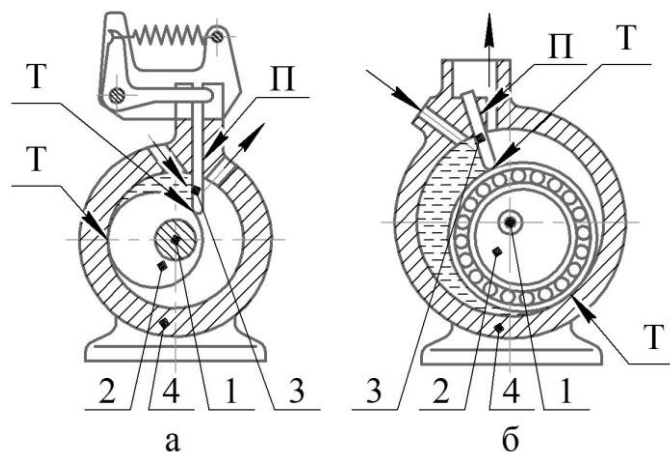
Рис. 43. Спиральный насос (ТТ)

2.1.3. Гидромашины с трехэлементным контуром рабочей камеры

Замкнутый контур, образуемый тремя телами (звеньями), содержит три кинематических пары. Высшая, двухточечная пара ТТ входит в трехзвенный контур одной точкой контакта Т, поэтому ее обозначение такое же как у одноточечной высшей пары. Число возможных сочетаний (комбинаций) элементов Т, П и О по три – десять: ТТТ; ОТТ; ООТ; ООО; ПТТ; ППТ; ППП; ПОТ; ПОО; ППО. Но не все они одинаково востребованы в гидромашинах.

Семейство ПОТ. К этому семейству относится картерный вакуумный насос, представленный ранее на рис. 35. В нем рабочая камера (контур) заключена между тремя звеньями: шатуном 2, ползуном 3 и корпусом 4. Эти звенья (тела) образуют контакты (они же кинематические пары): точечный Т (между шатуном и корпусом), вращательный О (между шатуном и ползуном), поступательный П (между ползуном и корпусом). В рабочем механизме рассматриваемого насоса присутствует эксцентрик 1, который не входит в контур, образующий рабочую камеру, а приводит в движение шатун. Именно эксцентрик 1 обеспечивает зазор в кинематической паре (контакте) Т (шатун 2 – корпус 4).

Семейство ПТТ. Механизмы насосов этого семейства (рис. 44 а и рис. 44 б) работают аналогично механизмам гидромашин предыдущей группы (ПОТ), но наличие в них дополнительной точечной пары снижает возможности их применения на маловязких (газообразных) рабочих средах при больших давлениях.



1 – эксцентрик; 2 – ротор; 3 – ползун; 4 – корпус

Рис. 44. Ротационные масляные насосы с ползуном в статоре (ПТТ)

Семейство ООТ. Данное семейство гидромашин представлено в современной технике наиболее разнообразно.

На рис. 36 а и рис. 36 б показаны шестерённые гидромашины с внешним и внутренним зацеплением. В этих гидромашинах присутствуют рабочие камеры двух видов. Входная и выходная камеры (контуры) образованы тремя телами (звеньями): корпусом 3 и двумя шестернями 1 и 2. Между собой шестерни образуют высшую (точечную) пару Т, а с корпусом шестерни сопрягаются по окружностям О с некоторым зазором. Промежуточные (транспортные) камеры расположены между двумя соседними зубьями шестерни 1 (или шестерни 2) и корпусом 3. Этот контур будет относиться к семейству ОО. Согласно принятому выше правилу – классифицировать схему по контуру, содержащему наибольшее количество звеньев, шестерённые гидромашины относим к семейству ООТ. Заметим, что в данном механизме пары О характеризуются зазором и малой (ограниченной) протяжённостью контакта, в силу чего через них происходит протечка рабочей среды. Однако наличие несколько транспортных камер ОО уменьшает протечки.

Шестеренная гидромашинa с внутренним зацеплением (рис. 36 б) предпочтительнее, чем с внешним (рис. 36 а), т.к. более компактна и обладает симметричным расположением приводного вала относительно корпуса.

Для перекачки больших объемов рабочей среды (преимущественно газов) под небольшим напором, применяют гидрообъемные машины семейства ООТ, подобные шестерённым, но характеризующиеся минимальным числом зубьев звеньев 1 и 2. Такие насосы получили названия колес Рутса [38] (рис. 45 а), кулачковых насосов (Рутса) [38] (рис. 45 б), или когтевых [140; 142] (рис. 45 в). В них сопряжение звеньев 1 и 2 выполнено с зазором. Все эти гидромашины нуждаются в дублирующем механизме.

Пространственным развитием гидромашин семейства ООТ являются двухвинтовые (рис. 46) и трехвинтовые [38] насосы. Конструктивно двухвинтовой насос представляет собой два винта 1 и 2, вставленных в корпус 3. Преимуществом таких насосов перед кулачковыми является последовательная

работа нескольких витков винтов, обеспечивающих снижение утечек и соответственно увеличение давления.

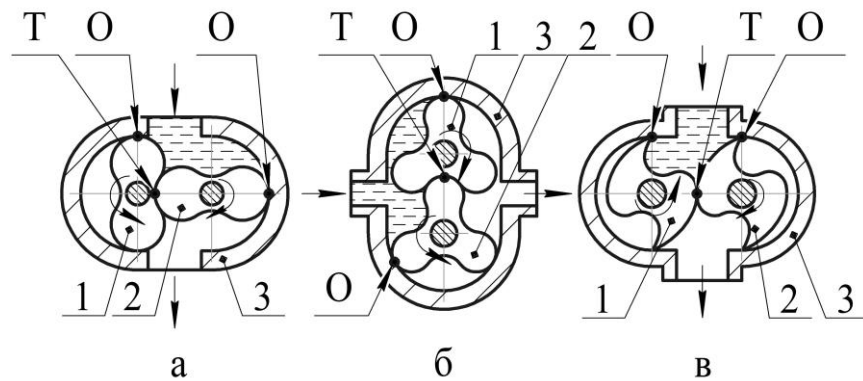


Рис. 45. Гидромашины семейства ООТ

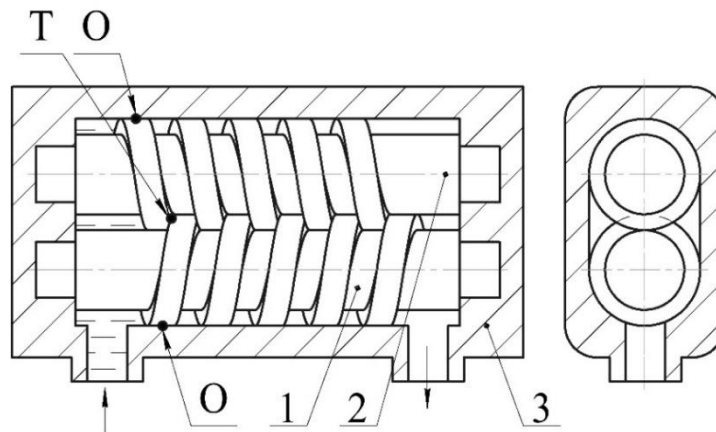


Рис. 46. Двухвинтовой насос (ООТ)

В двух- и трехвинтовом насосах оси винтов параллельны, поэтому их механизмы тоже относятся к плоским.

Гидромашины семейства ТТТ тоже существуют. К ним, в частности относится [128; 129] реечный насос (рис. 24).

2.1.4. Гидромашины с четырехэлементным контуром рабочей камеры

Широкое распространение на практике получили гидромашины с замкнутым четырехзвенным контуром рабочей камеры. Из большого числа формальных сочетаний символов П, О, Т по четыре практическое применение получили лишь некоторые.

Семейство ППТТ. К нему относится пластинчатая (шиберная) гидромашина [38] рис. 47. Она содержит ротор 1 с размещенными в нем пластинами 2, которые взаимодействуют с корпусом 3. Пластины 2 при их контакте с ротором 1 образуют поступательные кинематические пары П, а в контакте с корпусом 3 – высшие пары Т. При вращении ротора объем, заключённый внутри замкнутых контуров, изменяется. Такие насосы широко применяются при перекачке разных жидкостей и газов. Они имеют хорошие показатели удельных величин производительности и мощности.

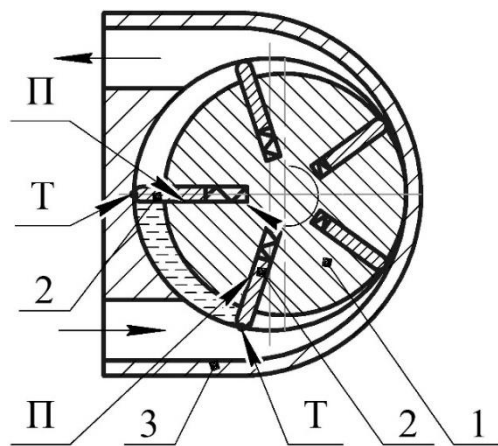


Рис. 47. Пластинчатая (шиберная) гидромашина (ППТТ)

Семейство ООТТ. Гидромашина этого семейства изображена на рис. 48 [37]. В ней рабочий контур образуется ротором 1, лопастями 2 и корпусом 3.

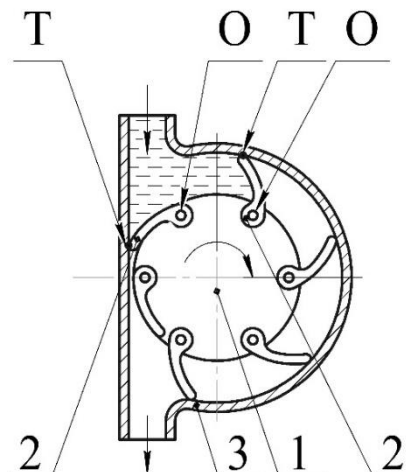


Рис. 48. Роторный лопастной насос (ООТТ)

Семейство OOOO. К нему относятся роторно-лопастные двигатели внутреннего сгорания [152; 153]. Двигатель [152] (рис. 49) содержит два соосных ротора 1 и 2, размещённых внутри корпуса 3. Цилиндрическое тело 4 может быть самостоятельным звеном, а может быть выполнено заодно с корпусом 3. Рабочая камера образована этими четырьмя телами (звеньями), которые связаны между собой вращательными кинематическими парами. Роторы приводятся во вращение с неодинаковыми переменными угловыми скоростями дополнительным приводным механизмом 5. В данном случае (рис. 49) – это рычажный механизм. В результате рабочая камера вращается относительно статора, а ее объем периодически изменяется.

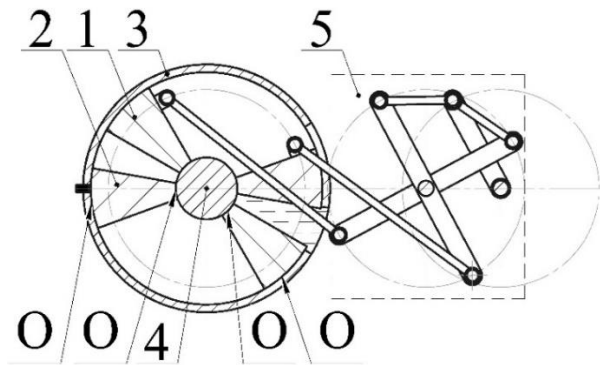


Рис. 49. Роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания (OOOO)

Семейство TTTT. Это, в первую очередь, планетарно-роторные гидромашины с плавающими сателлитами (ПРГМ), в которых рабочая полость замкнута одними высшими кинематическими парами. Именно к этому семейству относятся гидромашины, представляющие предмет нашего исследования (рис. 7 – 23). О свойствах подобных гидромашин говорилось выше (раздел 1.2). Главным достоинством ПРГМ является то, что в них герметичность рабочих полостей обеспечивается автоматически за счет сил, возникающих в зацеплениях, и не требуется дополнительный дублирующий механизм.

Заметим, что к семейству TTTT относятся также механизмы, в которых замыкание контура, образующего рабочую камеру, выполняют не двухточечные

центроидные пары (зубчатые зацепления), а односточные высшие пары, требующие дублирующего механизма [134; 135; 138] (рис. 50).

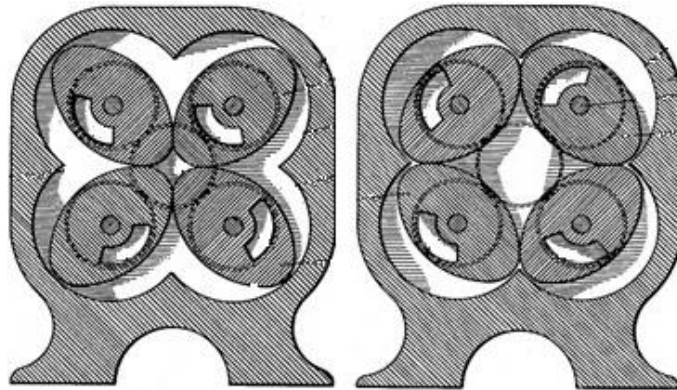


Рис. 50. Роторный двигатель (TTTT) [135]

2.1.5. Прочие объемные гидромашины

Среди плоско-объемных гидромашин, широко применяемых на практике, отсутствуют схемы с числом элементов в замкнутом контуре рабочей камеры большим четырех. Однако это не значит, что они невозможны и неизвестны. Так, например, принципиальные конструкции гидромашин (рис. 51) семейства ТТТТТТ (относящиеся к шестому классу) приведены в патентах [107; 137]. Они могут реализовываться как с использованием дополнительных механизмов, так и с использованием центроидных пар. Эти механизмы не имеют преимуществ по сравнению с четырехзвенными аналогами семейства ТТТТ.

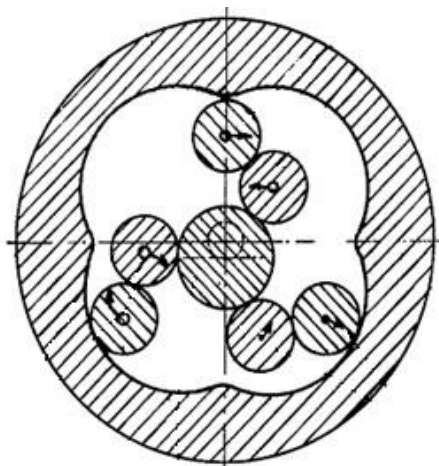


Рис. 51. Роторный поршневая машина (TTTTTT) [107]

Гидромашину [151], схема которой представлена на рис. 25, можно отнести к семейству ОТТТТ. Она требует дополнительного управляющего механизма.

Существуют и пространственные схемы объемных гидромашин, для которых кинематическую цепь, замыкающую рабочую камеру, по характеру движения звеньев нельзя отнести к плоским, например, планетарный насос [94; 147] (рис. 52), двигатель [112] и многие другие. Возможно за некоторыми из них будущее. Однако на данном уровне развития промышленных технологий, они не составляют конкуренции гидромашинам, выполненным по плоским схемам.

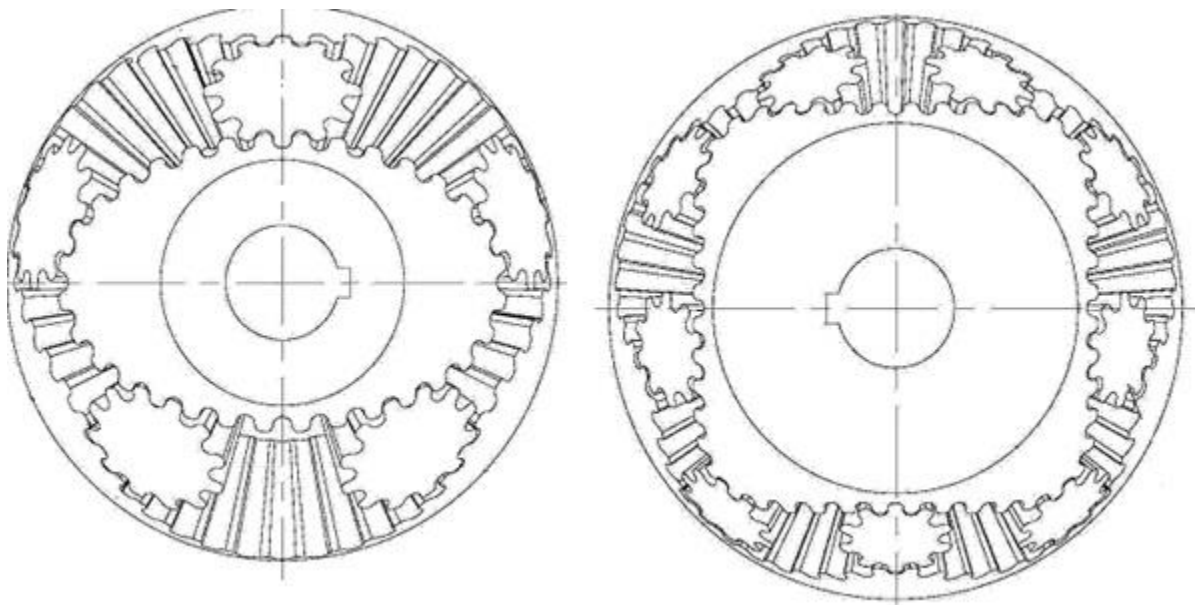


Рис. 52. Пространственные аналоги центроидных механизмов 2×3 и 4×5 [94; 147]

Целостное представление о предложенной классификации объемных гидромашин по структурным признакам их рабочих камер дает таблица 3.

Можно заметить, что в таблицу вошли все основные типы объемных гидромашин. Однако теперь эти гидромашин различаются не просто по названиям, а по четко сформулированным структурным признакам своего основного функционального узла – рабочей камеры. Помимо реально применяющихся на практике, в такой таблице найдут свое место как многочисленные схемы, известные, но по тем или иным причинам не получившие широкого распространения, так и новые, еще не созданные гидромашин.

Классификация объемных гидромашин с плоскими кинематическими цепями по структурным признакам их рабочих камер

Элементов в контуре (класс)	Семейство	Примеры	Винтовые и аналоги
2	ПП	Поршневые (плунжерные), аксиально- и радиально-поршневые (рис. 34)	
	ОО	Поворотные (рис. 39)	
	ТТ	Героторные, Ванкеля, спиральные (рис. 40, рис. 42, рис. 43)	1-но винтовые (рис. 41)
3	ПОТ	Ротационные картерные (рис. 35)	
	ПТТ	Ротационные картерные (рис. 44)	
	ООТ	Шестеренные, кулачковые (Рутса, когтевые) (рис. 36, рис. 45)	2-х и 3-х винтовые (рис. 46)
	прочие	...	
4	ПТТТ	Шиберные (лопаточные) (рис. 47)	
	ООТТ	Роторно-лопастной (рис. 48)	
	ОООО	Роторно-лопастной (рис. 49)	
	ТТТТ	Планетарно-роторные (рис. 7 – 23, рис. 50)	
	прочие	...	
Более 4-х (примеры)	ОТТТТ	Насос с плавающими сателлитами (рис. 25)	
	ТТТТТТ	Роторно-поршневая машина (рис. 51)	

Предложенный подход к систематике, опирающийся на количество и состав элементов контакта в плоских замкнутых контурах рабочих камер распространяется на любые объемные гидромашин и представляет самостоятельную ценность. В данной работе обратим особое внимание на семейство ТТТТ, а точнее на те относящиеся к нему схемы, которые содержат плавающие зубчатые звенья и не требуют вспомогательных, дублирующих механизмов. Во всех таких схемах присутствуют только центроидные кинематические пары.

2.2. Замкнутые центроидные контуры (ЗЦК) и гидромашины, построенные на их основе

Многообразие планетарно роторных гидромашин (ПРГМ) с плавающими сателлитами выявляется, если применить представления о замкнутых центроидных контурах (ЗЦК) [27; 48].

2.2.1. Виды замкнутых центроидных контуров

Как было отмечено выше центроида – это геометрическое место мгновенных центров вращения при движении неизменяемой плоской фигуры в её плоскости [156]. Центроидная кинематическая пара теоретически представляет собой две кривые, перекатывающиеся друг по другу без скольжения. Она является одноподвижной кинематической парой, т.е. парой 5-го класса. На практике эта пара может быть реализована зубчатым зацеплением или перекатывающимися без скольжения «гладкими» профилями. Использование фрикционных центроидных пар в гидромашинах влечет ряд дополнительных трудностей и пока нет соответствующих работоспособных конструктивных решений. Исследуемые нами плоские центроидные механизмы имеют свои принципиально работоспособные пространственные (сферические) аналоги [94; 147] (рис. 52). Однако последние уступают плоским механизмам во многих отношениях: существенно сложнее в изготовлении, имеют нагруженные торцы и др., поэтому практического интереса они, по-видимому, не представляют. Таким образом, далее будем рассматривать только плоские системы, образованные зубчатыми звеньями.

В рамках принятого нами подхода, на высшем иерархическом уровне систематики рассматриваемых гидромашин находится количество центроид (звеньев), образующих контур, а следом за тем – их форма.

Ответим на вопрос: какое количество центроидных элементов (зубчатых звеньев) могут содержать ЗЦК? Необходимым условием будет являться наличие в этом контуре подвижности W . Начнем с определения подвижности контура по формуле Чебышева (15).

При числе элементов контура $m=2$ (рис. 53 а) получаем $W=-1$, т.е. статически неопределимую ферму. Более детальное исследование показывает, что никакие особые конфигурации при $m=2$, не обеспечивают ее подвижности.

При числе элементов контура $m=3$ (рис. 53 б) по формуле (15) получаем $W=0$, т.е. статически определимую ферму. Однако известна, по крайней мере, одна особая конфигурация этой системы, обладающая подвижностью (рис. 54 е) и речной насос (рис. 24).

При четырех центроидных элементах $m=4$ (рис. 53 в) по формуле Чебышева получаем $W=1$, т.е. контур, обладает необходимой подвижностью. Все используемые на практике ЗЦК составлены из четырех центроид. Дальнейшее увеличение количества элементов контура нецелесообразно, так как будет лишь усложнять конструкцию.

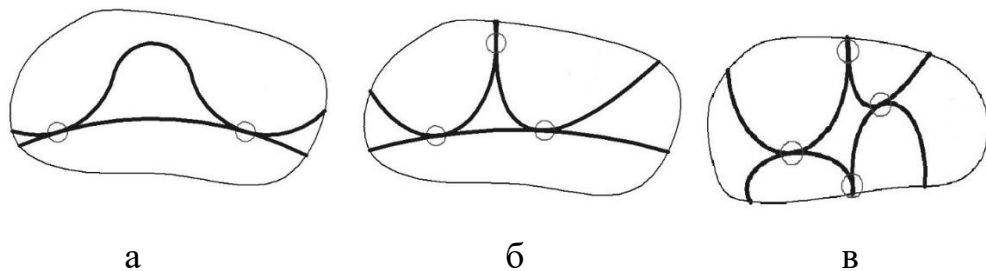
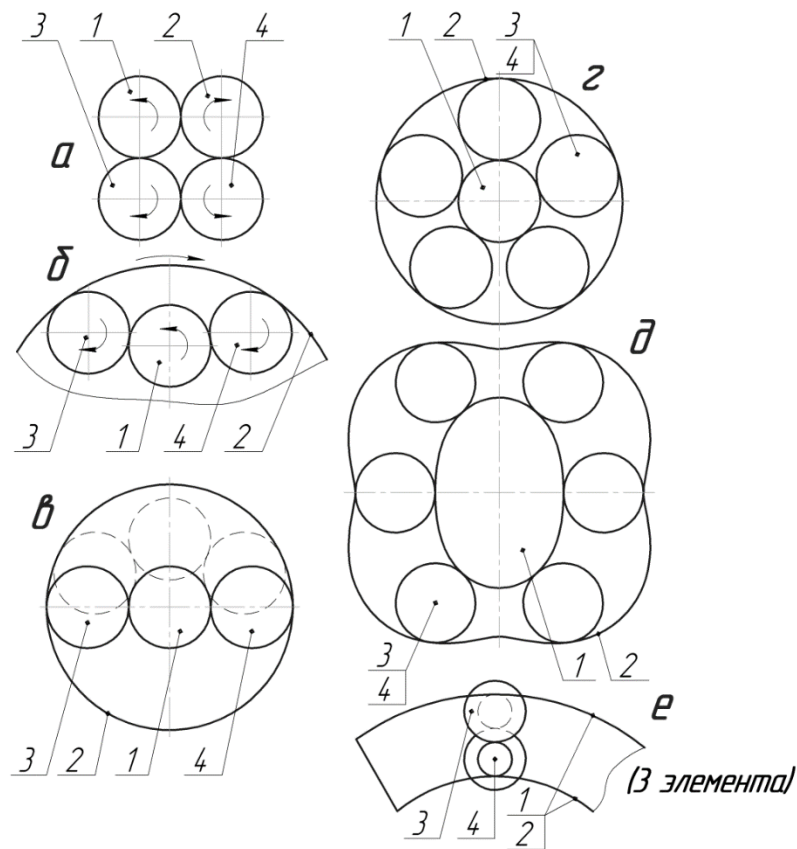


Рис. 53. Замкнутые контуры с различным числом центроидных элементов произвольного вида

Наличие подвижности у механизма, составленного из центроид общего (произвольного) вида говорит о том, что площадь центроидного контура зависит от положения звеньев (т.е. варьируется). Однако известно, что число W степеней свободы, которое получается по формуле Чебышева, правильно характеризует только подвижность механизма, находящегося в «общем», невырожденном параметрическом состоянии (конфигурации).

Так, к особым параметрическим формам четырехэлементного ЗЦК относятся любые схемы, в которых все четыре центроиды являются окружностями – рис. 54 а-г. При этом в системах «а», «б», «г» движение

возможно, но только в виде согласованного вращения зубчатых колес вокруг своих неподвижных друг относительно друга осей.



а–д – четырехэлементный контур; е – трехэлементный контур

1, 2, 3, 4 – звенья образующие контур

Рис. 54. Замкнутые центроидные контуры

Другой (обратной) стороной вырожденности систем, состоящих из круглых центроид, является множественность центроидных контуров, совместимых с одним общим движением (см., например, рис. 54 г).

Система «в» (рис. 54), состоящая из четырех круглых звеньев, одно из которых (звено 2) является охватывающим (имеет внутренние зубья), при определенных параметрических соотношениях становится «вдвойне» вырожденной. Если первоначальная сборка механизма «б» (рис. 54) осуществлена в положении, когда оси всех четырех колес лежат на одной прямой (рис. 54 в), то он приобретает дополнительную подвижность – возможность согласованного

смещения центрального колеса 1 и сателлитов 3, 4 в направлении, перпендикулярном прямой, первоначально связывавшей их центры. При этом сохраняется и возможность согласованного вращения звеньев 1, 3, 4 относительно звена 2.

Схема рис. 54 г, в которой шестерня 1 находится в центре колеса 2, а диаметры колес 3, 4 (сателлитов) одинаковы, нашла широчайшее применение в планетарных передачах. Площадь центроидных контуров при этом остается неизменной.

Параметрическим развитием схемы «г» является механизм, в котором центральные звенья 1 и 2 (или одно из них) представляют собой волнообразные зубчатые колеса «д» (рис. 54). При этом возможность согласованного вращения всех звеньев сохраняется, а площади ЗЦК периодически изменяются. Заметим, что гидромашина, показанная на рис. 16, имеет именно такую схему.

Система «е» (рис. 54) на первый взгляд также состоит из четырех центроидных элементов, однако в ней центроидные дуги (или прямые) 1, 2 связаны жестко и представляют одно звено (т.е. общее число звеньев данного механизма $m=3$). Номинальная подвижность такой системы $W=3(3-1)-2 \times 3-0=0$. Фактически же, при правильно выбранном соотношении начальных диаметров сателлитов 3, 4, они могут совместно двигаться вдоль дуг окружностей (или прямых) 1, 2. Таким образом, данную схему правильнее отнести к контурам, образованным тремя звеньями. Пример гидромашин, соответствующей такой схеме, изображен на рис. 24.

2.2.2. Используемые в ПРГМ виды ЗЦК, управляющие этими контурами механизмы, предлагаемые условные обозначения схем ПРГМ

Множество принципиально работоспособных вариантов механизмов на базе ЗЦК является неограниченным, однако, практическую значимость для использования в объемных гидромашинах, а точнее в ПРГМ, представляют лишь достаточно простые схемы ЗЦК. Опираясь на совокупность известных на

настоящий момент конструкций, произведем отбор необходимых структурных признаков таких схем:

а) в соответствии со сказанным выше, будем использовать только 4-х элементные центроидные контуры;

б) для того, чтобы обеспечить геометрическое (а не силовое) замыкание контура, один из элементов делаем охватывающим, а значит имеющим внутренние зубья. Остальные звенья будут иметь внешние зубья;

в) одно из звеньев – ведущее, другое – остановленное, остальные – плавающие.

г) все плавающие шестерни (сателлиты) – круглые.

Приняв указанные ограничения, схемы, которые представляют практический интерес, можно свести к единой структуре – два волнообразных колеса (ведущее и опорное) и несколько круглых плавающих сателлитов. В случаях, когда ведущее и (или) опорное колеса являются круглыми, эти круглые звенья можно считать частным случаем волнообразных с количеством волн равном единице.

Таким образом, главным классификационным признаком гидромашин, построенных на базе ЗЦК, следует считать соотношение числа волн (M) звена с внешними зубьями, и числа волн (N) звена с внутренними зубьями. Кстати, такого мнения придерживались и наши предшественники – россиянин Ан И-Кан [33] (таблица 1) и китайский исследователь Zhang Quan [145] (таблица 2)

Заметим, однако, что возможных сочетаний чисел волн $M \times N$ достаточно много. Мы предлагаем сгруппировать эти сочетания, различая только три уровня параметров M , N : 1, i и j , которые связаны между собой соотношением $1 < i < j$. Существенным является то, равны числа волн M и N друг другу или нет, поэтому случаи $i \times i$; $i \times j$ рассматриваем отдельно. Схемы, отвечающие условию $j \times i$ нереализуемы. В таком случае, на иерархическом уровне количество волн центроид, получаем всего пять возможных структурных вариантов: 1×1 ; $1 \times i$; $i \times 1$; $i \times i$; $i \times j$.

Говоря о структурном описании механизмов, важно различать иерархический уровень кинематической цепи (на котором указываются звенья и связи) и уровень собственно механизма (на котором конкретизируется применение кинематической цепи, в частности, указывается ведущее звено и стойка).

С нашей точки зрения, важнейшим структурным признаком системы, управляющей ЗЦК, является кинематическая цепь соответствующего механизма, определяющая характер относительного движения, ведущего и опорного звеньев (пока не дифференцируем случаи, при которых колесо с внутренними зубьями является опорным либо ведущим). В зависимости от выбора схемы упомянутой кинематической цепи возможны следующие варианты (типы) движения ведущего звена:

- а) чисто вращательное (ротационное) движение – R
- б) планетарное движение (вращение вокруг собственной оси и переносное вращение этой оси вокруг некоторой точки) – P.
- в) сложное движение, совмещающее в себе вращательное и поступательное движения, – C (complex).

Комбинируя варианты движения ведущего звена (R, P, C) с пятью выделенными выше существенно различными вариантами соотношений волн $M \times N$ формально, получаем 15 вариантов структурных схем. Однако анализ показывает, что из них только 8 являются реализуемыми и работоспособными. Предлагается следующая форма обозначения (кодирования) этих структурных вариантов:

$$1 \times 1 - R; 1 \times 1 - P; 1 \times 1 - C; 1 \times i - R; 1 \times i - P; i \times 1 - P; i \times i - R; i \times j - R$$

Данные структурные схемы гидромашин, построенные на базе ЗЦК, сведены в таблицу 4. Принадлежность механизма к конкретной ячейке таблицы будет характеризовать его главные отличительные признаки: форму центроид и характер относительного движения ведущего и остановленного звеньев.

Группы гидромашин на базе ЗЦК

Число N волн звена с внутренними зубьями	Число M волн звена с внешними зубьями			
	1			i
1	P	C	R	P
i	R	R;P	P	R
j	R	R; P	P	R

Примечание. $1 < i < j$

Следующим иерархическим уровнем в систематике рассматриваемых схем будет переход от кинематической цепи к механизму. А именно выбор остановленного (зафиксированного) и ведущего звеньев. В символьном обозначении механизма данный признак можно отобразить, например, так: $M \times N_f$ или $M_f \times N$, где индекс «f» означает, что соответствующее звено остановлено (а другое, без индекса, «центральное» звено является ведущим).

Еще один весьма важный признак гидромашин, построенных на базе ЗЦК, нужно отнести не к структуре управляющего механизма, а к конструкции гидромашин. Это принадлежность к тому или другому звену подводящих и отводящих каналов. В обозначении гидромашин этот признак будем отображать надстрочным индексом «k» числа волн соответствующего звена, например: $M \times N_f^k$. Согласно принятым выше правилами, гидромашину, показанную на рис. 16, нужно обозначить следующим образом: $i \times j_f^k - R$ или конкретно: $2 \times 4_f^k - R$.

Применяя изложенные выше положения, можно выполнить упорядоченное перечисление схем гидромашин, которые могут быть построены на базе четырехэлементных ЗЦК (таблица 5). Такое перечисление будет использовано для сравнительного анализа схем – в гл. 3, а также для выявления ранее неизвестных схем.

Упорядоченное перечисление ПРГМ

Группы	Схемы	Источник	Рисунок
$i \times j - R$	$2 \times 4_f^k - R$	[120]	рис. 16
	$3 \times 4_f^k - R$	[93; 108]	рис. 13
	$3_f^k \times 4 - R$	[139]	рис. 14
	$4^k \times 6_f^k - R$	[143]	рис. 15
	$6^k \times 8_f^k - R$	[143]	рис. 15
$1 \times j - R$	$1^k \times 2_f - R$	[132]	рис. 19
	$1 \times 2_f^k - R$	[100]	рис. 18
	$1 \times 3_f^k - R$	[133]	рис. 7
$1 \times j - P$	$1 \times 2_f^k - P$	[46]	рис. 59
$i \times 1 - P$	$2 \times 1_f^k - P$	[145]	рис. 20
	$3 \times 1_f^k - R$		
$1 \times 1 - P$	$1 \times 1_f^k - P$	[109; 141; 150; 131]	рис. 8, рис. 10, рис. 11, рис. 57
$1 \times 1 - C$	$1_f^k \times 1 - C$	[115]	рис. 55 а
	$1 \times 1_f^k - C$	[116]	рис. 55 б
$1 \times 1 - R$	$1 \times 1_f^k - R$	[125]	рис. 21
$i \times i - R$	$2 \times 2_f^k - R$	[118]	рис. 22
	$3 \times 3_f^k - R$	[118]	рис. 23

2.3. Новые схемы механизмов гидромашин с плавающими сателлитами

Основные известные схемы гидромашин с плавающими сателлитами были представлены в главе 1 (раздел 1.2). Однако в таблице 4 есть клетки, находящиеся в которых схемы, не были известны, либо по которым результаты исследований практически отсутствуют.

Группа $1 \times 1 - C$

Новыми являются схемы группы $1 \times 1 - C$. В этих схемах устранен главный недостаток гидромашин типа $1 \times 1 - P$ – «мертвые» точки. В таких гидромашинах ведущее зубчатое звено непосредственно связано не кривошипом, а со звеном, совершающим сложное движение, например, шатуном некоторого рычажного механизма. Нами предложен ряд подобных конструкций (рис. 55 а; рис. 55 б) [115; 116].

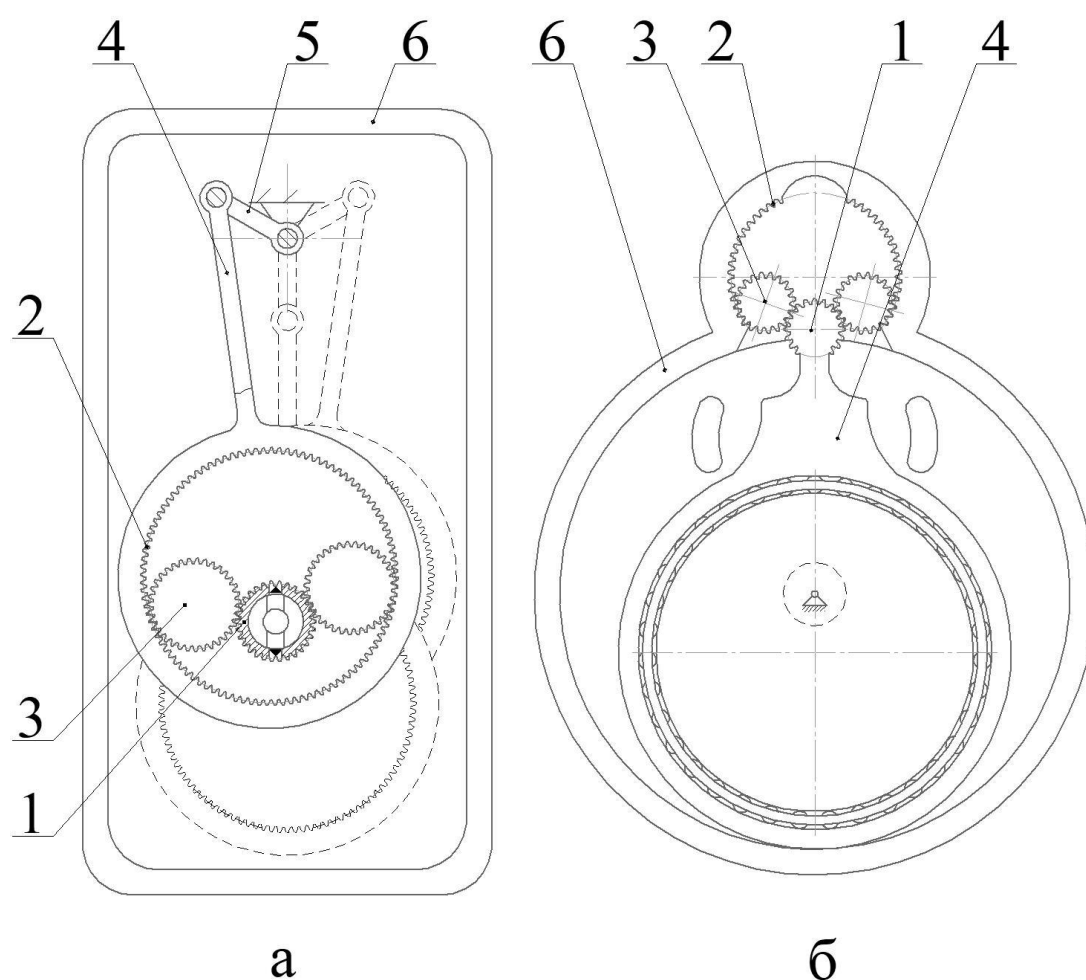


Рис. 55 Гидромашины со «сложным» движением ведущего звена

В механизме гидромашины $1_f^k \times 1 - C$ [115] (получен патент с участием автора диссертации), показанной на рис. 55 а, ведущим является кривошип 5. Он приводит в движение шатун 4, который жестко связан (представляет собой единое звено) с эпициклом 2 ПРГМ. Подобные гидромашины имеют сравнительно высокую «степень сжатия», что делает возможным их использование на газообразных средах в режиме компрессора и вакуумного насоса. К недостаткам таких схем относятся некоторая громоздкость, отсутствие симметрии приложения сил и потребность в клапанах.

Разработанная с участием автора схема $1 \times 1_f^k - C$ [116], (рис. 55 б) содержит замкнутый центроидный контур (ЗЦК), который образован, солнечной шестерней 1, выполненной одним целым с шатуном 4, сателлитами 3, взаимодействующими с наружными зубьями солнечной шестерни 1 и внутренними зубьями эпицикла 2. Эпицикл жестко зафиксирован на корпусе 6. Данный контур не является главной рабочей камерой гидромашины, а лишь играет роль замыкателя основной рабочей полости. Достоинством подобного замыкателя является постоянная силовая замкнутость кинематических пар, а также то, что кинематические пары являются больше парами качения, чем скольжения (меньше износ, выше КПД). В варианте рассматриваемой гидромашины, показанном на рис. 55 б, полость внутри ЗЦК может играть роль второй ступени гидромашины, например компрессора.

К этой же группе $1 \times 1 - C$ относится предложенная с участием автора [123] гидромашинная схема $1 \times 1_f^k - C$ (рис. 56). Она содержит солнечное колесо-шатун 1, остановленный эпицикл 2, сателлиты 3. Для уменьшения габаритов гидромашины кривошип 4 помещен внутрь солнечного колеса 1. Ось шарнира, связывающего кривошип 4 с солнечным колесом 1, смещена относительно центральной оси солнечного колеса на расстояние в 1,2 – 2 раза превышающее длину кривошипа, но расположена внутри начальной окружности солнечного колеса. Это позволяет «выпустить» входной вал кривошипа через торцовые крышки гидромашины. Недостатком такой схемы является повышенное требование к минимизации трения в шарнирах.

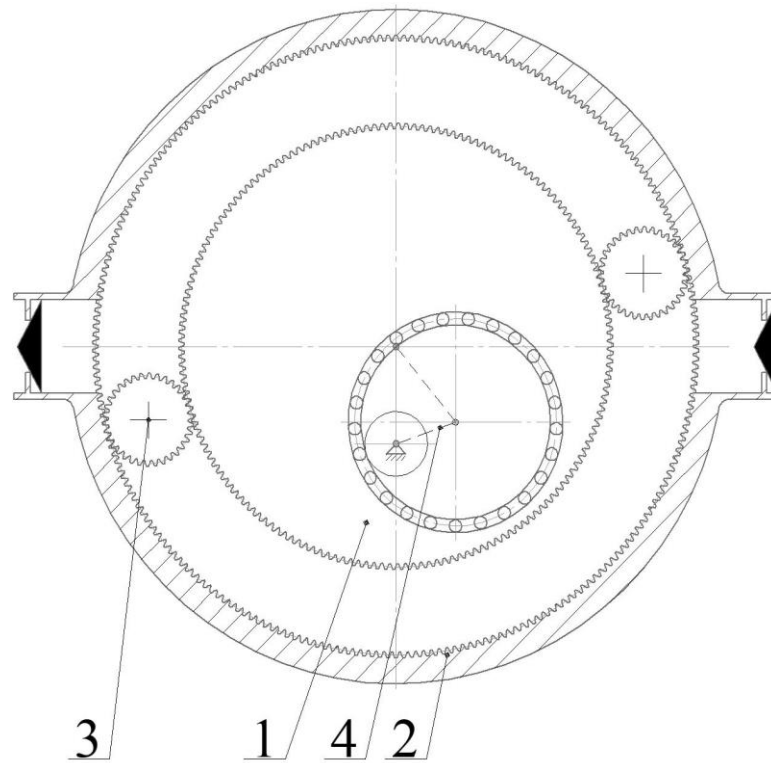


Рис. 56 Шестеренная гидромашина со «сложным» движением ведущего звена [123]

Группа 1×1–Р

Конструкции гидромашин этого типа уже были известны [131; 109; 141], они представлены на рис. 8, рис. 10, рис. 11, соответственно. В таких гидромашинах для преодоления «мертвых» точек нужно синхронизировать вращение ведущей центральной шестерни и мнимого водила, что значительно усложняет конструкцию управляющего механизма. Новая конструкция управляющего механизма (рис. 57) предложена нами в патенте [150]. Она содержит: статор 2, выполненный в виде зубчатого венца с внутренними зубьями; ротор 1, выполненный в виде втулки, имеющей наружные и внутренние зубья, совершающий планетарное движение относительно статора; два плавающих сателлита 3, взаимодействующие с наружными зубьями ротора и статором. Ведущий вал-шестерня 4 находится в зацеплении с внутренним венцом ротора. Шестерня 5 с внешними зубьями, расположена соосно ведущему валу-шестерне, но жестко связана с корпусом 6. Паразитные шестерни 7 необходимы для удержания ротора 1 в постоянном зацеплении с валом-шестерней 4.

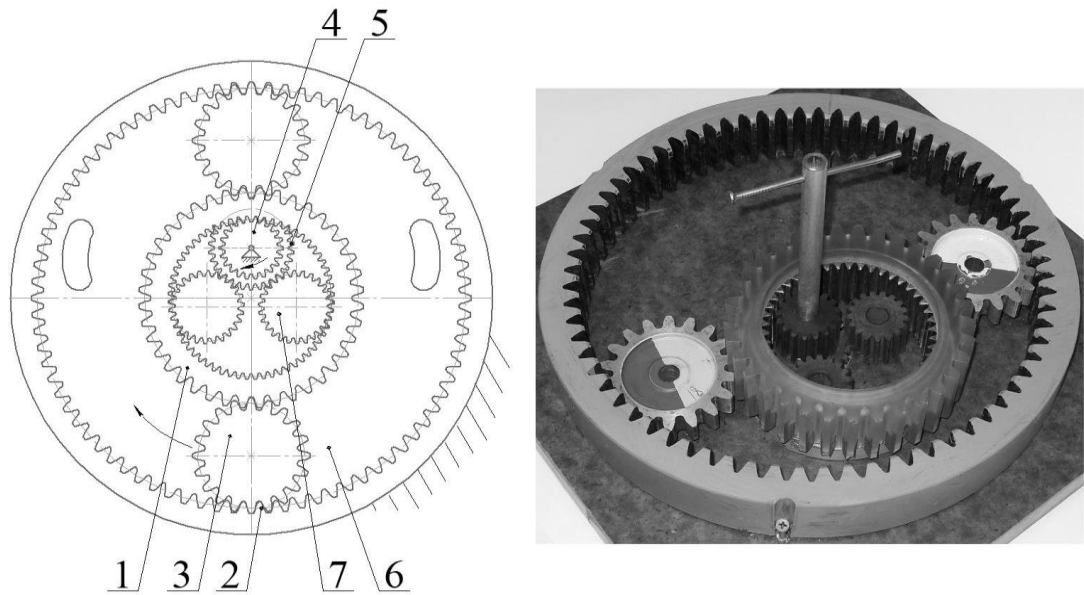


Рис. 57. Гидромашина $1 \times 1_f^k - P$ [150].

В статье [50] опубликован алгоритм кинематического расчета такого механизма. В статье [167] рассмотрены вопросы динамики и возможности балансировки этой схемы. Главным достоинством такого синхронизирующего механизма является отсутствие водила. Однако следует признать, что и это конструктивное решение получилось достаточно сложным.

Еще один способ (вариант) преодоления мертвых точек – наш патент [117], показан на рис. 58. Гидромашина, содержит корпус 1, два неподвижных эпициклических колеса 2 и 3 с внутренними зубьями, оси которых смещены относительно центральной оси корпуса 1 в различных направлениях, солнечную шестерню с двумя венцами 4 и 5, имеющими внешние зубья, две пары плавающих сателлитов 6 и 7, взаимодействующих с солнечной шестерней и эпициклическими колесами, торцовые перегородки 8 жестко связанные с корпусом 1, в которых выполнены впускные и выпускные окна. Торцовые перегородки 8, взаимодействуют с торцами сателлитов 6, 7 и венцов солнечной шестерни 4, 5, а вращающий момент к солнечной шестерне, совершающей планетарное движение, прикладывается с помощью карданного вала 9. Благодаря жесткому соединению венцов 4 и 5 солнечной шестерни в двух секциях остановки механизма в «мертвых» точках не происходит. От конструкции [109] это решение отличается

отсутствием водила и нежелательного дополнительного элемента 6 (рис. 9). Для устранения перекосов солнечной шестерни в патенте [117] предлагается последовательное соединение не двух, а четырех секций гидромашины.

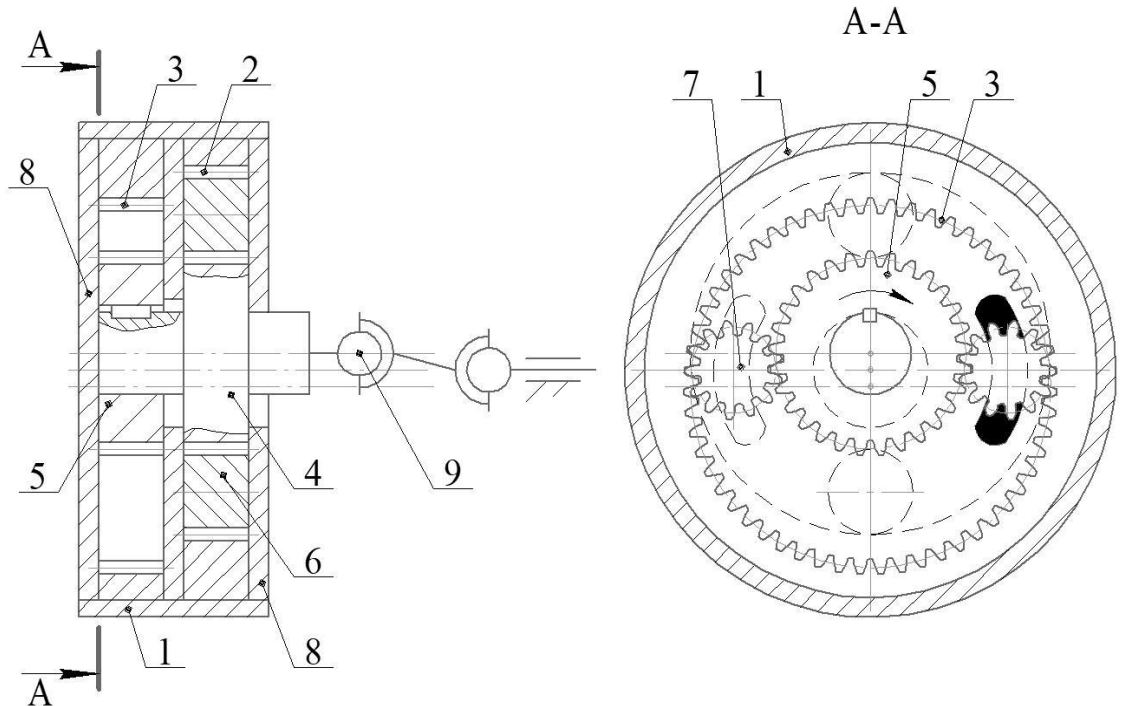


Рис. 58. Гидромашина $1 \times 1^k - P$ [117].

Группы $1 \times j - P$ и $i \times 1 - P$

Очевидно, что в любых гидромашинах групп $1 \times j - P$ и $i \times 1 - P$, содержащих круглое (т.е. имеющее число волн равное единице) центральное звено, соотношение пропорциональности чисел зубьев и чисел волн $M/N = Z_1/Z_2$ необязательно. Однако при этом круглое колесо должно иметь свободу вращения вокруг собственной оси и вокруг оси другого центрального колеса, т.е. совершать относительно него планетарное движение «Р».

Пример гидромашины группы $1 \times j - P$ показан на рис. 59 [46]. Число сателлитов 3 более двух, что исключает возможность перехода системы в другой вариант сборки, т.е. исключает «мертвые» точки, поэтому от гидромашин группы $1 \times 1 - P$ схемы, относящиеся к группе $1 \times j - P$ выгодно отличаются отсутствием необходимости в синхронизирующем устройстве угловых скоростей

ротора 1 и внутреннего водила. Однако гидромашины группы $1 \times j - P$ по своим параметрам являются весьма близкими аналогами гидромашин группы $1 \times j - R$, которые проще их по конструкции. Мотивом перехода от системы $1 \times 2 - R$ к $1 \times 2 - P$ могло бы стать некоторое увеличение размеров каналов 4 в торцовых стенках 5 эпицикла 2.

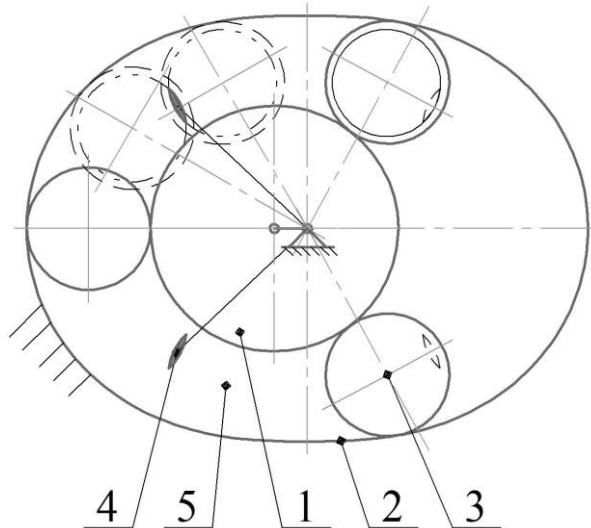


Рис. 59. Схема ПРГМ $1 \times j - P$ [46]

Механизмы, которые следует отнести к группе $i \times 1 - P$ схематично изображены (рис. 20) в патенте [145]. Однако данных об их исследованиях в технической литературе найти не удалось. Предварительные результаты анализа, выполненного нами [46], говорят о наличии весьма широких каналов в схемах $2 \times 1 - P$ и $3 \times 1 - P$.

Заключение по второй главе

В этой главе решались задачи структурной идентификации ПРГМ и места, занимаемого ими среди прочих объемных гидромашин с точки зрения их структуры. Выбраны два подхода к структурированию объекта изучения, которые привели к двум классификациям.

Первая классификация, в рамках которой находят свое логичное место и ПРГМ, распространяется на любые объемные гидромашины. В ней главными элементами объемных гидромашин считаем рабочие камеры. Первый уровень иерархии (класс объемной гидромашин) – это количество участков (элементов) замкнутого контура рабочей камеры. Вторым уровнем (семейство гидромашин) – сочетание элементов контакта кинематических пар, входящих в замкнутый контур. Механизмы ПРГМ с плавающими сателлитами относятся к семейству ТТТТ – имеют замкнутый контур из четырех тел (звеньев) и контактируют между собой в точках, причем все кинематические пары этих механизмов являются центроидными. Таким образом рабочие камеры ПРГМ представляют собой замкнутые центроидные контуры (ЗЦК) четвертого класса.

Вторая классификация распространяется на механизмы гидромашин, включающих центроидные рабочие контуры. Помимо структурных признаков, влияющих на количество ЗЦК гидромашин, важное значение имеет то, какое движение совершает ее ведущее центральное звено: чисто вращательное «R», планетарное «P» или сложное «C».

Заметим, что помимо изучаемых нами гидромашин семейства ТТТТ, принадлежащих группам «R» и «P», планетарными являются также героторные машины семейства ТТ. Во избежание неопределенности будем называть наш объект ПРГМ с плавающими сателлитами.

Предложенная систематика позволила выполнить упорядоченное перечисление гидромашин с плавающими сателлитами и выявить ранее неизвестные и малоизученные схемы. Некоторые из новых схем запатентованы с участием автора.

Поскольку первоначально поставленная задача заключалась в исследовании именно ПРГМ, схемы группы «C» далее не рассматриваются. А с учетом того, что схемы группы «P» имеют существенно более сложную конструкцию чем схемы группы «R», преимущественное внимание далее уделено ПРГМ с чисто вращательным движением подвижного звена, т.е. группе «R».

3. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПРГМ

В результате анализа состояния вопроса было установлено, что задачи геометрического синтеза зубчатых звеньев ПРГМ принципиально решены [7; 28; 33; 34; 35; 96; 99;]. Однако уровень проработанности и доступности этих решений для широкого круга пользователей недостаточен. Нужна инженерная методика.

3.1. Методика геометрического синтеза зубчатых звеньев ПРГМ

За основу разработанной методики геометрического синтеза ПРГМ взят метод, предложенный Г.Ю. Волковым и др. [28; 45; 76] – см. 1.3.3.

Методика состоит из четырех этапов:

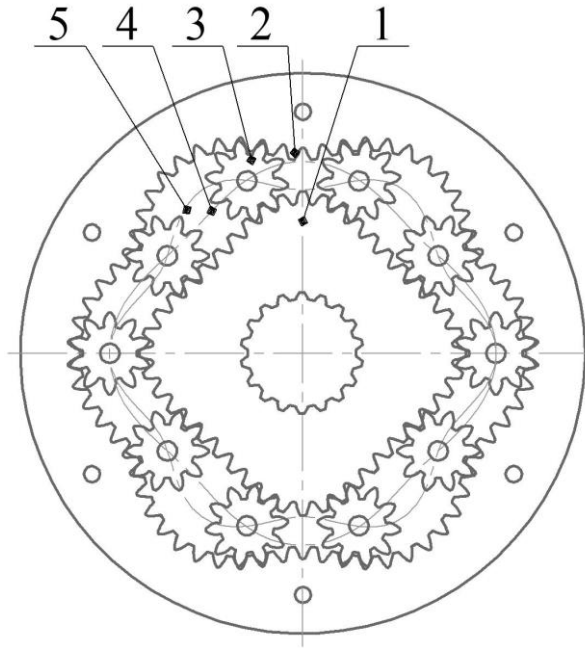
1. Нахождение чисел зубьев колес и межосевого расстояния для исходного планетарного круглозвенного механизма.
2. Выбор траектории центра сателлита в его движении относительно некруглых центральных колес.
3. Расчёт массивов данных, характеризующих последовательные положения сателлита относительно каждого из центральных колес.
4. Графическое получение контура венцов некруглых центральных колес, как огибающей последовательных положений сателлита.

3.1.1. Расчет исходного планетарного круглозвенного механизма

Введение этого предварительного этапа расчета объясняется тем, что каждый планетарный механизм ПРГМ имеет свой, достаточно близкий, во многих отношениях, круглозвенный аналог. При этом расчет планетарного механизма с круглыми звеньями проще, чем с некруглыми, а соответствующие методики общеизвестны и автоматизированы. Геометрические показатели качества зацеплений круглозвенного механизма рассчитываются «с запасом», а при сравнительно незначительном изменении параметров, связанных с переходом к механизму ПРГМ, эти показатели не выйдут за допустимые границы.

Базовый параметр ПРГМ – это соотношения чисел волн $M \times N$ центральных зубчатых некруглых колес 1 и 2 (рис. 60). Количество сателлитов V в ПРГМ является суммой волн:

$$V = N + M. \quad (16)$$



1 – солнечное центральное колесо, 2 – эпициклическое центральное колесо,
3 – сателлиты, 4 и 5 – центровые траектории сателлитов в системах координат,
связанных с солнечным и эпициклическим колесом

Рис. 60 Планетарная роторная гидромашина (ПРГМ) 4×6

Отношение чисел зубьев центральных колес Z_2 и Z_1 , должно быть равно отношению чисел волн [33] N и M :

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{N}{M}. \quad (17)$$

Согласно имеющемуся опыту исследования, производства и эксплуатации ПРГМ количество зубьев сателлита Z_3 лежит в диапазоне $Z_3=8 \div 12$. Вначале выбираем из этого диапазона некоторое, предварительное, условное число зубьев

сателлита Z_{3y} . По нему рассчитываем числа зубьев центральных колес Z_1 и Z_2 , условно считая, что все колеса нарезаны без смещения.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot M \cdot Z_{3y}}{N - M}, \quad (18)$$

$$Z_2 = \frac{2 \cdot N \cdot Z_{3y}}{N - M}. \quad (19)$$

При этом должно выполняться условие сборки:

$$\frac{Z_2 + Z_1}{V} = \frac{Z_2 + Z_1}{N + M} = C, \quad (20)$$

где C – целое число.

Шестерня, имеющая число зубьев $8 \div 12$, должна нарезаться с положительным смещением инструмента. Поэтому корректируем число зубьев сателлита Z_3 , несколько уменьшая условное число Z_{3y} , например, на один зуб, а числа зубьев центральных колес Z_1 и Z_2 сохраняем. Коррекция числа зубьев сателлита Z_3 , помимо учета положительного смещения инструмента X_3 , исключит кратность чисел зубьев центральных колес и сателлита, и будет способствовать равномерной приработке зубьев.

Далее, зная числа зубьев всех колес планетарного механизма, нужно найти коэффициенты смещения, обеспечивающие оптимальные параметры зацеплений. Для этого можно использовать имеющиеся в литературе блокирующие контуры [39], либо конструкторское программное обеспечение. В случае применения стандартных эвольвентных зубьев выбор коэффициентов смещения зубчатых колес исходного круглозвенного механизма удобно осуществить, с помощью программного комплекса, например «КОМПАС», библиотека «Валы и механические передачи 3D».

Сам алгоритм выглядит следующим образом [48]: вначале задаем число зубьев Z_3 и коэффициент смещения для сателлита $X_3=0,2 \div 0,5$, а также коэффициент смещения X_1 или X_2 и число зубьев Z_1 или Z_2 одного из

центральных колес, и находим соответствующее межосевое расстояние a_w . Затем, задав тот же коэффициент X_3 смещения сателлита, число зубьев сателлита и число зубьев другого центрального колеса, и полученное межосевое расстояние a_w , находим коэффициент смещения X_2 или X_1 другого центрального колеса. Желательно сравнить несколько вариантов выбора коэффициентов смещения.

Выписываем окончательно принятые параметры зацеплений круглозвенного механизма: $Z_1, Z_2, Z_3, X_1, X_2, X_3, a_w$.

В ПРГМ на рис. 60: $Z_3y=11, Z_1=44, Z_2=66, Z_3=10, X_3=+0,4, X_1=+0,2171, X_2=0, a_w=55,14821$.

3.1.2. Траектории движения центра сателлита

Второй этап геометрического синтеза ПРГМ связан с выбором траектории центральной точки сателлита в системах координат, связанных с каждым из центральных колес 1 и 2. Уравнения этих траекторий 4 и 5 (рис. 60) будут заданы в полярных системах координат. В принципе, можно использовать любую циклическую функцию, однако, если нет на то особых оснований, будем использовать чисто гармоническую функцию [28; 48], как это представлено выше в уравнениях траекторий (3) и (4):

$$\begin{aligned} r_1 &= r_0(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1)); \\ r_2 &= r_0(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)), \end{aligned}$$

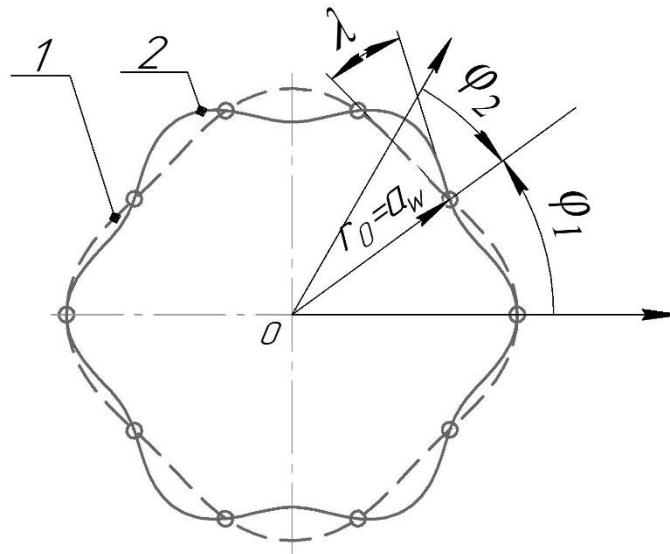
где r_1 и r_2 – радиус-векторы траекторий;

$r_0=a_w$ – радиус расчетной окружности (в которую вырождаются обе траектории при $k_H=0$);

φ_1 и φ_2 – текущие углы в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями;

k_H – коэффициент «некруглости» траекторий.

Траектории сателлитов отдельно показаны на рис. 61



1 – траектория движения спутника относительно солнечного колеса,

2 – траектория относительно эпицикла

Рис. 61 Траектории центра спутника

Задача определения коэффициента k_H возникла в связи с формой задания траектории в принятой методике геометрического расчета. Подробный анализ влияния геометрических параметров ПРГМ на выбор величины коэффициента k_H нашел отражение в подразделе 3.1.5. В методику геометрического расчета вошли полученные автором [42; 48] эмпирические формулы (21) и (22), выражающие условие отсутствия касания вершин зубьев спутников и центральных колес – условие их соседства (смежности):

$$k_H \leq \frac{2(Z_3 + 2X_3 - 2,5)}{Z_1 + Z_2}, \quad (21)$$

и условие удержания спутников:

$$k_H = \frac{k_a \cdot \lambda_{\max}^\circ}{M + N}, \quad (22)$$

где k_a – эмпирический коэффициент, $k_a=0,018$ (1/градус);

λ_{\max} – максимальный угол удержания спутника.

Для большинства ПРГМ расчетную величину этого угла рекомендуется принимать в диапазоне $\lambda_{\max}=35^{\circ}\div 45^{\circ}$.

В ПРГМ на рис. 61 центровые траектории соответствуют уравнениям (3) и (4) с коэффициентом $k_H=0,08$, что соответствует углу $\lambda_{\max}=43^{\circ}30'$. Ограничение по условию смежности в соответствии с формулой (21) выполняется с большим запасом.

3.1.3. Расчёт параметров, характеризующих положения сателлита в каждой фазе его движения

На третьем этапе выполняется расчет положений центра сателлита на траектории, заданной уравнениями (3) и (4), а также углов φ_3 его поворота относительно данного центрального колеса.

Угол φ_{3M} поворота сателлита относительно центрального колеса 1 (солнечная шестерня) определяем по формуле:

$$\varphi_{3M} = \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3}\right) \cdot \xi_1 \cdot \int_0^{\varphi_1} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_H \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1, \quad (23)$$

а угол φ_{3N} поворота сателлита относительно колеса 2 (эпицикл) – по формуле:

$$\varphi_{3N} = \left(1 - \frac{Z_2}{Z_3}\right) \cdot \xi_2 \cdot \int_0^{\varphi_2} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_H \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2, \quad (24)$$

где коэффициенты ξ_1 и ξ_2 , учитывающие изменение длины соответствующей центральной траектории по сравнению с длиной центральной окружности исходного круглозвенного механизма, имеют вид [48]:

$$\xi_1 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(M \cdot \varphi_1))^2 + (M \cdot k_H \sin(M \cdot \varphi_1))^2} d\varphi_1}; \quad (25)$$

$$\xi_2 = \frac{2\pi}{\int_0^{2\pi} \sqrt{(1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2))^2 + (N \cdot k_H \sin(N \cdot \varphi_2))^2} d\varphi_2}. \quad (26)$$

Заметим, что ранее для определения этих коэффициентов [28; 45] использовался более трудоемкий прием, который не всегда давал корректный результат.

Используя математическое программное обеспечение, например, программу для инженерных вычислений «MathCAD», для каждого из некруглых центральных колес создаем массивы параметров:

φ – текущий угол поворота мнимого водила;

r – радиус-вектор соответствующей центральной траектории;

$\varphi_{3M(N)}$ – угол поворота сателлита в системе координат, связанной с данным центральным колесом.

В ПРГМ на рис. 60, коэффициенты $\xi_1=0,9755$, $\xi_2=0,9475$. Результаты расчетов по формулам (23) и (24) помещены в таблицы 6 и 7.

Таблица 6

Параметры, характеризующие закон движения сателлита относительно солнечного центрального зубчатого колеса 1.

r_1	59,56	59,56	59,55	59,53	59,50	59,46	...	59,56
φ_1	0°	0,4°	0,8°	1,2°	1,6°	2°	...	360°
φ_{3M}	0°	-2,29°	-4,59°	-6,88°	-9,17°	-11,47°	...	-2016,0°

Таблица 7

Параметры, характеризующие закон движения сателлита относительно эпициклического центрального зубчатого колеса 2.

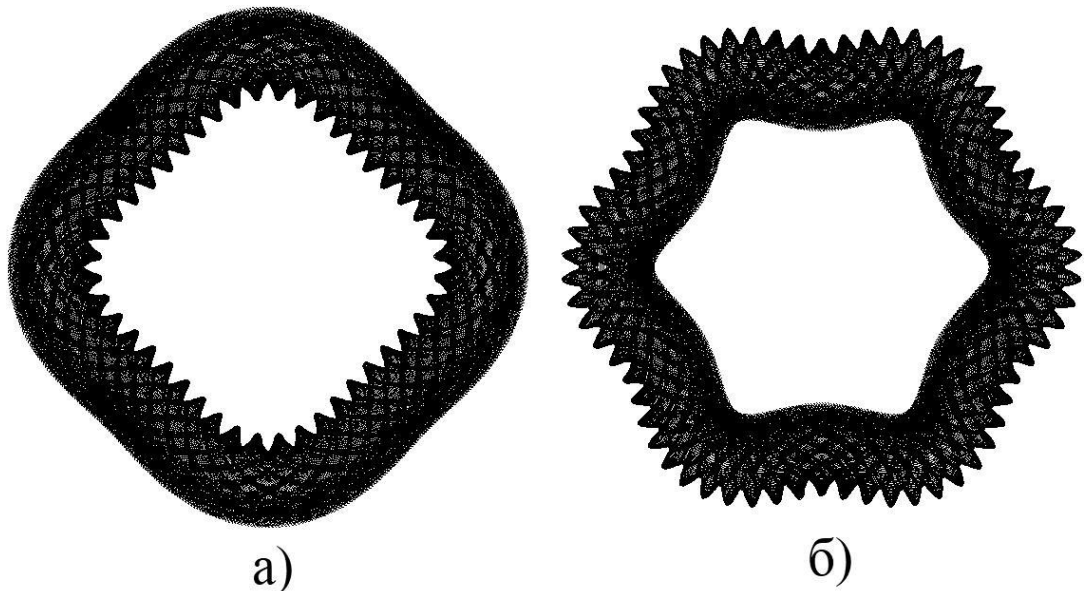
r_2	59,56	59,56	59,553	59,555	59,53	59,52	...	59,56
φ_2	0°	0,4°	0,8°	1,2°	1,6°	2°	...	360°
φ_{3N}	0°	2,28°	4,55°	6,83°	9,10°	11,38°	...	1944,0°

3.1.4. Графическое получение контура венцов некруглых центральных колес

Следующий этап связан с построением сателлита во всех последовательных положениях отдельно для солнечного колеса 1 и эпицикла 2. Выполнение этой операции с использованием графической программы «КОМПАС» рассмотрено в статье [76]. Соответствующие семейства кривых, задающие профили венцов

некруглых зубчатых колес ПРГМ 4×6, изображенной на рис. 60, показаны на рис. 62.

Профиль зубчатого венца соответствующего некруглого колеса – это огибающая к полученному семейству кривых. Для представления искомого профиля в виде единой кривой средствами программы «КОМПАС» использована команда: «Кривая Безье». Полученные профили колес следует проанализировать на предмет подрезания ножки и заострения головки зуба, а также определить фактические величины коэффициента перекрытия в разных фазах движения. Профили, показанные на рис. 62 прошли такую проверку и показали во всех фазах значение коэффициента перекрытия $\epsilon > 1$.



а – солнечного колеса; б – эпициклического колеса

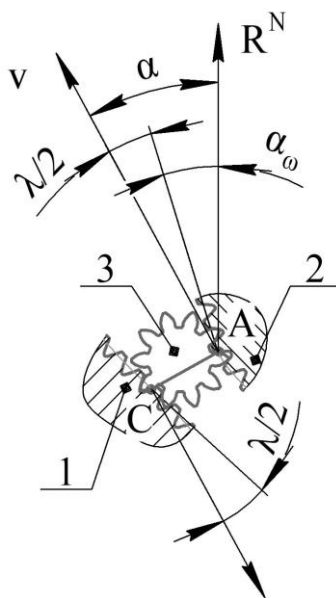
Рис. 62. Изображение семейства кривых профиля зубьев ПРГМ

3.1.5. Исследование взаимосвязи коэффициента «некруглости» k_H с углом удержания λ сателлита

Плавающая шестерня (сателлит), размещенная между двумя наклоненными друг к другу зубчатыми контурами, при достаточно большом угле удержания λ этого наклона может «выпасть» из зацеплений. Это явление ранее рассматривалось, например, авторами работ [33; 69]. В качестве количественного

критерия наступления такого явления нужно рассматривать угол α давления в контакте зубьев – см. рис. 63

В схеме ПРГМ рис. 63 сателлит 3 располагается в клиновом пространстве между зубчатыми контурами 1 и 2. Во внутреннем зацеплении обычно применяют угол зацепления α_ω несколько больше, чем во внешнем. Поэтому «выпадение» сателлита более вероятно из кинематической пары, образуемой колесами 2 и 3. В этом зацеплении действует сила R^N , направленная по общей нормали к рабочим поверхностям зацепляющихся зубьев. Скорость v точки А направлена перпендикулярно АС. Угол α между векторами R^N и v – есть угол α давления. Если угол α имеет слишком большую величину, происходит заклинивание, приводящие к выходу зубьев из зацепления.



α – угол давления; α_ω – угол зацепления; λ – угол удержания

Рис. 63. Угол давления в зацеплении ПРГМ

$$\alpha = \alpha_\omega + \lambda/2, \quad (27)$$

где $\lambda/2$ – половина угла удержания, измеряемого между касательными плоскостями зацеплений, проходящими через точки А и С.

Предельное значение угла давления α , зависит от многих факторов. К ним относятся: смазывающие свойства среды, деформируемость системы, точность изготовления зубьев (зазоры), величины и направления коэффициентов скольжения и др. В различных механизмах [72] диапазон варьирования предельного угла давления $\alpha_{\max}=30^{\circ}\div 60^{\circ}$. Будем ориентироваться на предельный угол давления $\alpha_{\max}=45^{\circ}$. Учитывая, что угол зацепления α_{ω} может составлять от 20° до 35° , по формуле (27) получаем, что предельный угол удержания сателлита находится в диапазоне $\lambda=20^{\circ}\div 50^{\circ}$. В ПРГМ, изготавливаемых фирмой «Hydromech» [83] $\lambda_{\max}=45^{\circ}\div 50^{\circ}$.

Для выполнения геометрического расчета ПРГМ по предлагаемой методике нужно установить связь между углом удержания λ и коэффициентом «некруглости» k_H .

В полярной системе координат (рис. 64) построим некоторую кривую 2 и найдем угол ψ наклона этой кривой к концентричной окружности O в произвольной точке A .

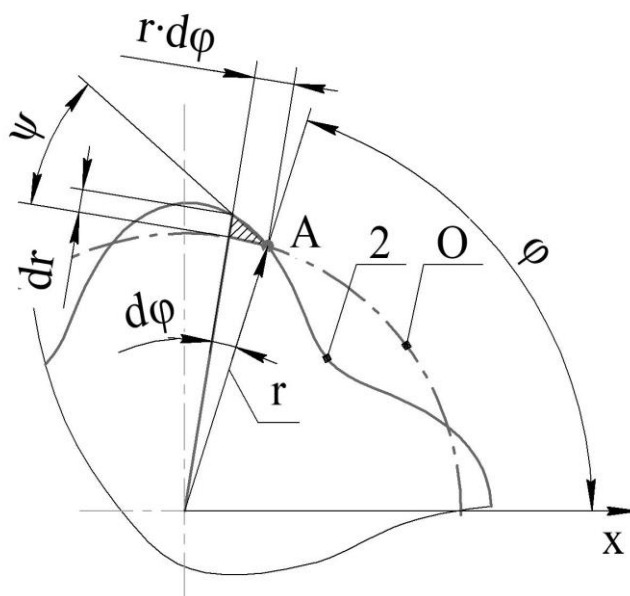


Рис. 64. Схема к расчету угла наклона произвольной кривой, заданной в полярных координатах.

Отношение приращения dr радиус-вектора r к приращению $r \cdot d\varphi$ длины дуги соответствующей окружности равно тангенсу угла ψ наклона кривой 2 к концентрической окружности:

$$\operatorname{tg}(\psi) = \frac{dr}{r \cdot d\varphi}, \quad (28)$$

Отношение $dr/d\varphi$ – это производная радиус-вектора функции данной кривой по «своему» углу φ . Для функций, описываемых уравнениями (1) и (2), получаем:

$$\frac{dr}{d\varphi_1} = r_0 \cdot M \cdot f' \cdot (M \cdot \varphi_1); \quad (29)$$

$$\frac{dr}{d\varphi_2} = r_0 \cdot N \cdot f' \cdot (N \cdot \varphi_2), \quad (30)$$

где f' – производная по углу φ функции F : $f' = \frac{dF}{d\varphi}$.

Отсчет углов φ_1 и φ_2 производится в противоположных направлениях, а величины связаны между собой условием:

$$\varphi_1 = -\frac{N \cdot \varphi_2}{M}. \quad (31)$$

С учетом условия (31), тангенсы углов наклона ψ_1, ψ_2 центральных траекторий спутника (кривых 1 и 2 на рис. 61) к концентрической окружности O , будут определяться по формулам:

$$\operatorname{tg}(\psi_1) = -\frac{M \cdot f' \cdot (N \cdot \varphi_2)}{F(N \cdot \varphi_2)}; \quad (32)$$

$$\operatorname{tg}(\psi_2) = -\frac{N \cdot f' \cdot (N \cdot \varphi_2)}{F(N \cdot \varphi_2)}. \quad (33)$$

Угол λ , образуемый пересекающимися кривыми 1, 2 на рис. 61, равен сумме углов ψ_1 и ψ_2 наклона этих кривых к центральной окружности. В связи с особенностями [45] задания направлений отсчета текущих углов φ центроид

ПРГМ и с учетом симметрии функции (1), (2) целесообразно складывать абсолютные величины углов ψ_1 и ψ_2 :

$$|\psi_1| + |\psi_2| = \lambda. \quad (34)$$

Для случая центральных траекторий, описываемых уравнениями (3), (4) получаем:

$$\left| \arctg \left(\frac{-k_H \cdot M \cdot \sin(N \cdot \varphi_2)}{1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)} \right) \right| + \left| \arctg \left(\frac{-k_H \cdot N \cdot \sin(N \cdot \varphi_2)}{1 + k_H \cdot \cos(N \cdot \varphi_2)} \right) \right| = \lambda. \quad (35)$$

Уравнение (35) связывает между собой параметры: φ_2 , λ , k_H . Его можно решить относительно угла λ при заданных значениях k_H и φ_2 , однако, перед нами стоит задача установления связи между коэффициентом k_H «некруглости» центральных траекторий и максимальным заданным углом λ_{\max} удержания спутника.

Возможным подходом к решению такой задачи является численный метод поиска экстремума функции. Для этого потребуются начальные приближения угла φ_2 . Опыт проведения соответствующих расчетов показал, что подходящими точками начальных приближений являются экстремумы функции $\sin(N \cdot \varphi_2)$, которые соответствуют $\frac{1}{4}$ и $\frac{3}{4}$ периода этой функции. Возьмем начальную точку на $\frac{1}{4}$ первого периода:

$$\varphi_2^0 = \left(\frac{1}{4} \right) \cdot \frac{2\pi}{N} = \frac{\pi}{2N}. \quad (36)$$

Для рассматриваемой нами, в качестве примера ПРГМ (4×6), при заданной величине угла удержания $\lambda=30^0$, расчет коэффициента k_H «некруглости» центральных траекторий, выполненный путем решения уравнения (35), показал значение $k_H=0,0896$. Угол φ_2' , при котором достигается максимум λ , составил $23,5^0$. Именно с такими параметрами построена схема, показанная выше

на рис. 61. Отметим, что принятое начальное приближение параметра φ_2^0 , рассчитанное по формуле (36), составляло $22,5^0$.

Результаты расчетов зависимости между углом λ_{max} удержания и коэффициентом k_H «некруглости» синтезируемых «косинусоидальных» центроид для других, представляющих практический интерес, схем ПРГМ сведены в таблицу 8. Соответствующие углы φ_2' , в которых λ имеет максимальное значение, и их начальные приближения φ_2^0 (вычисленные по формуле (36)) приведены в статье [51].

Таблица 8

Зависимость коэффициента k_H «некруглости» центральных траекторий спутника от величины максимального угла удержания λ_{max} [51].

λ_{max} M×N	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°
1×1	$k_H=0,1736$	0,2164	0,2588	0,3007	0,3420	0,3827	0,4226
1×2	0,1171	0,1470	0,1771	0,2077	0,2388	0,2703	0,3024
1×3	0,0885	0,1115	0,1351	0,1593	0,1845	0,2104	0,2376
2×2	0,0878	0,1102	0,1328	0,1557	0,1790	0,2028	0,2271
2×3	0,0705	0,0885	0,1069	0,1256	0,1447	0,1644	0,1847
2×4	0,0589	0,0741	0,0896	0,1056	0,1220	0,1390	0,1567
3×3	0,0587	0,0737	0,0890	0,1045	0,1205	0,1368	0,1536
3×4	0,0504	0,0633	0,0764	0,0899	0,1037	0,1179	0,1325
4×6	0,0353	0,0444	0,0537	0,0632	0,0730	0,0831	0,0935
6×8	0,0252	0,0317	0,0383	0,0451	0,0521	0,0594	0,0669

Результаты расчета коэффициента «некруглости» k_H проиллюстрируем на рис. 65. На нем приведены схемы ПРГМ, в которых $M \neq N$. Схемы построены в

соизмеримых габаритах, характеризующихся одинаковым средним начальным радиусом r_{w2} колеса 2 с внутренними зубьями.

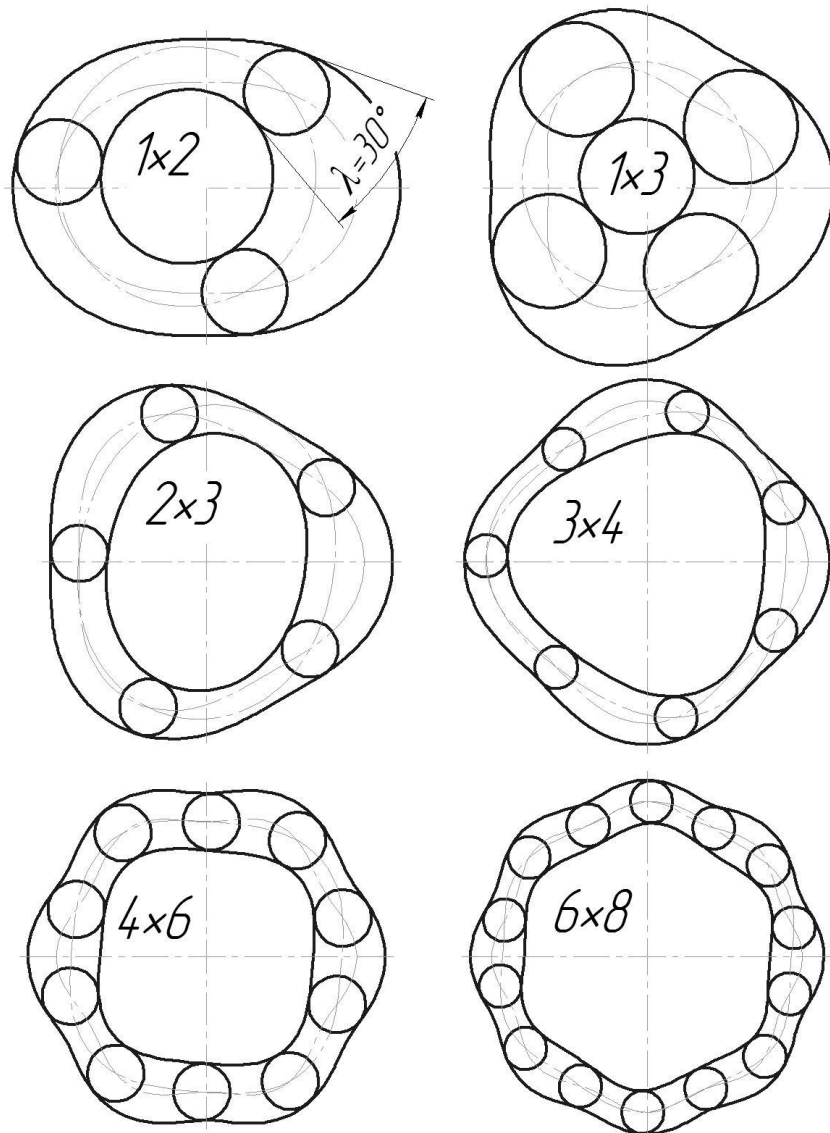


Рис. 65 Схемы ПРГМ с углом удержания $\lambda=30^\circ$

По таблице 8 составлена аппроксимирующая формула (22), используемая в методике геометрического расчёта ПРГМ. Коэффициент достоверности аппроксимации $R^2=0,95$.

Результаты расчета зависимости между углом λ_{\max} удержания сателлитов и коэффициентом k_H «некруглости» центроид ПРГМ использованы в геометрическом синтезе центроид конкретных ПРГМ, а также при определении

ряда качественных характеристик гидромашин: параметров каналов, полезных объемов и производительности в процессе их проектирования.

Методика геометрического синтеза выполнена применительно к ПРГМ группы «R» (вращательное движение солнечной шестерни). Однако основные разработанные алгоритмы применимы к ПРГМ группы «P» (планетарное движение солнечной шестерни).

Заключение по третьей главе

Преимуществом разработанной методики является то, что она позволяет выполнить геометрический расчет ПРГМ с использованием общедоступного математического программного обеспечения, а также с помощью графических программ получить профили некруглых зубчатых звеньев ПРГМ в форме необходимой для их изготовления, например, с применением 2Д технологий. Пользуясь этой методикой, проектирование планетарных роторных насосов и гидродвигателей смогут выполнить конструкторы любого машиностроительного предприятия. В отличие от методики [45] данная методика не требует графических измерений и позволяет рассчитать ПРГМ с разным числом волн солнечной шестерни M и эпициклического колеса N ($M \neq N$). В методике заложены параметр – расчетный угол удержания λ , который обеспечивает устойчивую (надежную) работу ПРГМ с максимальной производительностью.

4. КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА ПРГМ ГРУППЫ «R»

Работоспособность и качественные показатели ПРГМ зависят от многих условий. Основные критерии качества ПРГМ: производительность, сечения каналов и др. принципиально понятны и известны, однако в большинстве случаев для выполнения оценки соответствия той или иной конструкции некоторым критериям необходимо прибегать к графическому анализу уже спроектированного механизма. Для сравнения разных ПРГМ по этим критериям, на предварительном этапе проектирования желательно располагать оценочными методиками, требующими меньших затрат времени, т.е. методиками экспресс-анализа.

Предварительно сгруппируем критерии качества ПРГМ следующим образом:

- критерии, связанные с полезным объемом рабочих камер (производительность, пульсация, остаточные объемы);
- размер каналов;
- критерии, связанные с силами, действующими на звенья ПРГМ (симметрия схемы, предельное давление среды, механический КПД).

4.1. Характеристики ПРГМ, зависящие от объема камер

4.1.1. Производительность

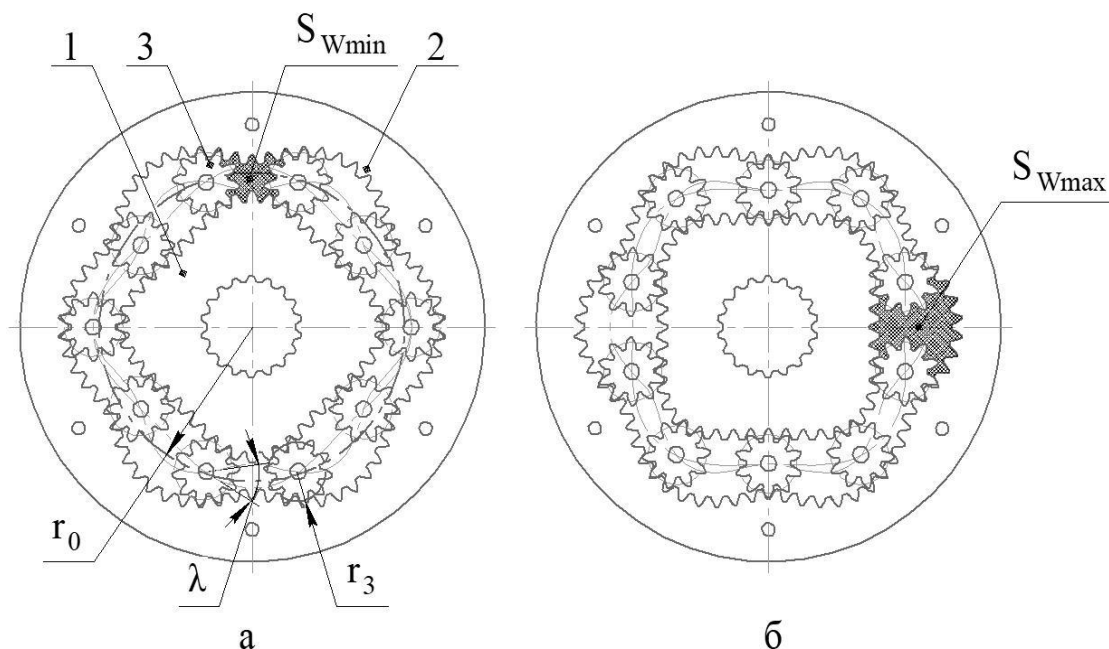
Полезный объем одной рабочей камеры ПРГМ [33] равен разнице ΔS_w максимальной $S_{w\max}$ и минимальной $S_{w\min}$ площадей сечения этой камеры, умноженной на длину b сателлита.

$$W = (S_{w\max} - S_{w\min}) \cdot b = \Delta S_w \cdot b. \quad (37)$$

За оборот ротора происходит $N \cdot M$ циклов изменения полостного объема, поэтому полезный объем за один оборот подвижного солнечного колеса [33; 53], равен:

$$W_{\Sigma} = (S_{W_{\max}} - S_{W_{\min}}) \cdot M \cdot N \cdot b = \Delta S_W \cdot M \cdot N \cdot b. \quad (38)$$

Принципиально простейший путь нахождения площадей $S_{W_{\max}}$ и $S_{W_{\min}}$ рабочей камеры – графический, например средствами графического пакета «КОМПАС» (рис. 66). С учетом того, что этим способом можно не только определить площади, заключенные между центроидами, но и между зубчатыми венцами, данный метод является наиболее точным.



а – положение, в котором рабочая камера имеет минимальный $S_{W_{\min}}$ объем;
 б – положение, в котором рабочая камера имеет максимальный $S_{W_{\max}}$ объем;
 λ – угол удержания сателлита; r_0 – средний радиус центральной окружности сателлита; r_3 – радиус сателлита (средний между двумя его начальными радиусами).

Рис. 66. Площади торцовых сечений рабочих камер ПРГМ (4×6)

Результаты графических измерений величины $\Delta S_W^{\text{граф}}$ полезной площади рабочей камеры для характерных схем и параметров ПРГМ приведены в

таблице 9. В таблицу вошли показанные на рис. 65 схемы $M < N$ с углом $\lambda = 30^\circ$, аналогичные схемы с углом $\lambda = 41,25^\circ$ а также схемы $M = N$ (рис. 67).

Таблица 9

Характеристики ПРГМ со средним радиусом центральной траектории спутника $r_0 = 100$ мм.

M	N	$\lambda, ^\circ$	k_H	$r_3, \text{мм}$	$\Delta S_W^{\text{граф}}, \text{мм}^2$	$\Delta S_W^{\text{расч}}, \text{мм}^2$	S'_{Wi}	$S'_{W\Sigma}$
1	2	30	0,18	33,3	8378	9433	0,15	0,30
1	3		0,135	50	3770	5306	0,05	0,16
2	3		0,108	20	3695	3396	0,08	0,49
2	4		0,09	33,3	2251	2358	0,04	0,32
3	4		0,077	14,3	1677	1733	0,04	0,49
4	5		0,06	11,1	1067	1048	0,03	0,55
4	6		0,054	20	924	849	0,02	0,49
6	8		0,039	14,3	436	433	0,01	0,51
1	2	41,25	0,247	33,3	11412	12971	0,20	0,41
1	3		0,186	50	5170	7296	0,07	0,22
2	3		0,148	20	4492	4669	0,10	0,60
2	4		0,124	33,3	2828	3243	0,05	0,41
3	4		0,106	14,3	2246	2382	0,05	0,66
4	5		0,082	11,111	1273	1441	0,03	0,66
4	6		0,074	20	1112	1167	0,02	0,59
6	8		0,053	14,3	534	596	0,01	0,63
1	1	10,25	0,092	10	7200	7470	0,19	0,19
2	2	20,5	0,092	10	3600	3735	0,09	0,38
3	3	30,25	0,091	10	2399	2450	0,06	0,57
4	4	40,1	0,09	10	1797	1827	0,05	0,76
3	3	20,5	0,061	10	1599	1612	0,04	0,38

По данным таблицы 9 получена простейшая аппроксимирующая зависимость:

$$\Delta S_W^{\text{расч}} = \alpha_S \frac{\pi \cdot k_H \cdot r_0^2}{M + N}, \quad (39)$$

где α_S – эмпирический коэффициент ($\alpha_S=5,00$)

Коэффициент достоверности аппроксимации $R^2=0,98$. В аппроксимацию не включена схема 1×3 , которая дает существенно меньшее значение $\Delta S_W^{\text{граф}}$, чем расчетное $\Delta S_W^{\text{расч}}$. Указанное расхождение объясняется тем, что в формулу (39) не вошли размеры сателлита.

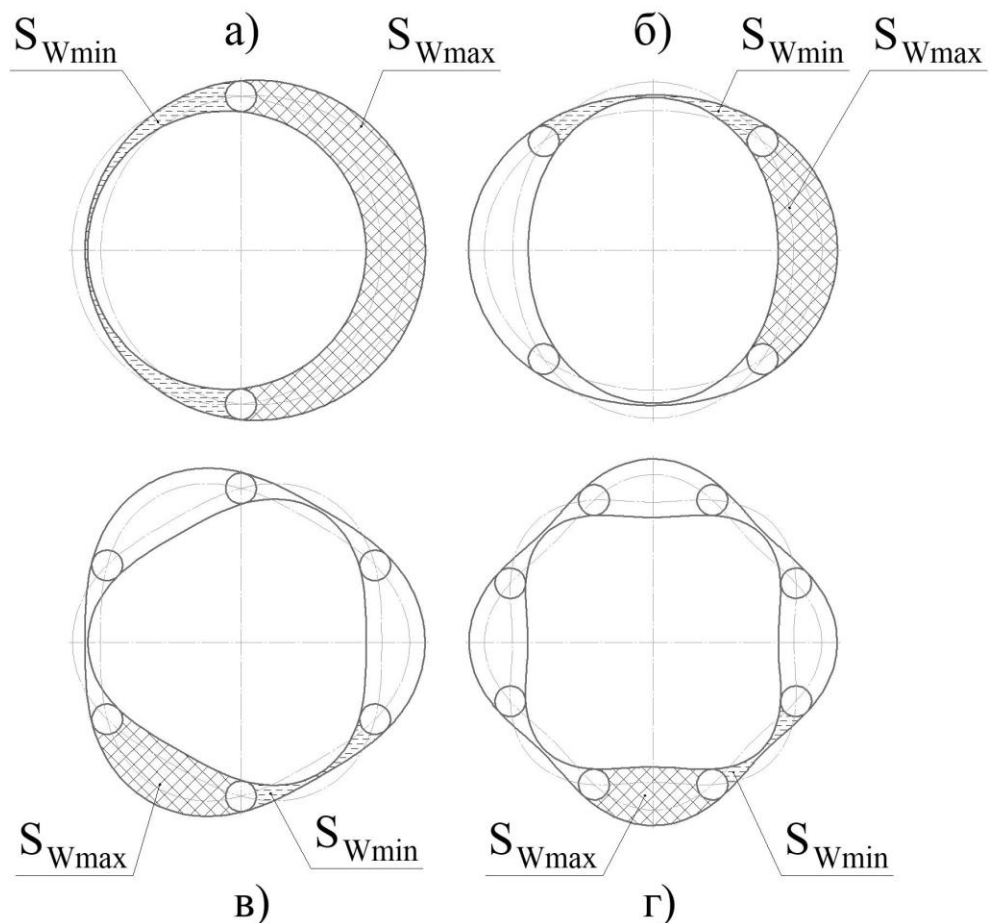


Рис. 67. ПРГМ с равным числом волн $M=N$

Если в формулу (39) подставить число π и значение k_H из формулы (22) получаем:

$$\Delta S_W^{\text{расч}} = 0,283 \frac{\lambda_{\text{max}}^{\circ} \cdot r_0^2}{(M + N)^2}. \quad (40)$$

Для сравнительной оценки схем ПРГМ разных размеров введем [43] безразмерный коэффициент S'_{Wi} . Он равен отношению площади ΔS_W к площади $S_{2Ц}$ фигуры, лежащей внутри центроиды эпицикла, которая характеризует общие габариты гидромашины ($S'_{Wi} = \Delta S_W / S_{2Ц}$). Соответствующий столбец присутствует в таблице 9.

При конструировании ПРГМ различных схем важно уметь рассчитывать их общую производительность. Введем безразмерный коэффициент производительности $S'_{W\Sigma}$ – отношение производительности W_{Σ} гидромашины за один оборот ротора к объему, лежащему внутри эпицикла:

$$S'_{W\Sigma} = \frac{W_{\Sigma}}{b \cdot S_{2Ц}} = S'_{Wi} \cdot M \cdot N. \quad (41)$$

Обратим внимание на то, что $S_{2Ц}$ мало отличается от площади круга S_2 :

$$S_2 = \pi(r_0 + r_3)^2. \quad (42)$$

Аппроксимирующая зависимость для коэффициента производительности $S'_{W\Sigma}$:

$$S'_{W\Sigma} = \frac{\Delta S_W \cdot M \cdot N}{S_2} = 0,09 \frac{\lambda_{\text{max}}^{\circ} \cdot r_0^2 \cdot M \cdot N}{(M + N)^2 \cdot (r_0 + r_3)^2}. \quad (43)$$

Геометрические соотношения в ПРГМ, спроектированных по методике, изложенной в разделе 3.1, достаточно жестко детерминированы. Поэтому на значение производительности ПРГМ приведенные в таблице 9 с различным соотношением волн $M \times N$, спроектированных в соответствии с методикой, можно непосредственно ориентироваться в процессе их проектирования. Так, например в рассмотренной выше схеме 4×6 (рис. 6б) коэффициент производительности

будет $S'_{W\Sigma} = 0,59$ – это значит, что более половины всего объема, заключённого внутри эпицикла будет вытеснено за один оборот ротора. Если угол удержания λ увеличить, то коэффициент производительности повысится практически пропорционально этому увеличению. Если уменьшить число сателлитов $V=M+N$, то коэффициент производительности $S'_{W\Sigma}$ тоже несколько уменьшится. Для схем $M=N$ можно сделать вывод – чем больше волн, тем больше полезный объем.

4.1.2. Мгновенный расход, пульсация потока.

Из характера функций (3) и (4), описывающих центральные траектории сателлита, следует, что мгновенный расход Q среды из одной рабочей камеры через пару отверстий (входное и выходное) изменяется по гармоническому закону.

Зависимость величины Q от угла поворота φ_p ротора представлена синусоидой (кривая 1 на рис. 68). Следующая рабочая камера обеспечивает истечение среды из того же выходного отверстия со сдвигом по фазе синусоиды в половину ее периода (кривая 2 на рис. 68).

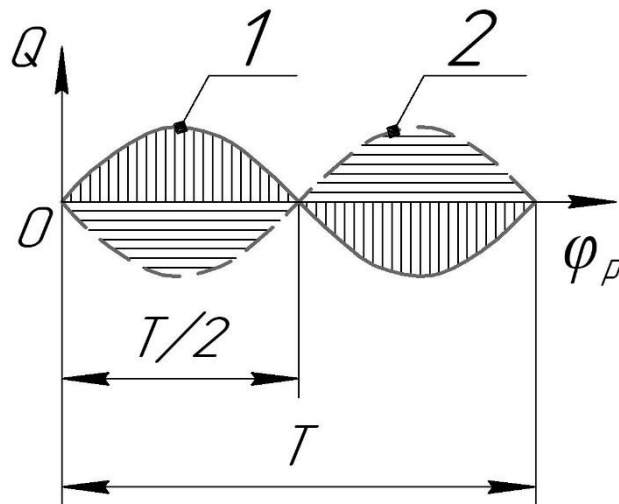


Рис. 68. Зависимость мгновенного расхода Q среды через одно выходное отверстие за один период T синусоиды

Если в ПРГМ выходное отверстие только одно, как в схеме с $M=N=1$ (рис. 67 а), то рис. 68 полностью характеризует мгновенный расход

гидромашины. Таким образом в этой гидромашине мгновенный расход меняется от нуля до максимума. В схемах ПРГМ (рис. 67 б, в, г) с $M=N=2$, $M=N=3$, $M=N=4$ все выходные отверстия работают синфазно, поэтому мгновенный расход (производительность) также меняется от нуля до максимума. Конкретное количество волн $M=N$ влияет не на амплитуду, а только на частоту пульсации.

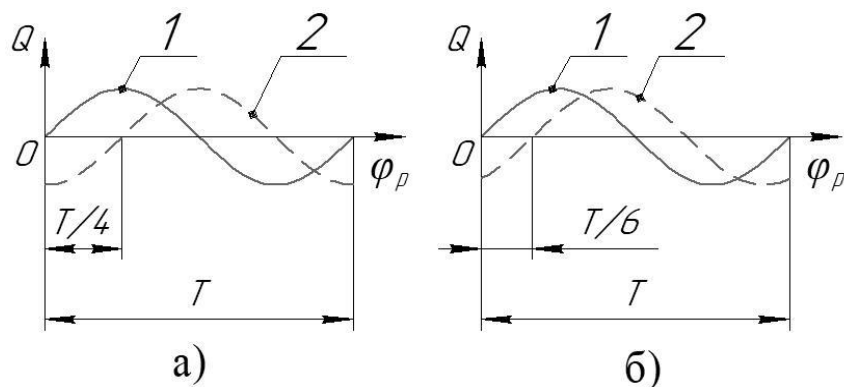
У ПРГМ схем $M < N$ в каждом окне каждая камера дает свою «синусоиду». Сколько окон – столько и «синусоид», однако, некоторые из них совпадают по фазе (как в схемах $M=N$). В итоге мгновенный расход складывается из «синусоид», сдвинутых друг относительно друга на угол, соответствующий некоторой части $1/\theta$ периода T . В общем случае число θ определяется так:

$$\theta_G = \frac{2G}{D}, \quad (44)$$

где G – число волн M или N того звена, в котором выполнены каналы;

D – общий делитель числа волн M и N .

Во всех схемах $M=N$ этот угол смещения синусоиды равен $T/2$ (знаменатель дроби $\theta=2$). В схемах 1×2 и 2×4 (в последнем случае два из четырех окон работают синфазно) угол смещения равен $T/4$ ($\theta=4$) – рис. 69 а. В схемах 2×3 (числа M и N не имеют общего делителя D кроме единицы) и 4×6 (общий делитель для M и N – $D=2$) угол смещения равен $T/6$ ($\theta=6$) – рис. 69 б.



а – схемы 1×2 и 2×4 ; б – схемы 2×3 и 4×6 .

Рис. 69. Зависимость мгновенного расхода среды через одно выходное отверстие за один период T синусоиды для схем $M < N$

Мгновенный расход из всех окон складывается из расхода через каждое окно. Количество «синусоид» равняется количеству непарных (некратных) окон

выхода. Для схем 1×2 и 2×4 он равен сумме значений двух «синусоид» 1 и 2 (рис. 70). Кривая 3 характеризует суммарную мгновенную производительность. Для этой кривой максимум расхода составляет 1,41 от его минимума $Q_{\max}=1,41Q_{\min}$. В случае схем 2×3 и 4×6 складываются три «синусоиды»: $Q_{\max}=1,15Q_{\min}$.

Коэффициент Δ_Q неравномерности расхода среды находим по формуле:

$$\Delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max} + Q_{\min}}. \quad (45)$$

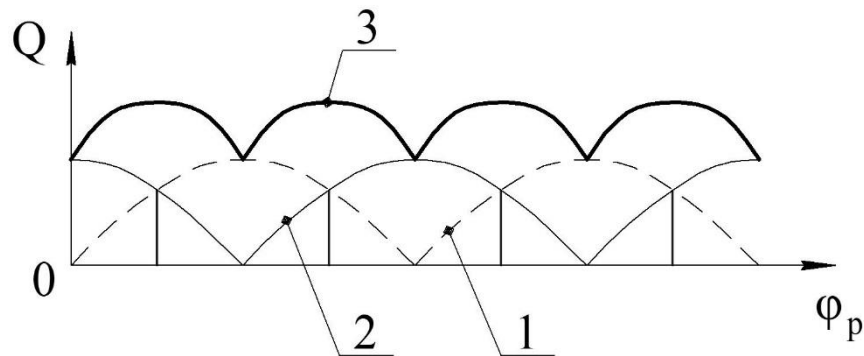


Рис. 70. Мгновенного расход среды через все выходные отверстия для схем 1×2 и 2×4 или подписать угол поворота ведущего звена

Значения коэффициента Δ_Q для характерных схем ПРГМ с каналами на эпициклическом колесе (с числом волн N) Δ_{QN} и с каналами на солнечном колесе (с числом волн M) – Δ_{QM} представлены в таблице 10.

Таблица 10

Колебание мгновенного расхода ПРГМ

$M \times N$	1×2	1×3	2×3	2×4	3×4	4×6	6×8	$M=N$
θ_N	4	6	6	4	8	6	8	2
Δ_{QN}	0,17	0,07	0,07	0,17	0,04	0,07	0,04	0,5
θ_M	2	2	4	2	6	4	6	2
Δ_{QM}	0,5	0,5	0,17	0,5	0,07	0,17	0,07	0,5

Таким образом схемы 3×4 и 6×8 с каналами, выполненными в эпицикле, дают минимальное колебание мгновенной производительности – 4%, а для схем $M=N$ колебание составляет 50%.

4.1.3. Остаточные объемы

Если гидромашина предназначена для работы с газами, т.е. для использования в качестве компрессора, вакуумного насоса или пневмодвигателя, большое значение имеет минимизация остаточных объемов рабочих камер. В качестве критерия оценки схем по этому признаку будем использовать отношение максимального объема к минимальному (геометрическая степень сжатия) $\varepsilon = W_{\max}/W_{\min}$. Этот параметр можно определить, непосредственно измеряя площадь сечения рабочей камеры в двух экстремальных состояниях, например используя графическую программу «КОМПАС». Значения коэффициента ε у схем, изображенных на рис. 71: а (4×6) – $\varepsilon = 2,7$; б (3×4) – $\varepsilon = 3,8$; в (2×2) – $\varepsilon = 3,1$.

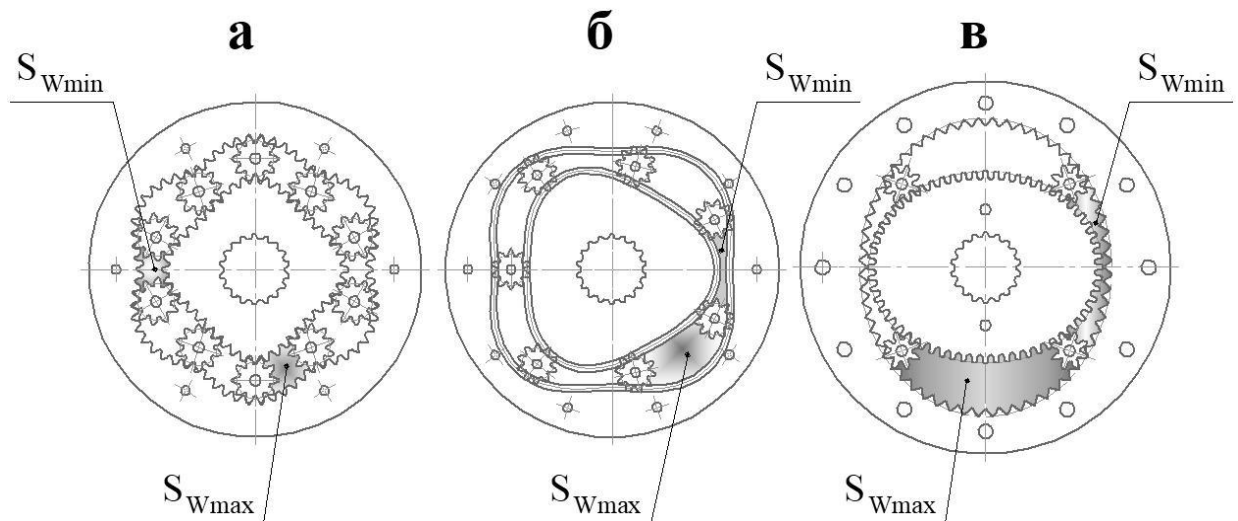


Рис. 71. Графическое определение остаточных объемов

Величины коэффициента ε для основных схем ПРГМ группы «R» при характерных углах удержания λ приведены в таблице 11.

Коэффициент ε изменения объема рабочих камер ПРГМ

	$M \times N$	λ_{\max}	ε
N-M=2	1×3	42,25°	1,9
	2×4		2,35
	4×6		2,5
	6×8		2,55
	8×10		2,55
N-M=1	1×2	42,25°	3,45
	2×3		3,9
	3×4		4,05
	4×5		4,15
	5×6		4,15
	9×10		3,95
N-M=0	1×1	8,45°	3,2
	2×2	16,9°	3,5
	3×3	25,36°	3,75

Можно заметить, что решающим фактором для минимизации остаточных объемов ПРГМ является разница чисел волн $N-M$. При разности $N-M=2$ между поверхностями вершин центральных колес остается значительный зазор, поэтому возможность для повышения коэффициента ε минимальна. А при разности $N-M=1$ и $N-M=0$ поверхности вершин вплотную приближены друг к другу, поэтому значения коэффициента ε выше. Именно такие схемы следует использовать в гидромашинах, предназначенных для работы с газовыми средами.

4.2. Расположение и размеры каналов

Коммутацию рабочей среды в ПРГМ обеспечивают впускные и выпускные каналы, периодически перекрываемые сателлитами. Рассмотрим случаи, когда

каналы выполнены в плоских торцовых стенках эпицикла, как на рис. 72 [120], либо в плоских торцовых стенках, жестко связанных с солнечной шестерней (рис. 17) [121]. Общее количество каналов K зависит от числа G волн колеса, в котором выполнены каналы: $K=2G$. Если каналы выполнены в центральном колесе с внешними зубьями их количество соответственно $K=2G=2M$, если в охватывающем звене имеющим внутренние зубья – $K=2G=2N$.

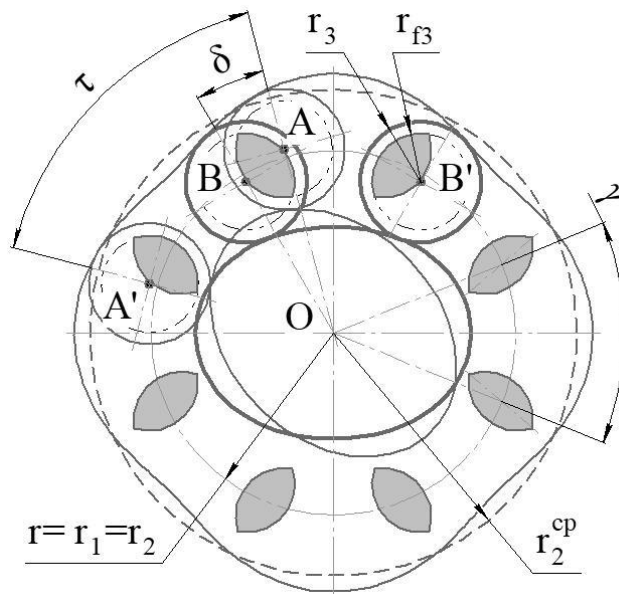


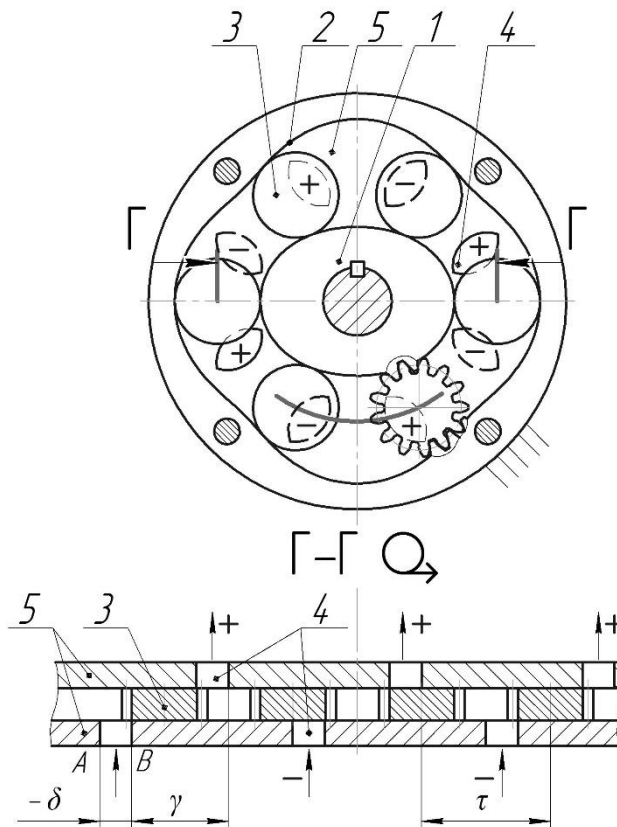
Рис. 72 ПРГМ с каналами в торце эпицикла

В соответствии с принятой выше систематикой (см. раздел 2.2.2.) схема ПРГМ с вращающейся солнечной шестерней, показанная на рис. 72, обозначается: $2 \times 4_f^k$. Напомним, что в основу такого обозначения положено соотношение чисел волн $M \times N$, нижним символом «f» указывается остановленное звено, верхним символом «k» – звено, имеющее каналы.

4.2.1. Сечения каналов в торцах односекционных ПРГМ при $M \neq N$

В работе [33] размеры каналов в торцовых стенках эпициклического колеса ПРГМ получают с использованием графических построений. При этом теоретические границы каналов определяются положениями А и В сателлитов,

соответствующими началу А и концу В цикла в рабочей камере, а точнее положениями окружностей впадин сателлитов радиусом r_{f3} – рис. 72. Эти границы соответствуют минимальному и максимальному объемам рабочей камеры. На развертке Г-Г (рис. 73) видно, что при соблюдении такого условия в ПРГМ отсутствуют замкнутые объемы и моменты, когда одновременно открыты входной и выходной каналы данной рабочей камеры.



- 1 – солнечная шестерня (ротор); 2 – эпицикл (статор); 3 – сателлиты;
4 – каналы подвода и отвода среды; 5 – торцовые стенки

Рис. 73. Планетарная роторная гидромашина ($2 \times 4_f^k$).

При решении задач выбора схем ПРГМ и предварительного анализа их свойств на ранних стадиях проектирования, графический метод определения сечения каналов излишне трудоемок. Нами разработан приближенный метод расчета площади сечения каналов ПРГМ, не требующий графических построений.

Метод непосредственно относится к случаю расположения каналов на торце эпицикла, т.е. к нахождению площади $S_{KiN}^{p(расч)}$. Однако он позволяет рассчитать и ту площадь сечения, которую имели бы каналы, расположенные на торце солнечной шестерни (см. рис. 74 б), при наличии конструктивных мер, устраняющих проблему перетекания среды между соседними камерами через этот канал. К таким конструктивным мерам относится, в частности последовательное соединение двух и более секций ПРГМ (см. раздел 4.3.).

Для расчета площади сечения канала нужно знать расстояние l_{AB} между центральными точками А и В сателлитов и радиус впадин r_{f3} сателлита (рис. 74). Это расстояние найдем, пренебрегая разницей длин радиус-векторов r_A и r_B центральной траектории сателлитов:

$$l_{AB} = |\delta \cdot r_0|, \quad (46)$$

где r_0 – средний радиус траектории сателлитов;

δ – угловое расстояние между граничными положениями сателлитов (точками А и В):

$$\delta = \gamma - \tau, \quad (47)$$

где γ – угол между каналами:

$$\gamma = \frac{2\pi}{K} = \frac{2\pi}{2G} = \frac{\pi}{G}. \quad (48)$$

где τ – угол между соседними сателлитами:

$$\tau = \frac{2\pi}{V} = \frac{2\pi}{N + M}. \quad (49)$$

Для односекционной ПРГМ выражение (47) преобразуется к виду:

$$\delta = \gamma - \tau = \pi \left(\frac{1}{G} - \frac{2}{N + M} \right). \quad (50)$$

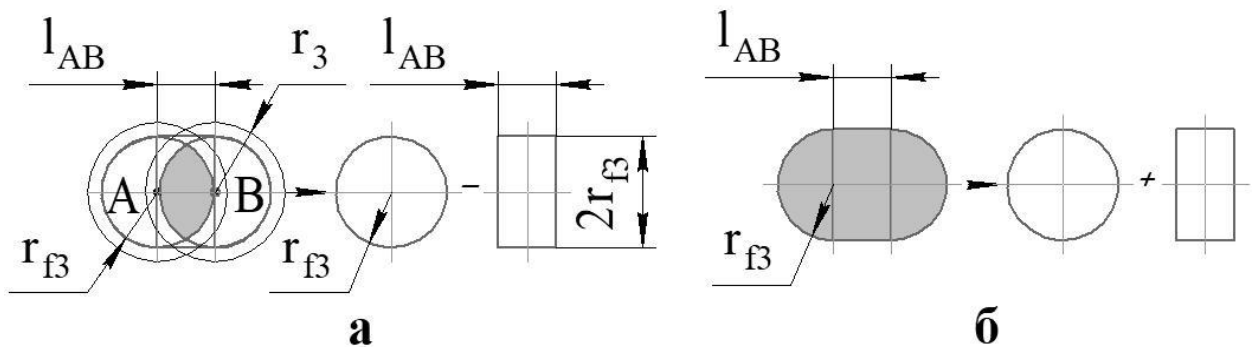
Результаты расчета угла δ для разных схем ПРГМ приведены в таблице 12.

Угловое расстояние δ между граничными положениями спутников

M×N	6×8	4×6	3×4	2×4	2×3	1×3	1×2	3×3	2×2	1×1
δ_N	-3,2°	6°	-6,4°	-15°	-12°	-30°	-30°	0°	0°	0°
δ_M	4,3°	9°	8,6°	30°	18°	90°	60°			
δ_{2N}	6,4°	6°	12,9°	0°	12°	-15°	0°	30°	45°	90°

Для случая выполнения каналов в эпицикле – δ_N ; для каналов в солнечной шестерне – δ_M ; для сдвоенных секций с каналами в эпицикле – δ_{2N} (см. раздел 4.3).

Для ПРГМ с разными числами волн ротора и статора ($M \neq N$) приближенное значение площади сечения канала найдем по соотношению площади S_{f3} круга, ограниченного впадинами сателлита, и площади S_{AB} прямоугольника, со сторонами, равными расстоянию АВ и диаметру впадин сателлита (рис. 74).



- а – расчетная схема для определения каналов, выполненных в эпицикле;
 б – расчетная схема для определения каналов, выполненных в солнечной шестерне (либо в эпицикле двухсекционных ПРГМ см. раздел 4.3.)

Рис. 74. Расчетная схема определения площади сечения каналов ПРГМ

По формуле (50) в схемах ПРГМ с каналами, выполненными в эпицикле 2, угол δ получается отрицательным, а при выполнении каналов в солнечной шестерне 1 – положительным. Поэтому в первом случае (рис. 74 а) площадь сечения канала равна разности площади $S_{f3} = \pi \cdot (r_{f3})^2$ окружности впадин сателлита и площади $S_{AB} = 2r_{f3} \cdot l_{AB}$ прямоугольника со сторонами l_{AB} и $2r_{f3}$, а во втором случае

– сумме площадей этих фигур (рис. 74 б). Таким образом площадь сечения одного канала можно вычислить по приближенной формуле:

$$\begin{aligned} S_{Ki} &= S_{f3} \pm S_{AB} = \pi(r_{f3})^2 \pm 2r_{f3} \cdot l_{AB} = \pi(r_{f3})^2 \pm 2r_{f3} \cdot |\delta \cdot r_0| \\ &= \pi(r_{f3})^2 \pm 2r_{f3} \cdot \left| \pi \left(\frac{1}{G} - \frac{2}{N+M} \right) \cdot r_0 \right|. \end{aligned} \quad (51)$$

С учетом характерных чисел зубьев сателлитов введем коэффициент k_f , равный отношению радиуса впадин r_{f3} сателлита к его начальному радиусу r_3 .

$$k_f = \frac{r_{f3}}{r_3}. \quad (52)$$

Для схем $M \neq N$ расчетное значение $k_f=0,8$ (для схем $M=N$ с учетом меньшего числа зубьев сателлита примем $k_f=0,7$).

С учетом выражения (52) формула (51) преобразуется к виду:

$$S_{Ki} = \pi(k_f \cdot r_3)^2 \pm 2 \cdot k_f \cdot r_3 \cdot \left| \pi \left(\frac{1}{G} - \frac{2}{N+M} \right) \cdot r_0 \right|. \quad (53)$$

Для унификации расчетов перешли к относительной величине площади S'_{Ki} канала, разделив фактическую площадь S_{Ki} на площадь $S_{2Ц}$, заключённую внутри центроиды эпициклического звена 2.

$$S'_{Ki} = \frac{S_{Ki}}{S_{2Ц}}. \quad (54)$$

В схемах $M \neq N$ приближенно приняв коэффициенты смещения всех зубчатых колес равными нулю, коэффициент $k_f=0,8$. Тогда выполнив преобразования, подробно изложенные в статьях [41; 166], для относительной площади сечения канала в торце эпицикла получаем:

$$S'_{KiN} = \frac{0,16 \cdot (N - 2,5)(M - N)^2}{N^3}. \quad (55)$$

Соответствующие значения добавлены в таблицу 13. Помимо ПРГМ $M \neq N$ в эту таблицу вошли данные для схем $M=N$: 1×1 , 2×2 , 3×3 (см. раздел 4.2.2.)

Относительная площадь сечения канала (одного), выполненного в торцовой стенке (одной) эпициклического колеса

M	N	K	V	τ	γ	$S'_{KiN}{}^p(\text{граф})$	$S'_{KiN}{}^p(\text{расч})$	$\frac{S'_{KiN}{}^p}{S'_{wi}}$
6	8	14	16	25,71°	22,5°	0,0067	0,0069	0,51
4	6	10	12	36°	30°	0,0101	0,0105	0,41
3	4	7	8	51,43°	45°	0,0037	0,0040	0,07
2	3	5	6	72°	60°	0,0035	0,0041	0,04
2	4	6	8	60°	45°	0,0148	0,0160	0,29
1	2	3	4	120°	90°	0	0,0001	0
1	3	4	6	90°	60°	0,0140	0,0164	0,19
1	1	2	2	180°	180°	0,0049	0,0049	0,03
2	2	4	4	90°	90°	0,0049	0,0049	0,05
3	3	6	6	60°	60°	0,0049	0,0049	0,08

Для канала в торце солнечной шестерни (по версии Ан И-Кана [33]) получаем:

$$S'_{KiM}{}^p = \frac{0,16 \cdot (M + 2,5)(M - N)^2}{M \cdot N^2}. \quad (56)$$

Чтобы исключить перетечки среды между камерами, необходимо выполнять канал с сечением, совпадающим с окружностью впадин сателлита. Тогда его относительная площадь сечения будет равна:

$$S'_{KiM}{}^p = \frac{0,16 \cdot (M - N)^2}{N^2}. \quad (57)$$

Важной характеристикой ПРГМ является отношение площади сечения канала к площади соответствующей ему рабочей камеры: S'_{Ki}/S'_{Wi} . Значения этого параметра для ПРГМ с оптимальными углами удержания λ приведены в таблицах 13, 14, 18.

Для проверки формул выполнили соответствующие графические построения (рис. 75) и определили площади $S'_{Ki}^{p(\text{граф})}$ сечения каналов с использованием графических программ. Значения этих площадей представлены в таблицах 13 и 14. По измеренным $S'_{Ki}^{p(\text{граф})}$ и расчетным $S'_{Ki}^{p(\text{расч})}$ данным площадям следует, что приведенная методика согласуется с замерами сечений каналов, выполненных графическим методом, с точностью до 10% [41; 166].

Таблица 14

Площадь сечения каналов, выполненных в торцовой стенке и в цилиндрической поверхности солнечного колеса

M	N	δ	по версии Ан И-Кана			без перетечек
			$S'_{KiM}^{p(\text{граф})}$	$S'_{KiM}^{p(\text{расч.})}$	$\frac{S'_{KiM}^p}{S'_{Wi}}$	$\frac{S'_{KiM}^p}{S'_{Wi}}$
6	8	4,29°	0,0143	0,0167	1,1	1
4	6	9°	0,0291	0,0333	1,18	0,9
3	4	8,57°	0,0185	0,0208	0,38	0,2
2	3	18°	0,0404	0,0444	0,41	0,18
2	4	30°	0,0899	0,1000	1,77	0,8
1	2	60°	0,1355	0,1500	0,73	0,2
1	3	90°	0,2312	0,2667	3,65	1

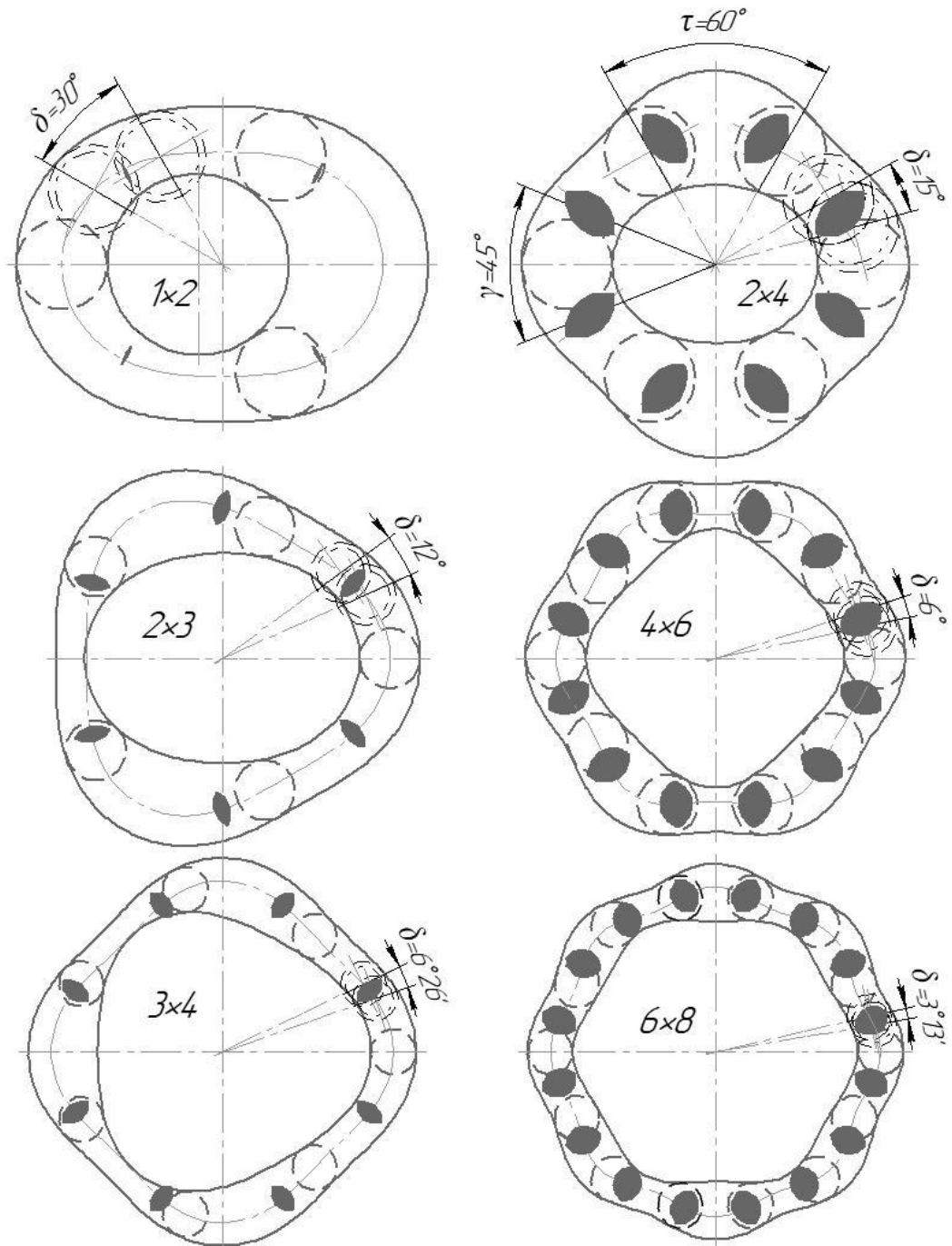


Рис. 75. Графическое определение размеров каналов в торцовых крышках, связанных с колесом, имеющим внутренние зубья

4.2.2. Площадь сечения канала в торце односекционных ПРГМ при $M=N$

Для односекционной ПРГМ с соотношением чисел волн $M=N$ угловое расстояние δ по формуле (50) получается равным нулю ($\delta=0$, см. таблица 12). Поэтому площадь канала будет равняться площади окружности впадин сателлита:

$$S_{Ki} = \pi \cdot (r_{f3})^2 = \pi \cdot (k_f \cdot r_3)^2. \quad (58)$$

Для ПРГМ $M=N$ характерна приближенная зависимость радиуса сателлита r_3 от радиуса эпициклического колеса r_2 : $r_3=0,1r_2$. Поэтому относительная площадь сечения канала будет иметь вид:

$$S'_{Ki} = \frac{\pi \cdot (k_f \cdot 0,1 \cdot r_2)^2}{\pi \cdot (r_2)^2} = 0,01 \cdot k_f^2. \quad (59)$$

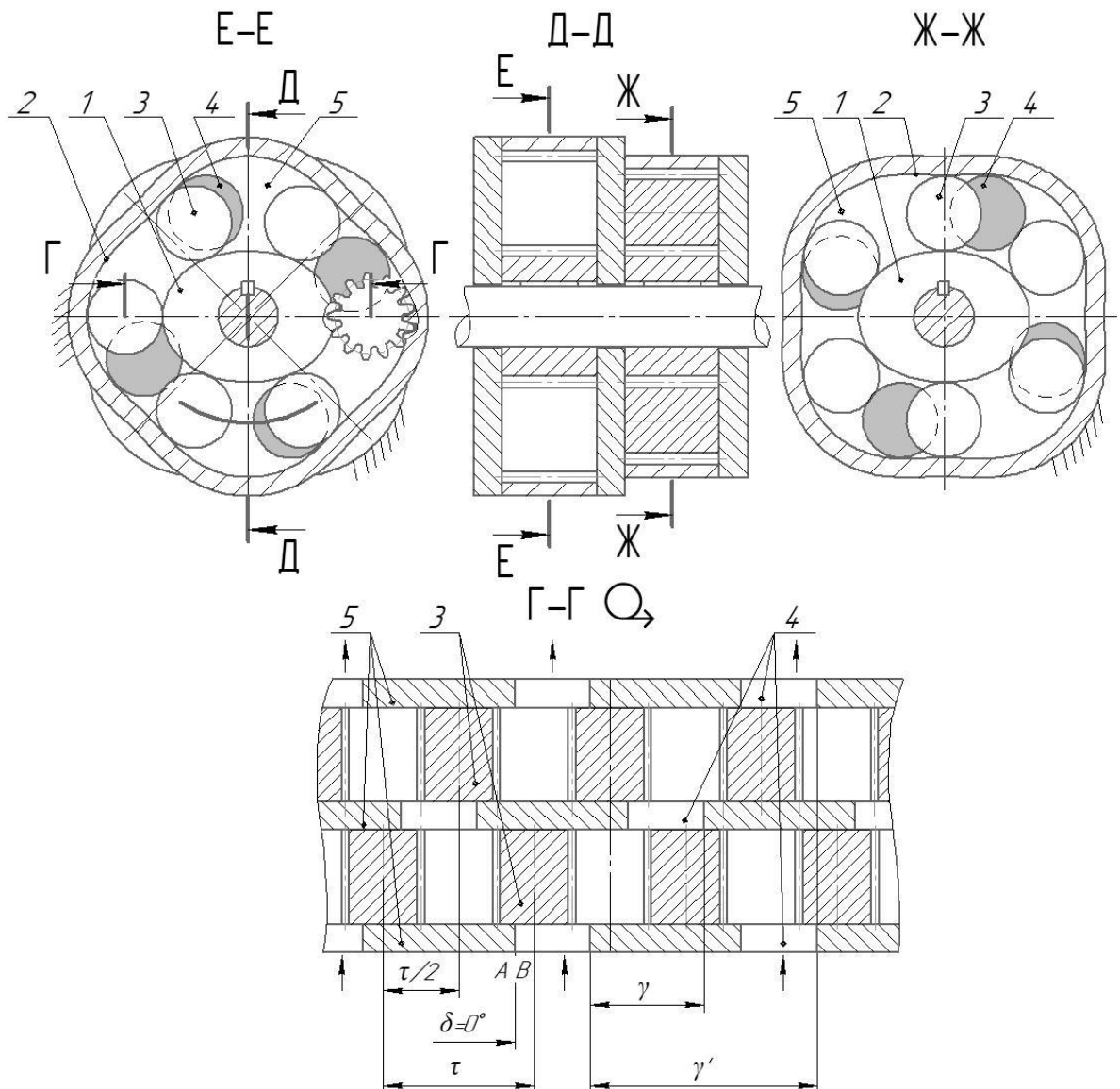
С учетом характерного значения коэффициента $k_f=0,7$ выражение (59) становится константой: $S'_{Ki} = 0,01 \cdot 0,7^2 \approx 0,005$. Это значит, что площадь сечения одного канала составляет только 0,5% от площади, заключенной внутри эпицикла.

4.3. ПРГМ с двумя секциями, соединенными последовательно

4.3.1. Сечения каналов

Известен конструктивный прием [118; 125], позволяющий существенно увеличить площадь сечений каналов в ПРГМ с одинаковыми числами волн ($M=N$), а именно для схем 1×1 , 2×2 и т.д., за счет последовательной сборки (соединения) двух рабочих секций, с поворотом на определенный угол. Принципиально такой прием можно применить к схемам $M < N$. Сущность конструктивного решения состоит в том, что при последовательном соединении секций активную фазу работы можно разделить между секциями поровну. «Активной» на рис. 76 является секция Ж-Ж. Секция Е-Е находится в «пассивной» фазе – пропускает через себя жидкость. При этом и впускной и выпускной каналы данной «пассивной» секции остаются открытыми. Такое условие позволяет и требует увеличения угловой протяженности сечений каналов. В результате уменьшается гидравлическое сопротивление каналов и увеличивается потенциальная производительность ПРГМ.

Для того чтобы рабочая среда беспрепятственно перетекала из одной секции в другую, статоры секций ПРГМ должны быть повернуты друг относительно друга на угол $\gamma = \pi/N$ между соседними каналами, в примере на рис. 76 (для схемы 2×4) $\gamma = \pi/4$ (45°). При этом некруглые венцы ротора будут повернуты друг относительно друга на угол $\nu = 2\pi/M$, для схемы 2×4 угол $\nu = \pi$ (т.е. 180°). Сателлиты разных секций располагаются в шахматном порядке со сдвигом на угол $\tau/2$, на рис. 76, напомним, что $\tau = 2\pi/V$, тогда $\tau/2 = \pi/6$ (30°).



1 – солнечная шестерня; 2 – эпицикл; 3 – сателлит; 4 – каналы повода и отвода; 5 – торцовая стенки; δ – угловая протяженность канала; γ – угол между каналами; τ – угол между сателлитами.

Рис. 76. Двухсекционная ПРГМ ($2 \times 4_{2f}^{2k}$)

При объединении двух (или более) секций каждый канал половину (или большую часть) рабочего цикла перепускает среду, поэтому алгебраическая величина (с учетом знака) углового расстояния δ , определяющего длину канала между центрами сателлитов в граничных положениях А и В, по сравнению с односекционной ПРГМ увеличивается.

Количественные зависимости, связывающие размеры каналов, выполненных в торцовой стенке эпицикла, с параметрами многосекционных ПРГМ проанализированы нами в работе [25; 40; 41; 166]. Ниже приведены конечные формулы.

Угловая протяженность многосекционной ПРГМ δ канала:

$$\delta = \pi \left(\frac{n}{N} - \frac{n+1}{N+M} \right), \quad (60)$$

где n – число последовательно соединенных секций

Относительное сечение канала многосекционной ПРГМ в торцовой стенке эпицикла для случая $M \neq N$:

$$S'_{KiN(n)}^p = \frac{k_f}{4N^3} \cdot (M - N) \cdot (N \cdot (2 - N \cdot k_f) - M \cdot (2n - N \cdot k_f)). \quad (61)$$

После подстановки в формулу (61) коэффициента $k_f=0,8$:

$$S'_{KiN(n)}^p = \frac{0,16}{N^3} \cdot (M - N) \cdot (N \cdot (2,5 - N) - M \cdot (2,5n - N)). \quad (62)$$

Для многосекционных схем с одинаковым числом волн $M=N$ при характерном коэффициенте $k_f=0,7$ формула (61) будет выглядеть следующим образом:

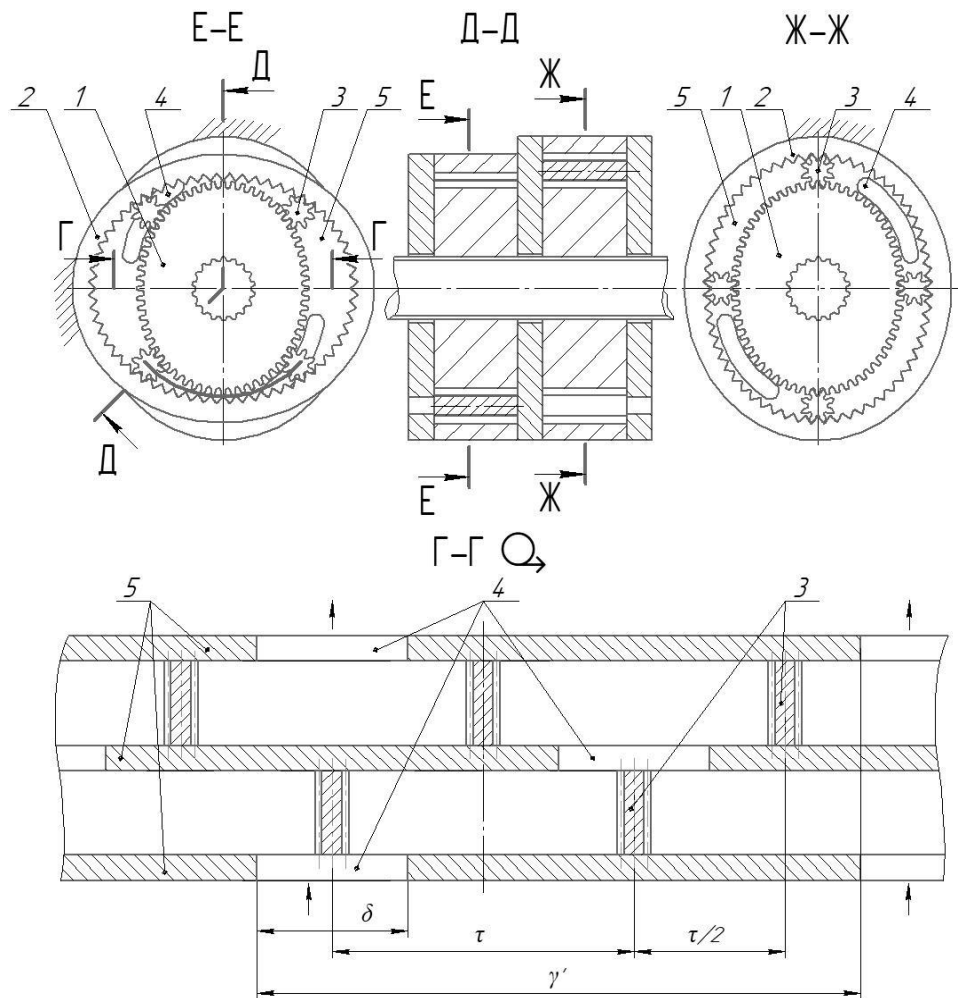
$$S'_{Ki(n)}^p = 0,112 \left(0,04375 + \frac{n-1}{2G} \right). \quad (63)$$

Формулы (60) – (63) справедливы для любого числа n секций. Замечаем, что формула (50) получается из формулы (60) при подстановке $n=1$ (одна секция).

В ПРГМ на рис. 76 при числе секций $n=2$ угол δ по формуле (60) получается равным нулю ($\delta=0$) (см. также развертку Г-Г рис. 76). Поэтому относительная

площадь сечения канала равна относительной площади круга S_{f3} внутри впадин сателлита. По формуле (62) получаем: $S'_{KiN(2)}^P = 0,04$, что полностью совпадает с площадью, определенной графически.

Для двухсекционной ПРГМ 2×2 (рис. 77) по формуле (60) получаем $\delta = \pi/4$ (т.е. 45°). В этом случае площадь сечения канала будет складываться из площади круга и прямоугольника (рис. 74 б). По формуле (63) получаем: $S'_{Ki(2)}^P = 0,0329$. Для других двухсекционных схем ПРГМ полученные значения площадей приведены в таблице 15.



1 – солнечная шестерня; 2 – эпицикл; 3 – сателлит; 4 – каналы повода и отвода; 5 – торцовая стенки; δ – угловая протяженность канала; γ – угол между каналами; τ – угол между сателлитами.

Рис. 77. Двухсекционная ПРГМ с каналами, выполненными в торцовой крышке ($2 \times 2_{2f}^{2k}$) [118]

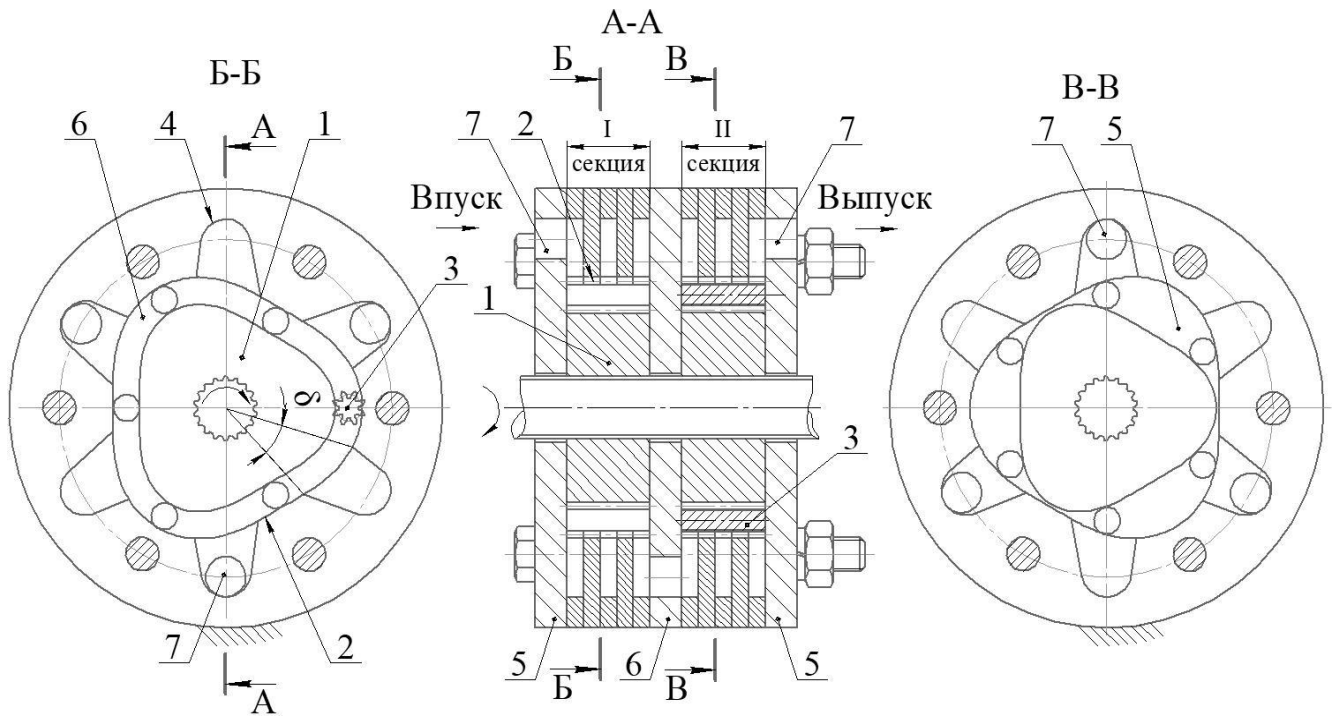
Параметры каналов эпициклического колеса двухсекционной ПРГМ

M	N	δ_{2N}	$S'_{KiN(2)}^p$	$\frac{S'_{KiN(2)}^p}{S'_{KiN}^p}$
6	8	6,43°	0,0162	2,41
4	6	6°	0,0252	2,52
3	4	12,86°	0,0225	6
2	3	12°	0,0326	8,89
2	4	0°	0,04	2,71
1	2	0°	0,04	∞
1	3	-15°	0,0415	2,96
1	1	90°	0,0609	12,18
2	2	45°	0,0329	6,58
3	3	30°	0,0236	4,71

Сравнивая относительную площадь канала S'_{KiN}^p одно- и $S'_{KiN(2)}^p$ двухсекционных ПРГМ, приходим к выводу, что последняя всегда больше. Причем, если для схем $6 \times 8_f^{kp}$, $4 \times 6_f^{kp}$, $2 \times 4_f^{kp}$, $1 \times 3_f^{kp}$ это увеличение – 2,5–3 раза, то для случая $1 \times 1_f^{kp}$ в 12 раз, $2 \times 3_f^{kp}$ – 9 раз, а для схемы $1 \times 2_f^{kp}$, в которой не было каналов, появился достаточно широкий канал.

Следует заметить, что при малых значениях угла δ эффект расширения каналов в двухсекционных ПРГМ не столь значителен – сателлит следующей секции частично перекрывает перепускной канал. Для схем $M=N$, характеризующихся большим значением δ и малым диаметром сателлита, данный эффект проявляется в полной мере (рис. 77).

Последовательное гидравлическое соединение секций можно обеспечить как каналами на плоских торцах эпицикла (рис. 77), так и каналами на его цилиндрических рабочих поверхностях (рис. 78).



- 1 – солнечная шестерня; 2 – диск, имеющий внутренние зубья (эпицикл);
 3 – сателлит; 4 – диск с прорезями, имеющий внутренние зубья (эпицикл);
 5 – торцовая крышка; 6 – перегородка; 7 – входной и выходной каналы;
 δ – угловая протяженность канала.

Рис. 78. Двухсекционная ПРГМ с каналами, выполненными на цилиндрических рабочих поверхностях эпицикла ($3 \times 3_{2f}^{2k}$) [114]

Формула для расчета относительной площади канала на цилиндрической рабочей поверхности эпицикла многосекционной ПРГМ с одинаковым числом волн $M=N$:

$$S'_{KiN(n)} = q_b \cdot b' \cdot \frac{n-1}{2G}. \quad (64)$$

Подставив в формулу (64) значение $q_b=0,5$; $b'=0,3$ получаем:

$$S'_{KiN(n)} = 0,075 \left(\frac{n-1}{G} \right). \quad (65)$$

Последовательно можно соединять и более двух секций [41], однако увеличение сечения каналов, достигается за счет увеличения осевых габаритов и некоторого усложнения ПРГМ.

4.3.2. Характеристики производительности и пульсации

Практический интерес представляют двухсекционные ПРГМ с одинаковым числом волн $M=N$. Мгновенный расход среды при $M=N$ с последовательным соединением секций соответствует ограничивающей кривой 3 на рис. 79. При этом средняя производительность Q получается в 1,41 раза больше, чем была бы при работе одной секции. Пульсация потока составляет 17%.

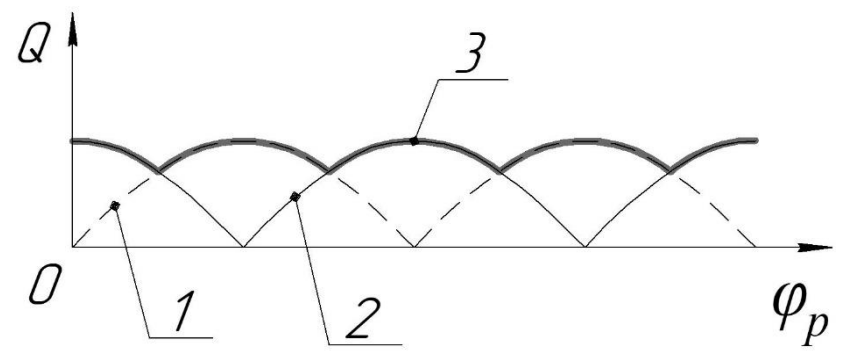


Рис. 79. Мгновенного расход среды двухсекционной ПРГМ $M=N$

Последовательное соединение камер в ПРГМ дает возможность [40] полностью исключить теоретическую неравномерность расхода среды. Это достигается выбором особого контура центроид центральных зубчатых колес ПРГМ [126]. Предлагаемые центроиды волнообразных центральных колес 1 и 2 (рис. 80) содержат по два ($M=N=2$) участка, являющихся окружностями максимального радиуса (r_{\max}), столько же участков, являющихся окружностями минимального радиуса (r_{\min}), и расположенные между ними участки, обеспечивающие плавный переход от r_{\max} к r_{\min} . Угловая протяженность Δr каждого участка центроиды с максимальным радиусом r_{\max} равна угловой протяженности участка центроиды с минимальным радиусом r_{\min} и составляет $\Delta r = 180^\circ / (M \cdot n)$. Число последовательно соединенных секций $n=2$, число волн центральных колес $M=N=2$, поэтому $\Delta r = 180^\circ / (2 \cdot 2) = 45^\circ$. Угловая протяженность Δ_{Π} каждого переходного участка тоже $\Delta_{\Pi} = 45^\circ$. Разность как максимальных r_{\max} , так и минимальных r_{\min} радиусов центроид центральных колес с внутренними 2 и внешними 1 зубьями равна сумме соответствующих начальных

радиусов сателлита 3. Каналы 4 подвода и отвода рабочей среды открыты в периоды прохождения сателлитами 3 переходных участков. Угловая протяженность Δ каждого канала 4 подвода и отвода соответствует угловой протяженности $\Delta_{\text{ПН}}$ переходного участка венца центрального колеса 2 с внутренними зубьями и составляет $\delta = 45^\circ$.

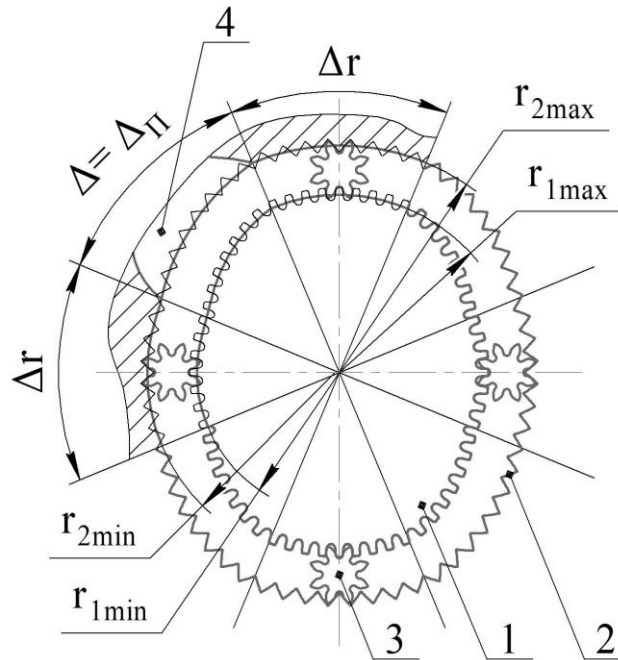


Рис. 80. Контуры центроид колес двухсекционной ПРГМ, обеспечивающие отсутствие пульсации потока [126]

Форма центроид волнообразных центральных колес 1 и 2 обеспечивает подачу рабочей среды в активной фазе с постоянной производительностью. Поскольку активные фазы I и II секций чередуются без паузы, гидромашина в целом работает с постоянной мгновенной производительностью Q [40]:

$$Q = \frac{(M + N)b}{2} \cdot \frac{\omega_1}{2 \left(1 + \frac{N}{M}\right)} \cdot \left((r_{2\max}^2 - r_{2\min}^2) + \frac{N}{M} \cdot (r_{1\max}^2 - r_{1\min}^2) \right), \quad (66)$$

где ω_1 – угловая скорость центрального колеса 1;

$r_{1\max}$, $r_{1\min}$ – участки максимального и минимального радиуса соответственно для солнечного колеса;

$r_{2\max}$, $r_{2\min}$ – участки максимального и минимального радиуса соответственно для эпициклического колеса.

При $M=N=2$ получаем:

$$Q = b \cdot \frac{\omega_1}{2} \cdot \left((r_{2\max}^2 - r_{2\min}^2) + (r_{1\max}^2 - r_{1\min}^2) \right). \quad (67)$$

Это значит, что подача насоса за один оборот ротора:

$$W_{\Sigma} = b \cdot \pi \cdot \left((r_{2\max}^2 - r_{2\min}^2) + (r_{1\max}^2 - r_{1\min}^2) \right). \quad (68)$$

Следует заметить, что все ПРГМ с последовательным соединением секций имеют общий недостаток – дополнительные утечки в пассивной секции, находящейся под высоким давлением. Условия эксплуатации, при которых данный недостаток не является критичным, предстоит тщательно исследовать. Предварительно – это насосы и гидродвигатели, в которых рабочее давление не достигает критических значений.

4.4. Критерии, связанные с силами, действующих на звенья ПРГМ

Предварительно отметим, что активными силами, действующими на звенья ПРГМ, являются силы давления среды и силы инерции.

Имеет значение массами каких звеньев обусловлены возникающие силы инерции. Расчеты показывают, что для ПРГМ, работающих на жидкостях, силы инерции, действующие на сателлиты, на несколько порядков меньше сил, возникающих от характерных давлений среды. Некоторое влияние таких сил проявляется только в вакуумных насосах [44]. Силы инерции, обусловленные массой ротора, устраняются его балансировкой [167].

Таким образом существенное влияние на работу ПРГМ оказывает только силы давления среды. Важно, передаются ли эти силы на опоры вала ротора. Когда схема ПРГМ «симметричная», т.е. числа волн ротора M и статора N имеют общий делитель, отличный от единицы, силы на опоры не передаются. В указанном смысле «симметричными» являются схемы: 2×2 ; 3×3 ; 2×4 ; 4×6 ; 6×8 ; 6×9 ; 8×10 и др. «Симметричные» ПРГМ могут использоваться для работы на

больших давлениях. «Несимметричные» схемы, по условию грузоподъемности подшипников вала ротора, применимы лишь на сравнительно небольших давлениях среды.

4.4.1. Максимальное давление среды, ограничиваемое прочностью зуба

Вопрос нагруженности зубчатых звеньев ПРГМ силами, вызванными давлением среды (см. раздел 1.3.4), рассмотрен в работе Ан И-Кана [33]. Оценка прочности зубьев ПРГМ также выполнена в этой работе. Воспользуемся методикой, изложенной в работе [33].

В случае стальных гидромашин за основу берем формулу (12), выражающую допустимое давление среды через контактное напряжение:

$$p \leq \left(\frac{[\sigma]_H}{340} \right)^2 \frac{u}{K_H k_t (u + 1)}$$

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ принимаем согласно справочным данным [165] в расчёте на «бесконечно» длительную работу. Для пиковых нагрузок предельные контактные напряжения можно увеличить в 2 - 2,6 раза [75]. Коэффициент нагрузки примем $K_H=1,2$. Коэффициент k_t , характеризующий кривизны зубьев в принятых нами обозначениях:

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

При нахождении предельного давления среды p по формуле (12) Ан И-Кан использует параметр – местное передаточное число u , определение которого требует дополнительных исследований конкретной ПРГМ. Заметим, что параметр u может варьироваться в достаточно узких пределах и сравнительно мало влияет на предельное давление p . В моей диссертационной работе ставилась лишь задача экспресс-оценки прочности зубьев и сравнения различных схем ПРГМ, поэтому величину параметра u предлагается приближенно принять равной

среднему арифметическому между единицей и отношением чисел зубьев солнечного колеса и сателлита Z_1/Z_3 :

$$u = \frac{Z_1}{2 \cdot Z_3} + \frac{1}{2} \quad (69)$$

Рассчитанные предельные давления p для разных ПРГМ при характерных значениях угла удержания λ сведены в таблицу 16.

Таблица 16

Максимальное давление ПРГМ для различных материалов и угла удержания

Материал	p_{\max} , МПа								
	2×4		4×6		6×8	3×4	2×3	2×2	1×1
	$\lambda=50^\circ$	$\lambda=30^\circ$	$\lambda=40^\circ$	$\lambda=30^\circ$	$\lambda=30^\circ$	$\lambda=30^\circ$	$\lambda=30^\circ$	$\lambda=18^\circ$	$\lambda=9^\circ$
Сталь 10 [160] [σ] _H =304 МПа	0,31	0,38	0,43	0,45	0,48	0,5	0,47	0,56	0,59
45 нормализация [σ] _H =410 МПа	0,56	0,7	0,78	0,82	0,87	0,91	0,85	1,02	1,07
40Х ТВЧ [σ] _H =845 МПа	2,4	2,96	3,32	3,48	3,71	3,86	3,61	4,35	4,52
20Х, цементация [σ] _H =1288 МПа	5,57	6,88	7,72	8,07	8,62	8,97	8,39	10,11	10,51
Полиамид ПА6 (Капролон), [168] [σ] _F =24 МПа	0,84	0,92	0,88	0,92	0,92	0,92	0,92	0,96	0,99

Для различных сталей, применяемых в машиностроении, допускаемое контактное напряжение [σ]_H может варьироваться от 300 до 1300 МПа, т.е. в 4÷4,5 раза. Соответственно максимальное давление p среды варьируется в 16÷20 раз. Геометрические параметры ПРГМ могут изменить предельное давление p не более, чем в 2 раза. Максимальное значение давления среды при

использовании зубчатых колес из цементированной стали ($[\sigma]_H=1288$ МПа), например для схемы 2×4 при $\lambda=50^\circ$ составляет $p=5,57$ МПа. Заметим, что в работе Ан И-Кана [33] приводится цифра $p=11,5$ МПа при $[\sigma]_H=1640$ МПа, которое соответствует работе гидромашины ограниченное время – 1000 часов. Если же допускаемое напряжение $[\sigma]_H$ для «пиковой» работы принять с коэффициентом $2 \div 2,4$, то рассчитанное нами напряжение увеличится в $4 \div 5,76$ раз и составит $p=22 \div 32$ МПа. Такие величины давления соответствуют техническим характеристикам гидромашин, приводимых польским заводом «Hydromech» [83].

В случае изготовления зубчатых колес из полимеров разрушение зубьев происходит вследствие изгиба. При расчетах давления среды по напряжениям изгиба воспользуемся формулой (14).

Приняв значения коэффициентов $K_F=1,35$; $(Y_{Fs} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon})=3,5$ как у Ан И-Кана [33] получаем:

$$p \leq \frac{0,42[\sigma]_F}{k_t \cdot Z_3}. \quad (70)$$

В качестве материала зубчатых колес будем использовать полиамид ПА6 (капролон), для него предельное напряжение изгиба $[\sigma]_F=24$ МПа [168]. Характерное число зубьев сателлита $Z_3=10$. Результаты расчета предельного давления среды добавлены в таблицу 16.

Ориентируясь на результаты данного расчета, можно отметить то, что предельное давление среды, выдерживаемое полимерными шестернями ПРГМ, соизмеримо с давлением, которое выдерживают ПРГМ с деталями, изготовленными из мягких сталей. Заметим, что подобный вывод был сделан ранее применительно к зубчатым передачам [32].

4.4.2. Механический КПД

Механический КПД гидромашины η – это отношение полезной работы к затраченной, взятое, например, за один оборот ротора. КПД также можно вычислить через коэффициент потерь Ψ . Удобнее всего вначале выразить коэффициент потерь Ψ_d гидромашины, работающей в режиме двигателя:

$$\Psi_d = \frac{A_G}{A_H}, \quad (71)$$

где A_H – «гидравлическая» работа, затрачиваемая на нагнетание рабочей среды, или высвобождающаяся при ее истечении;

A_G – работа потерь в основном определяется потерями в зацеплениях.

Работа A_H равна произведению объема W_1 , вытесняемого за один оборот ротора, на давление среды p :

$$A_H = W_1 \cdot p. \quad (72)$$

Величина рабочего объема W_1 :

$$W_1 = S'_{wi} \cdot \pi \cdot b \left(\frac{Z_2 \cdot m}{2} \right)^2, \quad (73)$$

где Z_2 – число зубьев эпицикла;

m – модуль зацепления;

b – осевой размер сателлита;

S'_{wi} – отношение собственно рабочего объема к некоторому расчетному объему, заключенному внутри венца эпицикла. Величина коэффициента S'_{wi} для основных схем ПРГМ при характерных соотношения параметров [43] приведена в таблице 9.

Общая работа потерь A_G в зацеплениях ПРГМ – это произведение работы потерь A_i в одном зацеплении на количество зацеплений, которое равно удвоенному числу V сателлитов:

$$A_G = 2 \cdot (M + N) \cdot A_i. \quad (74)$$

Работа потерь A_i в одном зацеплении сателлита с одним (любым) центральным колесом за один оборот ротора:

$$A_i = f \cdot R^N \cdot L_1 \cdot \frac{V_s}{V_p}, \quad (75)$$

где f – коэффициент трения;

R^N – нормальная сила в зацеплении;

L_1 – путь (перемещение) контакта сателлита с центральным колесом в окружном направлении за один оборот ротора;

V_s/V_p – отношение средней скорости V_s скольжения в зацеплении к расчетной окружной скорости V_p при остановленном водиле.

Перемещение L_1 меньше длины центроиды ротора, т.к. рассчитывается при остановленном мнимом водиле. С учетом того, что в ПРГМ числа зубьев центральных колес Z_1 и Z_2 пропорциональны числам их волн M и N :

$$L_1 = \frac{\pi \cdot m \cdot Z_1 \cdot N}{M + N}. \quad (76)$$

Нормальную силу R^N в зацеплении выразим через окружную силу F_t :

$$R^N = \frac{F_t}{\cos \alpha_\omega}, \quad (77)$$

где α_ω – угол зацепления (в эвольвентных ПРГМ $\alpha_\omega=20-25^\circ$);

F_t – окружная сила, которая зависит от действующего на сателлит давления p среды:

$$F_t = \frac{p \cdot b \cdot Z_3 \cdot m}{2}. \quad (78)$$

Подставляя (74) и (72) в формулу (71), получаем общее выражение для расчета коэффициента потерь Ψ_d :

$$\Psi_d = \frac{4 \cdot f \cdot M \cdot Z_3 \cdot \left(\frac{V_s}{V_p}\right)}{Z_2 \cdot S'_{wi} \cdot \cos \alpha_\omega}. \quad (79)$$

Для эвольвентного зацепления скорость скольжения V_s (можно рассчитать через его параметры следующим образом [161]):

$$V_s = 2 \cdot V_p \cdot k_X \cdot \left(\frac{1}{Z_3} \pm \frac{1}{Z_K}\right), \quad (80)$$

где Z_3 – число зубьев шестерни (сателлита);

Z_K – число зубьев колеса;

k_X – коэффициент, зависящий от смещения исходного производящего контура.

В ПРГМ с $M < N$ примем $k_X = 1$, при $M = N$ будем считать $k_X = 1,2$.

Учитывая, что в ПРГМ число зубьев Z_3 (т.е. сателлита) всегда маленькое (около 10), а $Z_K \gg Z_3$, а также то, что одно из зацеплений сателлита внешнее, а другое внутреннее, в среднем получаем:

$$\frac{V_s}{V_p} = 2 \cdot k_X \cdot \left(\frac{1}{Z_3} \pm \frac{1}{Z_K} \right) = \frac{2 \cdot k_X}{Z_3}. \quad (81)$$

Таким образом, для эвольвентных ПРГМ формула (79) преобразуется к виду:

$$\Psi_d = \frac{8 \cdot f \cdot k_X \cdot M}{Z_2 \cdot S'_{wi} \cdot \cos \alpha_\omega}. \quad (82)$$

Подставляя в формулу (82) соответствующие значения параметров, получаем величины коэффициента потерь Ψ_d для разных схем ПРГМ – таблица 17. Коэффициент трения во всех случаях принят $f=0,1$.

Таблица 17

Расчетная энергоэффективность ПРГМ (при коэффициенте трения $f=0,1$)

$M \times N$	Ψ_d	Ψ_H	η_d	η_H
2×2	0,07	0,065	0,93	0,935
3×3	0,07	0,065	0,93	0,935
4×4	0,07	0,065	0,93	0,935
2×4	0,08	0,075	0,92	0,925
4×6	0,11	0,090	0,89	0,910
6×8	0,13	0,115	0,87	0,885

В таблицу также внесены рассчитанные коэффициенты потерь гидромашин, работающих в режиме насоса коэффициент потерь $\Psi_n = \Psi_d / (1 + \Psi_d)$ их КПД в режиме насоса $\eta_n = 1 - \Psi_n$ и КПД в режиме двигателя $\eta_d = 1 - \Psi_d$.

Проанализируем возможные пути повышения КПД ПРГМ:

а) уменьшение модуля и повышение числа зубьев Z_2 . Однако при этом будет увеличиваться боковая сила, приложенная к сателлиту. В конечном итоге, данная мера будет ограничивать максимальное давление среды;

б) увеличение угла λ удержания сателлита – насколько это возможно. Ограничения в одних случаях связаны с интерференцией (условие смежности) центральных колес, в других – с риском «выпадения» сателлита;

в) еще один путь повышения механического КПД – последовательное соединение двух секций ПРГМ [40] см. рис. 76. При этом увеличенные перепускные каналы снимают нагрузку с сателлитов, запирающих рабочие камеры в момент минимальной интенсивности вытеснения среды.

Этот прием дает повышение теоретической производительности в 1,3–1,4 раза без увеличения механических потерь. Издержки реализации приема состоят в усложнении конструкции и сопутствующем увеличении гидравлических потерь.

Разработанная методика позволяет рассчитывать механические потери уже на начальном этапе проектирования ПРГМ. Однако выполненные расчеты показали, что характерные схемы насосов и гидродвигателей имеют близкий КПД – около 0,9. Поэтому выбор той или иной схемы будет зависеть, главным образом, не от КПД, а от других характеристик гидромашин.

4.5. Итоговый сравнительный анализ схем ПРГМ по комплексу критериев

К важнейшим критериям качества ПРГМ, влияющим на подачу рабочей среды относятся: средняя производительность (относительная); пульсация потока; остаточные объемы; сечение каналов (относительное). Значение этих критериев

для основных схем одноступенчатых ПРГМ группы «R» (ротор которых совершает чисто вращательное движение) сведены в итоговую таблицу 18.

Таблица 18

Критерии качества, влияющие на характеристики расхода ПРГМ группы «R»

Группы	Схемы	Симметрия	Производительность		Коэфф. ε	Сечения каналов (относительное)	
			Средняя $S'_{w\Sigma}$	Пульсация $\Delta_{QN} \pm \%$		Торец «N» S'_{KIN} / S'_{wi}	Торец «M» S'_{KIM} / S'_{wi}
1×j-R	1×2	«-»	0,41	17	3,45	0	0,2
	1×3	«-»	0,22	7	1,9	0,19	1
i×j-R	2×3	«-»	0,60	7	3,9	0,04	0,18
	3×4	«-»	0,66	4	4,05	0,07	0,2
	2×4	«+»	0,41	17	2,35	0,29	0,8
	4×6	«+»	0,59	7	2,5	0,41	0,9
	6×8	«+»	0,63	4	2,55	0,51	1
i×i-R, 1×1-R	1×1	«-»	0,19	50	3,2	0,03	0,03
	2×2	«+»	0,38	50	3,5	0,05	0,05
	3×3	«+»	0,57	50	3,75	0,08	0,08

Таким образом, лучшими показателями по средней производительности и по равномерности потока характеризуются схемы типа i×j-R. Все эти схемы могут иметь достаточно большие каналы в торце солнечной шестерни «M», но приемлемое сечение канала в торце эпицикла «N» дают только симметричные схемы: 6×8, 4×6, 2×4.

Серьезными недостатками ПРГМ типа i×i-R и 1×1-R является высокая пульсация и малые сечения каналов. Оба указанных недостатка могут быть

компенсированы последовательным соединением двух секций ПРГМ. Однако в двухсекционных схемах коэффициент ε изменения объема рабочей камеры (степень сжатия) становится близким к нулю, поэтому их использование невозможно в компрессорах и вакуумных насосах.

На предельное давление, которое выдерживает ПРГМ по условиям прочности зубьев, главное влияние оказывает их материал. Давление 30 МПа – это предел который можно получить на лучших сталях в течении короткого времени. На любых сталях в течение «бесконечно» длительного времени предельное давление не может превышать 10 МПа. При корректно выполненном геометрическом проектировании конкретная схема ПРГМ оказывает сравнительно слабое влияние на предельное давление. ПРГМ с полимерными зубчатыми колесами способны выдержать такое же давление, как и ПРГМ из мягких сталей.

По условиям прочности вала и подшипников большие значения давления (свыше 1 МПа) способны обеспечить только симметричные схемы $i \times j - R$ (2×4 , 4×6 , 6×8) и $i \times i - R$ (1×1 , 2×2 , 3×3). Механический КПД, обусловленный потерями в зацеплениях, мало зависит от схемы ПРГМ и составляет $0,87 \div 0,93$.

В итоге проведенного анализа можно сделать вывод, что для работы на несжимаемых жидкостях при достаточно высоких давлениях подходят симметричные схемы $M \times N$ (где $N=M+2$): 4×6 , 6×8 , 2×4 и двухсекционные схемы $M \times N$ (где $N=M$): 2×2 , 3×3 . Для работы на сжимаемых средах (газах) предпочтительно рассматривать односекционные схемы $M \times N$ (где $N=M+1$): 2×3 , 3×4 и $M \times N$ (где $N=M$): 1×1 , 2×2 , 3×3 .

Выполненное исследование также позволяет указать рациональные варианты размещения каналов (индекс «k»). Для симметричных схем $N=M+2$ и $N=M$ предпочтительно расположение канала на плоском торце, жестко связанным с эпициклом: 4×6^k ; 6×8^k ; 2×4^k ; 2×2^k ; 3×3^k . Для схем $N=M+1$ каналы выгоднее располагать на звене, содержащем солнечную шестерню: $2^k \times 3$; $3^k \times 4$.

Наглядное представление полученных результатов сравнительного анализа схем ПРГМ (с позиции их практической реализации в основных видах гидромашин) дает таблица 19.

Таблица 19

Предпочтительные области применения схем ПРГМ группы «R»

Область применения	Лучшие	Пригодные
Для жидкостей (гидродвигатели, насосы)	6×8^k 4×6^k	2×4^k $3 \times 3^k; 2 \times 2^k$ (2-х ступенчатые)
Для газов (компрессоры, вакуумные насосы, пневмодвигатели)	$3^k \times 4$ $2^k \times 3$	$3 \times 3^k; 2 \times 2^k; 1 \times 1^k$

В первом случае (для насосов и гидродвигателей, работающих при высоких давлениях), критериями, обуславливающими выбор наиболее предпочтительных схем, были – относительная производительность ($S'_{W\Sigma}$), пульсация (Δ_{QN}) и сечения каналов (S_{Ki}/S'_{Wi}). Во втором случае (для компрессоров и вакуумных насосов) качество схемы определяли степень сжатия (ε), сечения каналов (S_{Ki}/S'_{Wi}) и пульсация (Δ_{QN}).

Заключение по четвертой главе

В главе предложены методики для расчета основных критериев качества схем ПРГМ: производительности, пульсации потока, остаточных объемов, сечения каналов, механического КПД.

Для установления зависимости между прочностью зубьев и максимальным давлением были использованы формулы, приведенные Ан И-Каном [33].

Результаты сравнительного анализа различных схем ПРГМ по основным количественным критериям приведены выше в таблицах 18 и 19.

5. ВЫБОР БАЗОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, УТОЧНЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ИСПЫТАНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ПРГМ

Главной задачей экспериментальной части данной работы была проверка корректности разработанных расчетных методик, в том числе методики геометрического расчета, расчета производительности, нагрузочной способности ПРГМ. Для выполнения этой задачи потребовалось выбирать приемлемую по стоимости технологию изготовления некруглых зубчатых колес и разрабатывать соответствующие конструкции ПРГМ.

5.2. Выбор технологии изготовления некруглых колес ПРГМ

Традиционные механические способы зубообработки в случае некруглых колес (см. раздел 1.3) требуют слишком высоких капитальных затрат (именно это обстоятельство ранее тормозило изучение и производство ПРГМ). Альтернатива – современные технологии, использующие системы ЧПУ. Анализируя варианты, приходим к выводам, что применение многокоординатных металлорежущих станков с ЧПУ тоже дорого; 3Д принтеры – очень дорого; а вот 2Д технологии нужно рассмотреть подробнее.

В открытых источниках сети интернет присутствует информация, позволяющая сравнить стоимость обработки листового материала по 2Д технологиям. Так например, цена реза (октябрь 2020 г.) одного метра стали ст 3 толщиной 2 мм составляет: лазерная резка (Rz10) \approx 9 рублей [84; 86; 90]; гидроабразивная резка (Rz20) \approx 90 рублей [86]; электроэрозионная резка (Ra1,2) \approx 150 рублей [85; 87].

Изготовлению шестерен при помощи лазера посвящены работы [158; 159; 170]. В таблице 20 приведены характеристики лазерного реза для разных толщин стальных листов. Дополнительным преимуществом при нарезании зубчатого колеса лазером является упрочненная поверхность зуба без применения дополнительной химико-термической обработки. Очевидно, что лазерная обработка имеет ограничения по толщине зубчатого диска.

Характеристики реза для разных толщин стальных листов [170]

Толщина материала, мм	Ra	Глубина упрочненного слоя, мм
до 3	2,5	0,25
4	5	0,35
5		
6	10	0,55
8	20	0,75
10	40	0,85
12		

При вырезании с помощью лазера широких зубчатых колес автор публикации [159] предлагает собирать зубчатые диски в пакет. Именно так были изготовлены некруглые зубчатые колеса экспериментальных ПРГМ в данной диссертационной работе.

Заметим, что в случае ПРГМ пакетная технология дает дополнительные преимущества. Это, во-первых, окружная самоустановка деталей при сборке механизма, которая снижает требования к зубчатым колесам по углу наклона зуба. Во-вторых, осевая самоустановка свободных дисков ротора. Она снижает требования к величине осевого зазора между ротором и статором. При одинаковом суммарном зазоре, протечка жидкости через много узких щелей меньше, чем через одну широкую.

Вопрос о том, как влияет толщина зубчатых дисков на общую нагрузочную способность, составленного из них зубчатого венца, является малоизученным и заслуживает специального исследования. В данной работе ограничимся следующими доводами.

Работоспособность нагруженного зацепления ПРГМ определяют контактные напряжения. В основу общепринятой [60] методики расчета контактных напряжений положены формулы Герца, т.е. решается плоская задача,

которая предполагает бесконечную длину зуба. Поэтому при достаточно малой толщине дисков эти формулы должны давать ошибку.

Рассмотрим конкретный пример. Примем толщину диска $h=2$ мм; модуль $m=1,5$ мм; число зубьев взаимодействующих колёс $Z_1=Z_2=10$. Приведенный радиус ρ кривизны зубьев в таком зацеплении рассчитаем по формуле [60]:

$$\rho = \frac{d_1 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha_\omega}{2(d_2 \pm d_1)}, \quad (83)$$

где d_1 и d_2 – делительные диаметры взаимодействующих колес

В примере, при $\alpha_\omega=20^\circ$ получаем $\rho=1,28$ мм.

Зная модуль упругости стали $E=2 \cdot 10^5$ МПа, и номинальное контактное напряжение, например $\sigma_H=400$ МПа, по известной формуле Герца [60] рассчитаем погонную нормальную нагрузку q , действующую на зуб:

$$q = \left(\frac{\sigma_H}{0,418} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{E}. \quad (84)$$

В нашем примере она составляет $q=5872,5$ Н/м ($q=5,87$ Н/мм). При этом ширина b_K полоски контакта в соответствии с другой формулой Герца [60]:

$$b_K = 1,52 \sqrt{\frac{q \cdot \rho}{E}} \quad (85)$$

В рассматриваемом примере $b_K=0,0093$ мм. Замечаем, что такая ширина полоски контакта составляет $0,0093/2=0,0046$ от толщины ($h=2$ мм) диска.

Смоделируем рассматриваемое зацепление контактов по образующим двух цилиндров и воспользуемся методом конечных элементов (МКЭ) в программной среде «Femar» [175]. Радиусы этих цилиндров $\rho_1=\rho_2=2,56$ мм, модуль упругости $E=2 \cdot 10^5$ МПа, погонная нагрузка $q=5,87$ Н/мм, длина цилиндров (толщина листа) $h=2$ мм. Решая задачу в версии 2Д получаем такие же значения σ_H и b_K , как по формулам Герца. Если решать задачу в версии 3Д, то по торцам площадки контакта на рис. 81 можно заметить краевой эффект –

некоторое снижение фактического контактного напряжения. Это снижение локализовано на участке, соизмеримым с шириной контакта b_k . Однако по отношению к длине h ленточки контакта длина участка, на котором снижены контактные напряжения, пренебрежимо мала.

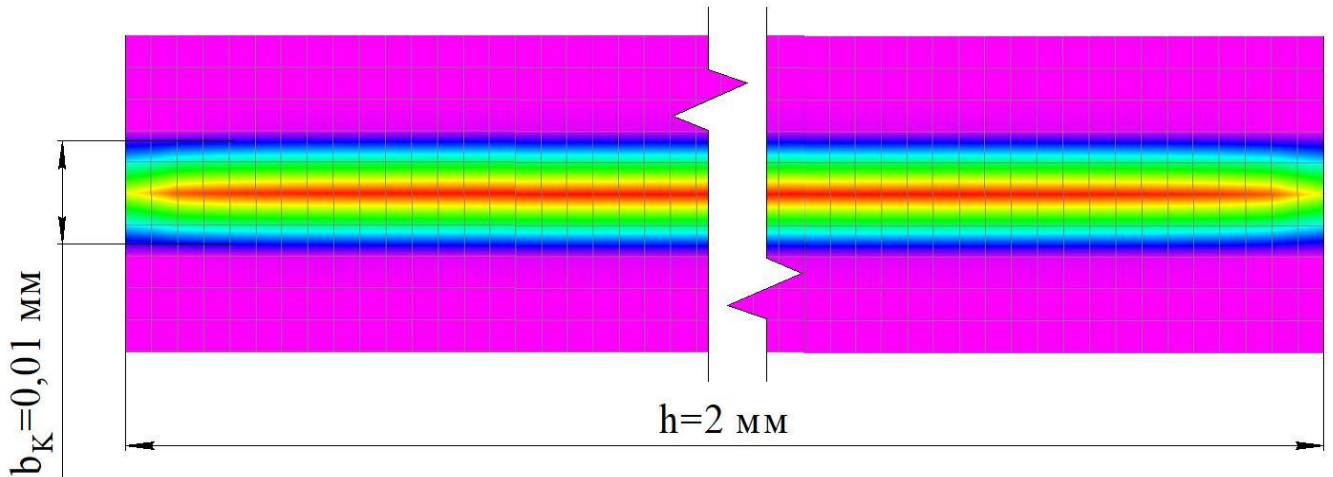


Рис. 81. Контактные напряжения на модели зуба шириной $h=2 \text{ мм}$, при $m=1,5 \text{ мм}$ и $Z_1=Z_2=10$, полученные по МКЭ в программной среде «Femар»

Таким образом при параметрах, характерных для стальных зубчатых колес ПРГМ, влияние краевого эффекта пренебрежимо мало, т.е. пакет дисков ведет себя практически также как монолитная шестерня.

Работоспособность полимерных зубчатых колес ПРГМ определяют изгибные напряжения у основания зуба. Эти напряжения, по крайней мере, в рамках представлений сопротивления материалов, которые положены в основу стандартных прочностных расчетов зубьев, непосредственно от ширины зубчатых венцов не зависят.

5.2. Испытания ПРГМ 4×6 со стальными центральными колесами

В качестве первой схемы ПРГМ, подлежащей испытаниям, была использована схема $4 \times 6_f^{kp} - R$ (рис. 60).

5.2.1. Конструкция 1-ой модели 4×6 и экспериментальной установки I

Конструкция 1-ой модели ПРГМ показана на рис. 82. Центральные зубчатые колеса солнечное 1 и эпицикл 2 выполнены в виде пакетов стальных дисков (сталь 20) толщиной 2 мм. Метод их изготовления – лазерная резка. Цилиндрические сателлиты 3 применялись как в виде монолитной шестерни (стальные или капролоновые), так и составленные из стальных дисков толщиной 2 мм. Монолитные сателлиты изготовлены методом зубофрезерования. Торцовые стенки 4 имеют по шесть отверстий входных и выходных каналов 5. Выходные каналы проходят через поддерживающие крышки 6, перепускные отверстия в дисках эпицикла 2 и соединяются на штуцере 7. Входные каналы объединяются через полости внутри солнечного колеса 1 и соединяются в штуцере 8. Вал 9 имеет шлицы для взаимодействия с дисками ротора 1, выполнен плавающим. Он опирается только на сателлиты 3. Для исключения подсоса воздуха служит торцовое уплотнение 10. Фото основных деталей модели ПРГМ приведены на рис. 83 – 86.

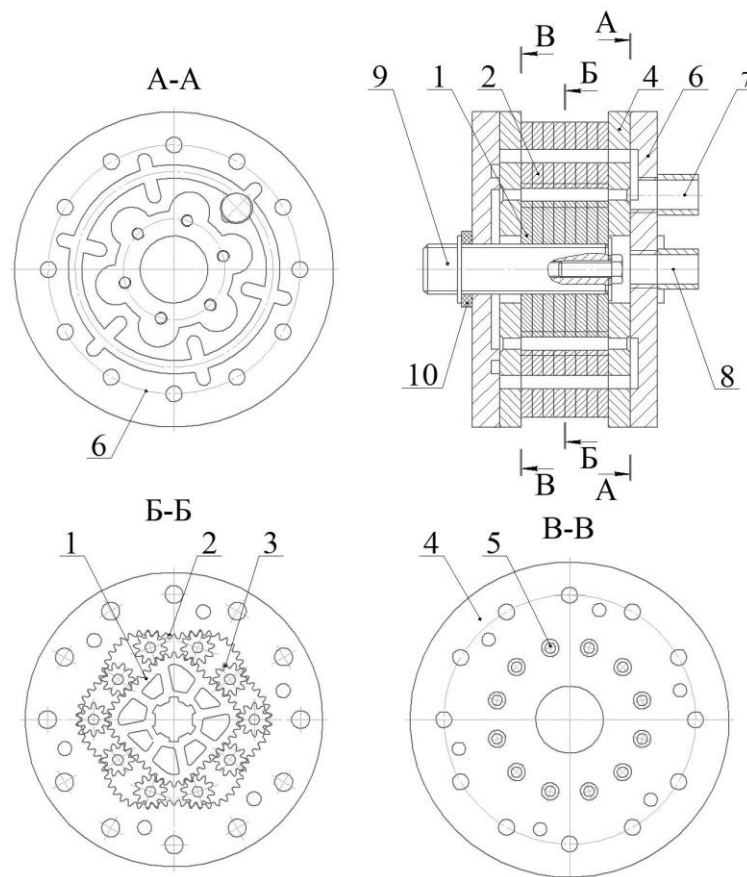


Рис. 82. Чертеж 1-ой модели 4×6



Рис. 83. Детали 1-ой модели ПРГМ



Рис. 84. Монолитные сателлиты



Рис. 85. Модель ПРГМ в процессе сборки

Для испытания модели ПРГМ использовалась экспериментальная установка, смонтированная на базе токарного станка 16К20 (рис. 86). Это позволило в широких пределах варьировать число оборотов ротора. Установка содержит: испытываемую модель ПРГМ 1, используемую в качестве масляного насоса, приводной вал 6, бак 5, а также подводящий 3 и отводящий 2 рукава. Масло (И - 40А (ГОСТ 20799-88) подается с подпором 0,6 м. Давление регулируется дросселем и измеряется непосредственно на выходе из насоса манометром 4.

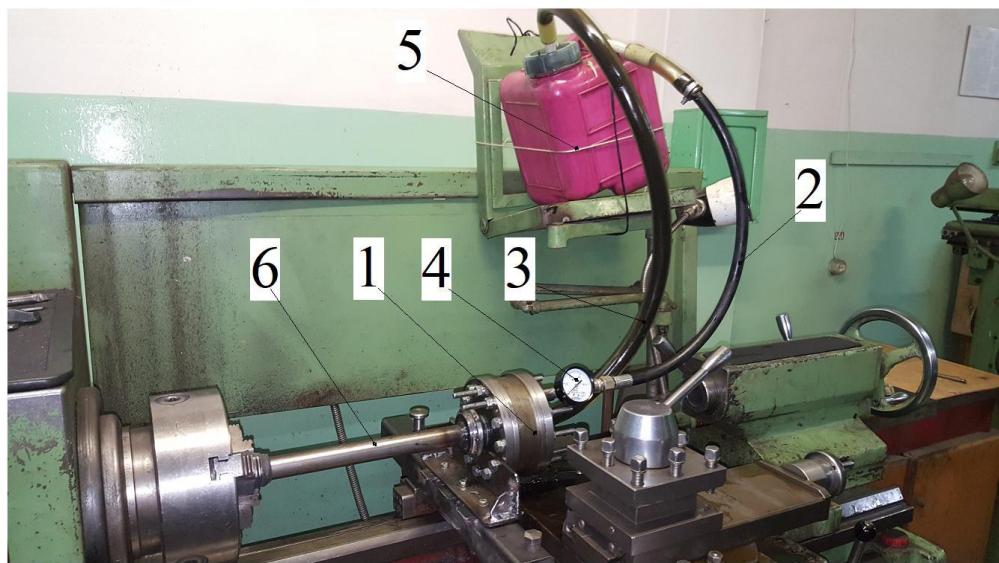


Рис. 86. Экспериментальная установка с приводом от токарного станка

5.2.2. Проведенные эксперименты

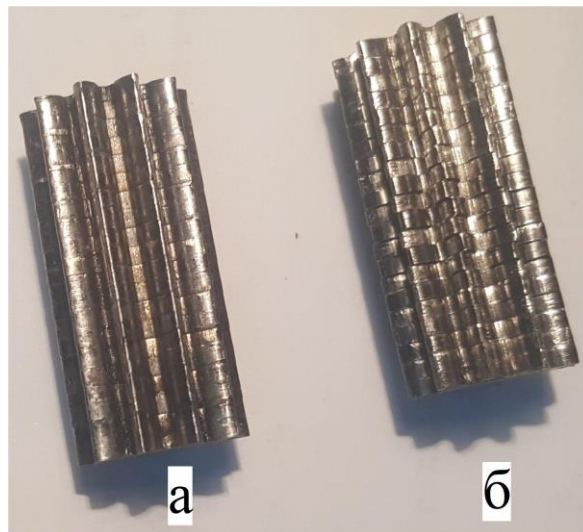
Ввиду того, что испытания ПРГМ, изготовленных по лазерным технологиям, проводились впервые, экспериментальной проверке подлежал широкий круг задач. Нужно было доказать: во-первых, что такое конструкторско-технологическое решение в принципе работоспособно на уровне собираемости и кинематики; во-вторых, что лазерная обработка зубчатых дисков обеспечивает необходимую герметичность рабочих полостей; в-третьих, что устройство способно работать без повреждений на определенных режимах и др. Удовлетворительные результаты были получены не сразу, а после ряда неудачных опытов, их анализа и исправления недостатков.

Опыт 1. В этом опыте сателлиты состояли из набора стальных плавающих дисков без покрытия, не связанных между собой непосредственно. Без нагрузки, т.е. при минимальном создаваемом давлении, насос работал нормально. При сравнительно небольшом давлении $0,1 \div 0,2$ МПа ($1 \div 2$ атм.) между торцовыми стенками и крайними дисками сателлитов возникло заедание – рис. 87. Сделан вывод – необходимо защитить торцы от заедания.



Рис. 87. Следы задира на торцевой крышке насоса

Опыт 2. При подготовке следующего опыта диски сателлитов объединили центральной осью (рис. 88 а), а торцы крайних дисков сателлитов и ротора залудили баббитом.



а – исходное состояние; б – после работы под нагрузкой

Рис. 88. Наборные сателлиты

Насос испытали под давлением до 1 МПа (10 атм). Торцы сателлитов и боковых стенок ПРГМ приработались без повреждений (рис. 89). Баббит защитил торцы сателлитов и боковой стенки от заедания. Однако после работы такого насоса под давлением наблюдалось необратимое осевое расширение (раздувание) подвижных пакетов сателлитов и ротора. В результате чего резко возрастал момент холостого вращения (страгивания) вала ротора. Разобрав насос, обнаружили, что диски эпицикла, ротора и сателлитов сместились в шахматном порядке – рис. 88 б. По-видимому, не строгое совпадение ступенек взаимодействующих звеньев привело к деформации (смятию) их кромок, что вызвало «раздувание» пакетов. На основании этого опыта был сделан вывод – недопустима сборка всех зубчатых звеньев из отдельных плавающих дисков.



Рис. 89. Демонтаж крышки ПРГМ после работы сателлитов, покрытых баббитом

Опыт 3. Стальные сателлиты сделали монолитными. Ротор и статор оставили прежними, собранными из дисков толщиной 2 мм.

При испытании данного насоса явление «раздувания» не наблюдалось. По результатам опыта получена зависимость максимального давления, создаваемого насосом (при полностью перекрытом дросселе) от числа оборотов ротора –

кривая 1 на рис. 90. Повысить давление среды свыше 2,5 МПа (25 атм) не представлялось возможным из-за недостаточной мощности экспериментальной установки.

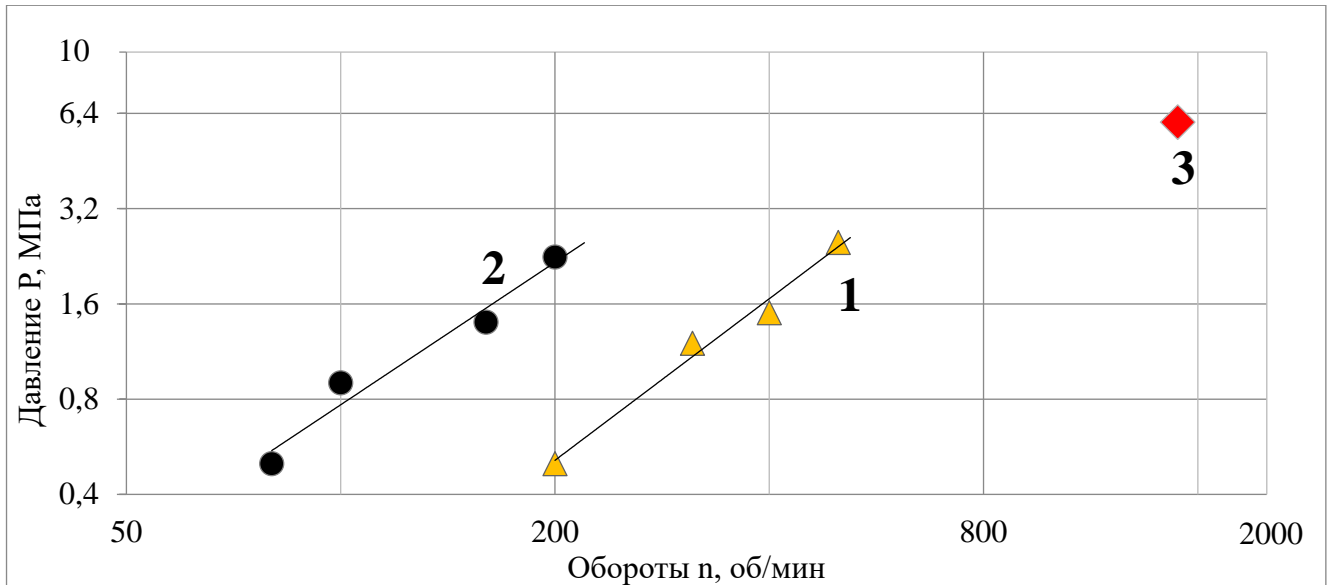


Рис. 90. Графики зависимости наибольшего давления (соответствующего полностью перекрытому выходному трубопроводу) от оборотов ротора

Повторили испытания, используя ротор, составленный из дисков толщиной 4 мм (рис. 91 а). Зарегистрированные максимальные давления оказались несколько ниже (приблизительно на 20%), чем с дисками ротора толщиной 2 мм (рис. 91 б). Причиной наблюдавшегося снижения давления могло стать большее коробление дисков (диски использовались не шлифованные) и несколько большая погрешность профиля зуба ротора.

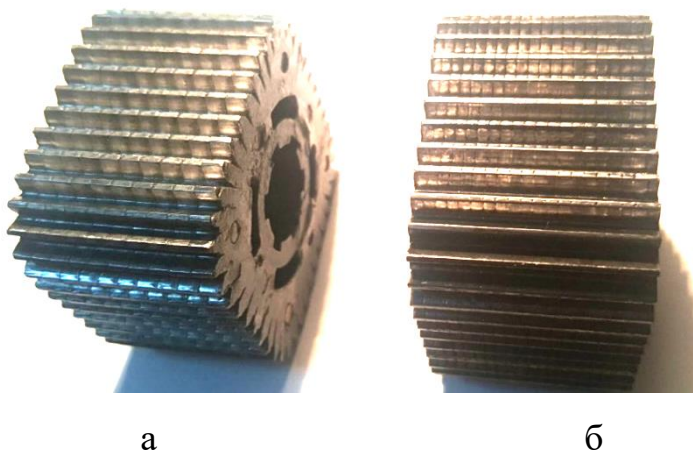


Рис. 91. Роторы разных толщин, собранные в пакет

Опыт 4. В этом опыте в ПРГМ со стальными центральными колесами (как в опыте 3) вставили монолитные сателлиты, но из капролона. Наблюдаемая зависимость максимального давления от оборотов ротора бала такая же, как в опыте 3, но при давлении 1,5 МПа (15 атм) произошло заклинивание механизма. Один из сателлитов оказался смятым – рис. 92. Это могло произойти только вследствие недостаточной изгибной прочности, а в случае полимера точнее сказать «жесткости», зуба сателлита. Любопытно, что после погружения поврежденного сателлита в кипящую воду, его исходная форма полностью восстановилась.

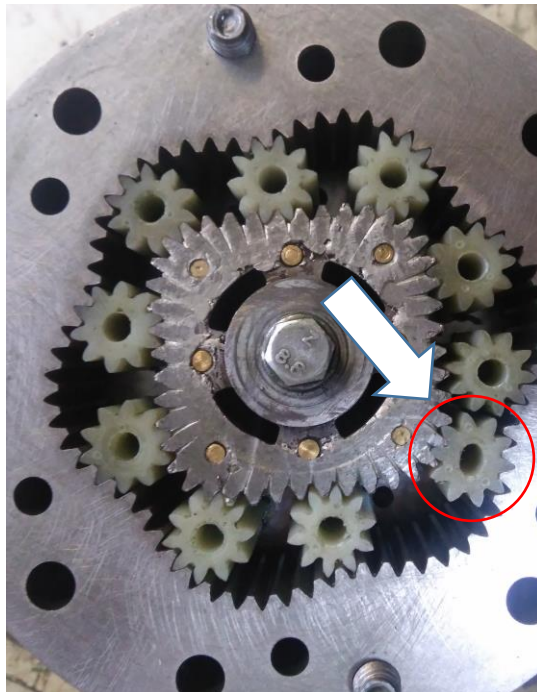


Рис. 92. Смятый капролоновый сателлит

5.2.3. Конструктивные изменения и испытания 2-ой модели ПРГМ 4×6

Некоторые конструктивные и технологические недостатки первой модели ПРГМ были устранены в модели 2 – рис. 93 – 97. Вал 6 сделали толще и установили на подшипниках статора. Соответственно изменили посадочные поверхности дисков ротора 1 – рис. 95. Диски ротора 1 прошлифовали. Боковые стенки 5 (рис. 93) изготовили из более прочной стали 40Х, а их рабочие поверхности

подвергли азотированию на глубину $0,25 \div 0,3$ мм при этом твердость поверхности не менее $HV_{10} 4,5$ ГПа. Боковые поверхности залудили латунию (рис. 94).

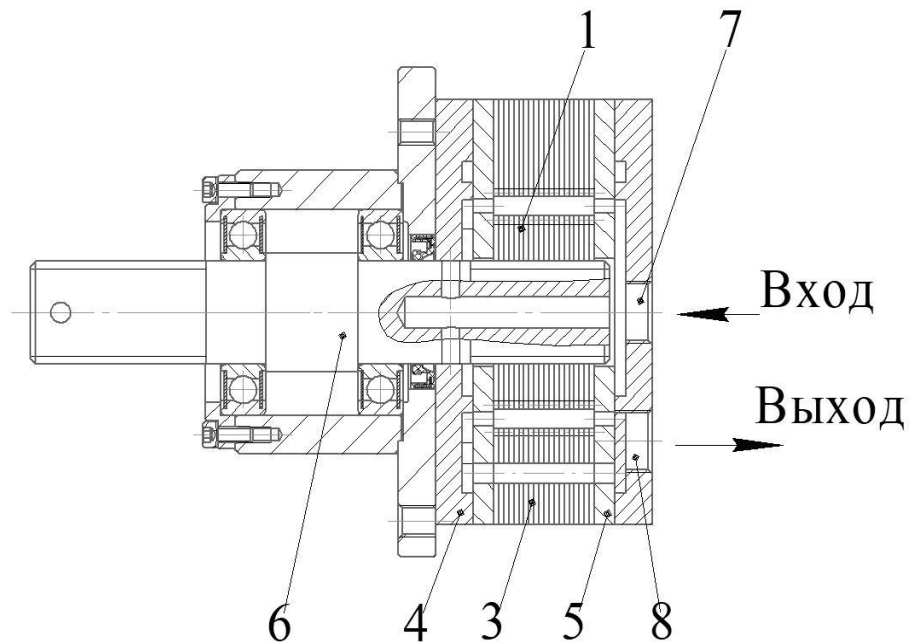


Рис. 93. Чертеж 2-ой модели 4×6



Рис. 94. ПРГМ 2-ая модель $4 \times 6_f^k - R$

При испытаниях модели 2 на экспериментальной установке (рис. 96) максимальные давления, (см. кривую 2 рис. 90) аналогичные давлениям,

полученным на модели 1, достигались при вдвое меньших скоростях вращения ротора. Это говорит о несколько более высокой герметичности рабочих камер.



а

б

а – 1-ой модели; б – 2-ой модели

Рис. 95. Шлицевые отверстия в дисках ротора



Рис. 96. Испытания 2-ой модели 4×6 на экспериментальной установке

5.2.4. Испытание 2-ой модели 4×6 на стенде

Целью данного опыта было экспериментальное получение на ПРГМ отказа по условиям прочности стальных деталей. Для этого был использован испытательный стенд с приводом от дизельного двигателя Д-245 (рис. 97), имеющийся на заводе АО «Курганавторемонт». Нагружение насоса обеспечивалось дросселированием прокачиваемого масла. Давление повышали

при заданных оборотах двигателя (и ротора насоса). Отказ произошёл при $n=1500$ об/мин. В этот момент манометр показал давление 6 МПа (60 атм.) – см. точку 3 на рис. 90. Сработала предохранительная муфта, насос заклинило. После демонтажа ПРГМ в корпусе фильтров была обнаружена металлическая стружка (рис. 98 в), что является признаком заедания зубьев. Никакие зубья не были сломаны (см. рис. 98 а), но толщина зуба уменьшилась (рис. 98 б) и сателлит вышел из зацепления.

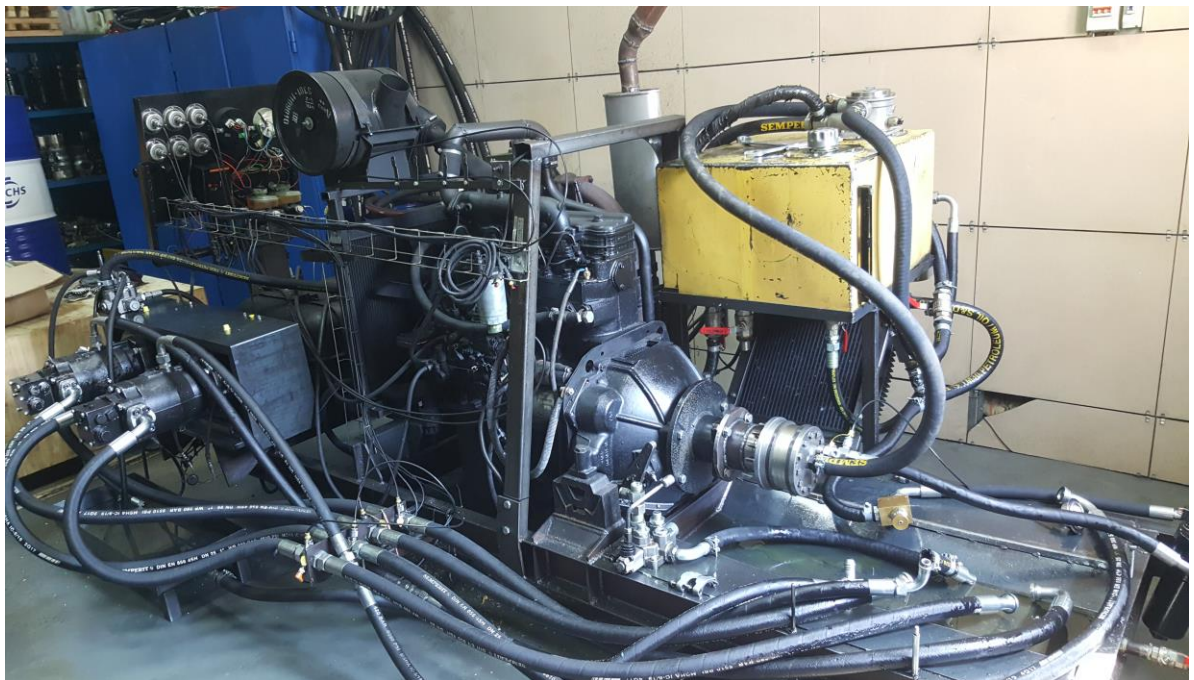
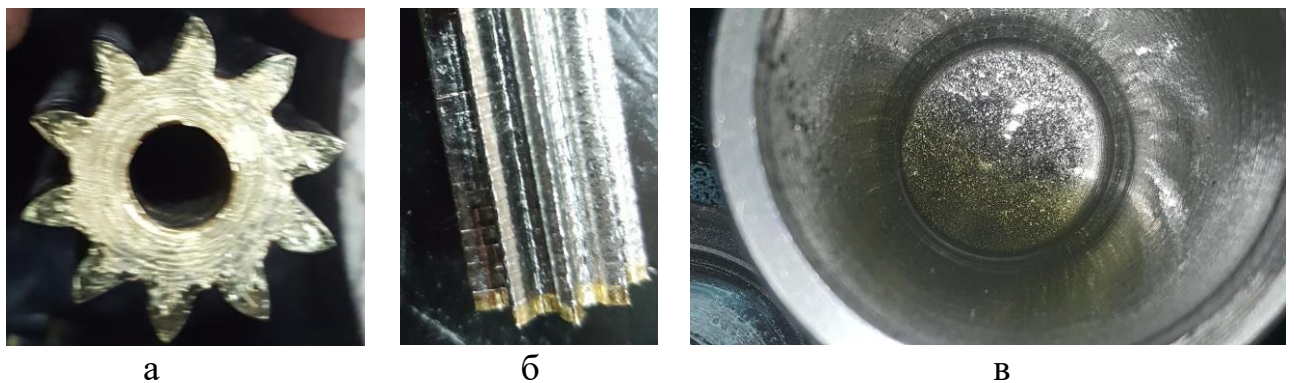


Рис. 97. Стендовое испытание ПРГМ $4 \times 6_f^k - R$



а – профиль венца сателлита; б – изношенный сателлит; в – металлическая стружка в колбе масляного фильтра.

Рис. 98. Последствия отказа ПРГМ

5.2.5. Заключение по испытаниям масляного насоса 4×6

Испытания моделей ПРГМ показали, что разработанная методика геометрического расчета зубчатых звеньев верна. Лазерная технология изготовления зубчатых звеньев обеспечивает удовлетворительную герметичность рабочих полостей. Однако прочность зубьев, выполненных из мягкой стали существенно ограничивает максимальное давление среды, что согласуется с результатами расчетов (см. таблицу 16)

Для производства масляного насоса или гидродвигателя рассчитанного на давление среды до 25 МПа (как на польском предприятии «Hydromech» – см. раздел 1.3) необходимо использовать предельно упрочнённые высококачественные стали.

5.3. Испытания ПРГМ 2×2 с капролоновыми центральными колесами

ПРГМ с одинаковыми числами волн и зубьев ($M=N$) являются наименее изученными, поэтому первой задачей испытаний была проверка принципиальной работоспособности одно- и двух секционных насосов на базе схем такого типа. Одновременно проверялась возможность использования полимерных центральных колес, изготовленных с помощью лазерной резки – рис. 99 а (наборный ротор). На рис. 99 б представлена доработанная конструкция, в которой диски ротора объединили осями.

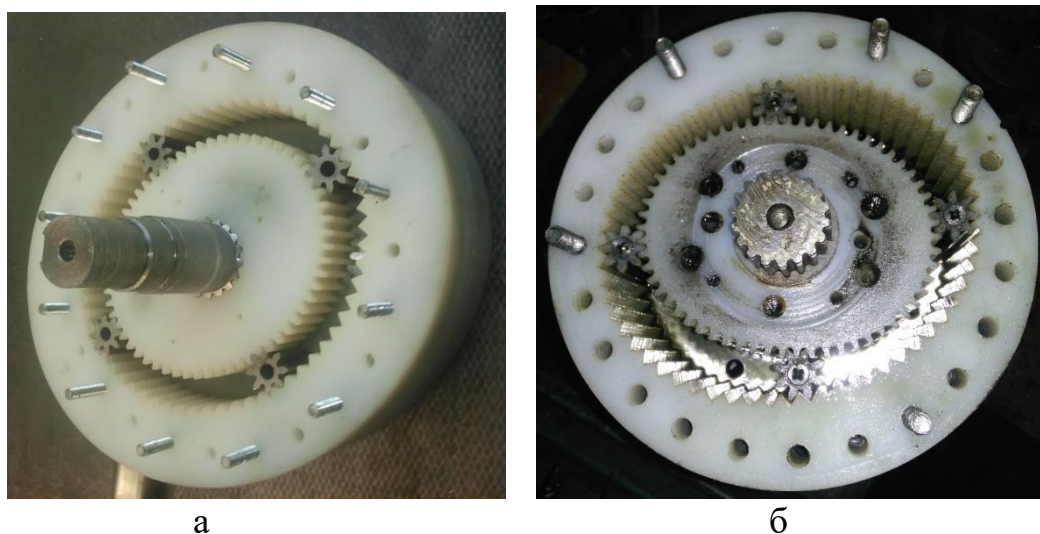


Рис. 99. ПРГМ $2 \times 2_f^k - R$

Ввиду того, что согласно расчетам (см. раздел 4.4.1) и эксперименту (см. раздел 5.2.2), нагрузочная способность полимерных зубьев невысокая, испытания проводились при давлении не выше $0,5 \div 0,7$ МПа ($5 \div 7$ атм).

5.3.1. Испытание двухступенчатой ПРГМ 2×2 в режиме масляного насоса

В данном эксперименте проверялась корректность геометрического расчета и сборки двухсекционной ПРГМ 2×2 (рис. 77).

Испытания (рис. 100) проводились в режиме масляного насоса. Измерялась производительность насоса и определялась ее зависимость от давления среды (рис. 101) и скорости вращения ротора (рис. 102).



Рис. 100. Испытания двухступенчатой ПРГМ 2×2 в режиме масляного насоса

При минимальном давлении (рис. 101) экспериментальная производительность получилась около $W_{\Sigma} = 0,26$ л. Расчетная производительность этого насоса:

$$W_{\Sigma} = \Delta S_W \cdot M \cdot N \cdot b \cdot 1,41 = 1350 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 34 \cdot 1,41 = 260000 \text{ мм}^3 (0,26 \text{ л}).$$

Таким образом, результат эксперимента соответствует расчету.

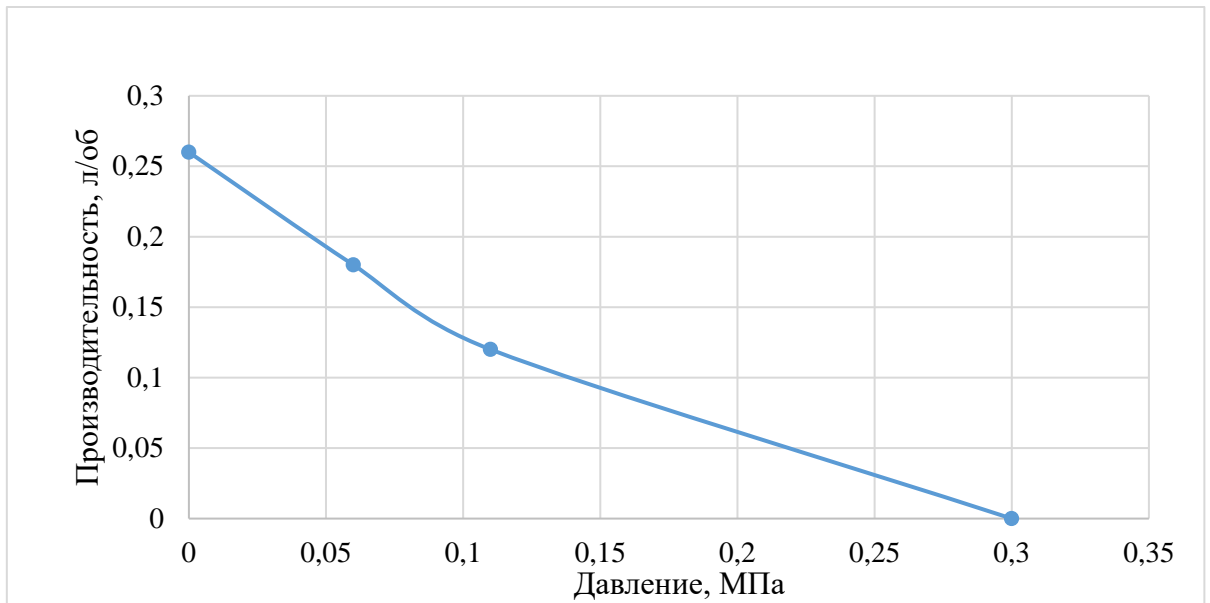


Рис. 101. Зависимость производительности от давления при числе оборотов ротора $n=20$ об/мин

Зависимость максимального давления, создаваемого насосом (при закрытом дросселе), от числа оборотов ротора показана на рис. 102. Замечаем, что упомянутое выше предельное давление $p=0,5$ МПа (5 атм.), достигается уже при оборотах $n=100$ об/мин. Это свидетельствует о достаточно высокой герметичности рабочих камер ПРГМ.

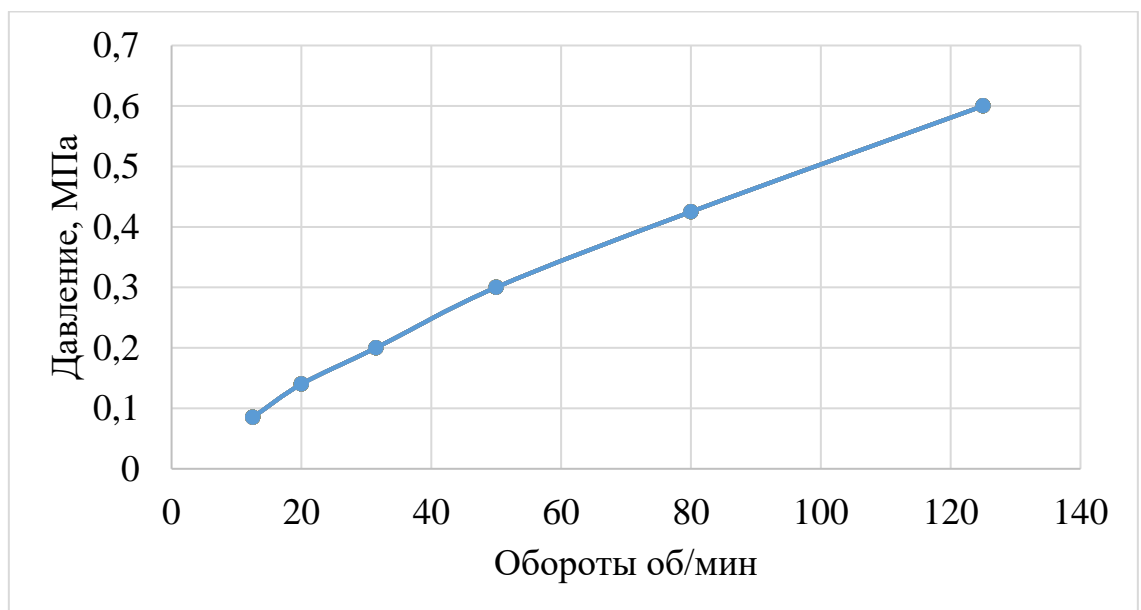


Рис. 102. Максимальное давление в зависимости от оборотов ротора

Экспериментально подтвержденный недостаток конструкции ПРГМ с ротором, выполненным из пластика, состоял в том, что по мере нагревания системы происходило нарастающее удлинение ротора, приводящее к увеличению потерь на трение по его торцам.

5.3.2. Испытание одноступенчатой ПРГМ 2×2 в режиме вакуумного насоса

Испытание одноступенчатой ПРГМ 2×2, выполненной по схеме, представленной на рис. 22, провели в режиме вакуумного насоса (рис. 103). Механизм насоса обильно смазывался маслом И-40А (ГОСТ 20799-88).



Рис. 103. Одноступенчатый вакуумный насос

Результаты испытаний приведены на рис. 104. Предельное значение вакуума $\vartheta \approx 0,65$ достигалось при $n \geq 800$ об/мин. Расчетная величина вакуума ϑ зависит от геометрической степени сжатия ε :

$$\vartheta = 1 - \frac{1}{\varepsilon} \quad (86)$$

Для одноступенчатой ПРГМ 2×2 $\varepsilon = 3,5$ (см. таблица 11), а расчетный вакуум $\vartheta = 0,71$ (прямая 4, рис. 104). Таким образом «потери» вакуума составляют только 8% (см. кривая 1 на рис. 104).

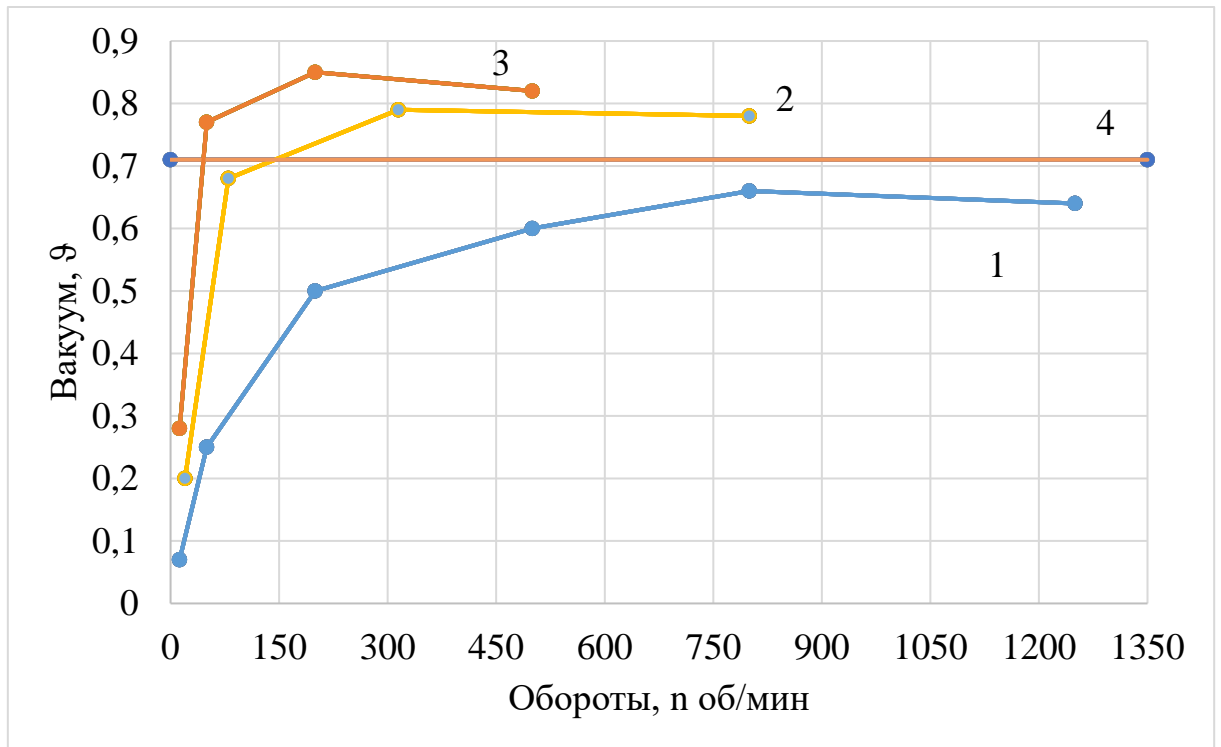


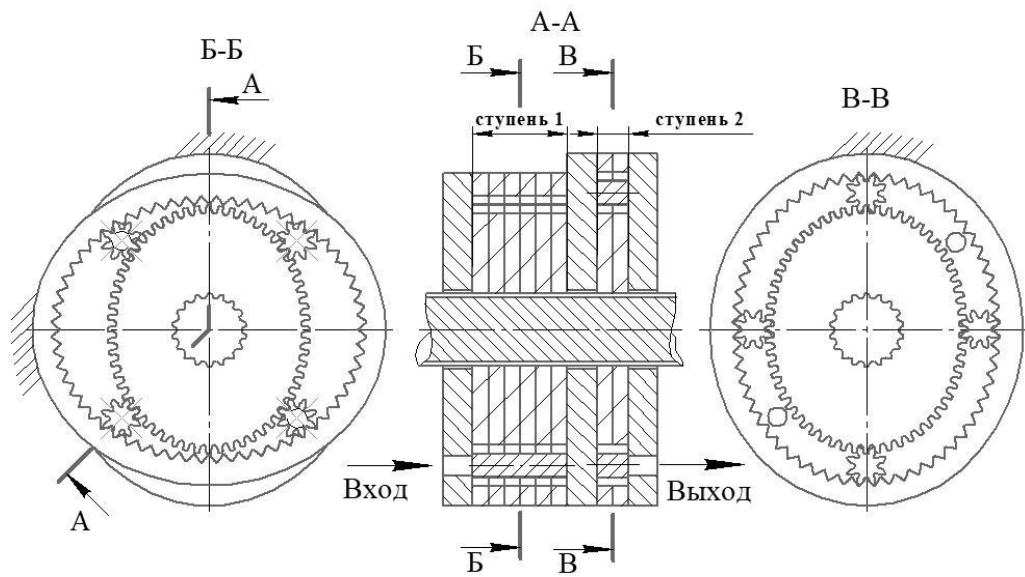
Рис. 104. Вакуум ПРГМ 2×2 в зависимости от оборотов ротора

Заметим, что уровень вакуума от $\vartheta=0,5$ уже востребован в ряде технических объектов: ассенизаторские машины, доильные установки, пылесосы и др. Тем не менее, полученный в эксперименте вакуум ниже значения $\vartheta=0,85$, которое обеспечивают вакуумные насосы – аналоги, например роторно-пластинчатого (шиберного) типа УВД [79], КО [78].

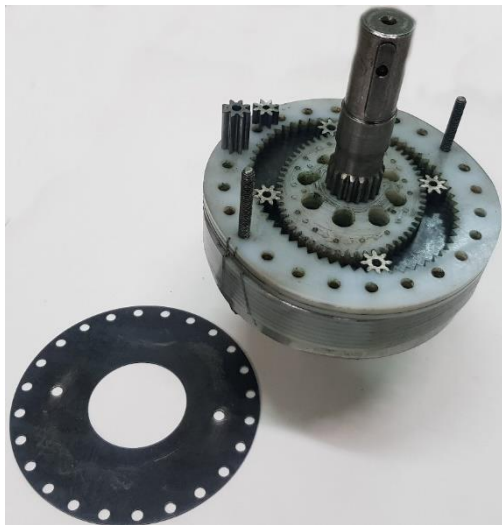
5.3.3. Конструкция и испытания двухступенчатого ПРГМ 2×2 в режиме вакуумного насоса

Конструктивные и технологические особенности ПРГМ позволяют почти без усложнения сделать насос 2×2 двухступенчатым (рис. 105). Такой насос был нами собран на базе одноступенчатого (односекционного) насоса 2×2. На общий шлицевый вал добавили вторую ступень тоньше в 2,5 раза (рис. 105 а). Вторая ступень состоит из укороченных сателлитов, меньшего количества дисков солнечного и эпициклических колес, вырезанных на лазере. При этом каналы остаются без изменений, а эпициклическое и солнечное колеса второй ступени

собраны в положениях, соответствующих методике, представленной выше (см. раздел 4.3.1).



а



б



в

а – схема; б – испытуемая модель; в – экспериментальная установка.

Рис. 105. Конструкция и испытания двухступенчатого вакуумного насоса 2×2

Испытания такого двухступенчатого насоса 2×2 проводили с маслом Вапр-50 (ТУ 0253-025-23693454-2009). Они показали максимальный вакуум 0,79 (кривая 2, рис. 104). Опыт повторили, переставив местами первую и вторую ступени (первая ступень стала короче второй). Максимальный вакуум получился 0,85 (кривая 3, рис. 104), что несколько выше, чем в предыдущем случае.

5.3.4. Анализ результатов испытаний моделей вакуумного насоса «2×2» и предложения по их промышленному внедрению

Испытания моделей вакуумных насосов, построенных на базе ПРГМ 2×2 показали, что по создаваемому разрежению подобные насосы пригодны для получения низкого, технического вакуума, широко применяемого, например, в коммунальных машинах. В отличие от применяемых в настоящее время шибберных вакуумных насосов в таких насосах отсутствуют высшие кинематические пары, работающие при больших скоростях и нагрузках. Это является предпосылкой для достижения высокой долговечности новых насосов. Лазерная технология изготовления основных деталей снижает затраты на технологическую подготовку производства.

В настоящее время совместно с предприятием АО «Курганавторемонт» разрабатывается усовершенствованная конструкция двухступенчатого ПРГМ 2×2. После необходимых испытаний предприятие намерено осваивать промышленное производство вакуумных насосов на базе ПРГМ. (см. приложение 2).

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана систематика схем объемных гидромашин, в частности ПРГМ, с позиции структуры кинематических цепей, ограничивающих рабочие камеры. Она определила место, занимаемое ПРГМ в ряду прочих объемных гидромашин. Усовершенствована классификация структурных схем собственно ПРГМ, что позволило перечислить все возможные четырехзвенные ПРГМ с числом волн, не превышающим число 8. На основании этой классификации выявлен ряд новых схем гидромашин с плавающими сателлитами, защищенных патентами РФ.

2. Существующая методика геометрического проектирования зубчатых звеньев ПРГМ, включающая этапы: получения центровых траекторий сателлитов; определения положений сателлитов на этих траекториях; получения профилей центральных колес, усовершенствована в двух пунктах: 1) для выбора показателя k «некруглости» траектории центральной точки сателлита выведена аналитическая зависимость и предложена упрощенная аппроксимирующая формула, связывающая величину этого коэффициента с допустимым углом α давления в зацеплении; 2) на этапе определения угловых положений сателлитов для определения коэффициентов ξ выведены аналитические формулы. Оба усовершенствования исключили необходимость промежуточных графических построений.

3. Разработаны упрощенные методики расчетов различных схем ПРГМ по важнейшим критериям: производительность, площадь сечений каналов. Проведен сравнительный анализ схем по критериям: производительность; пульсация потока; геометрическая степень сжатия; площадь сечений каналов; предельное давление среды; механический КПД. Установлено, что наиболее подходят для использования в качестве насосов для несжимаемых жидкостей и гидродвигателей схемы 4×6 , 6×8 , а для пневмомашин, в частности, вакуумных насосов схемы 2×3 , 3×4 , 2×2 , 3×3 . Механический КПД мало зависит от схемы ПРГМ. Предельное давление среды ограничено прочностью зубьев, которая в большей степени зависит от их материала и в меньшей степени – от схемы ПРГМ.

Для любых сталей при неограниченно-длительном времени работы машины это давление не может превышать 10 МПа. Указываемые польской фирмой «Гидромех» давление 25 МПа может быть достигнуто только на предельно упрочненных сталях и работе на ограниченном ресурсе.

4. Разработаны конструкции ПРГМ, адаптированные к применению лазерной технологии. Доказано, что собранные в пакет зубчатые диски, например, толщиной 2 мм, практически не снижают прочность зубчатых колес гидромашины. Предложены конструкции, обеспечивающие снижение пульсации потока рабочей среды.

5. Проведенные экспериментальные исследования и стендовые испытания гидромашин подтвердили принципиальную работоспособность новых схем ПРГМ и корректность разработанной методики геометрического расчета некруглых зубчатых звеньев. Пакетная, лазерная технология изготовления зубчатых колес из стали и полимеров обеспечивает приемлемую герметичность рабочих камер. Предельное давление среды, которое выдержали стальные зубья при кратковременных испытаниях, более чем в 3 раза превышает расчетное давление, соответствующее длительной работе ПРГМ. Зубчатые колеса из пластика при кратковременных испытаниях также выдержали расчетное давление среды, но при длительных испытаниях термическое расширение пластикового ротора приводило к существенному увеличению трения по его торцам.

6. Предложенная в результате исследования принципиальная конструкция двухступенчатого вакуумного насоса 2×2, обеспечившая вакуум 0,85, принята к доработке и внедрению на предприятии АО «Курганавторемонт».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Biing-Wen Bair Computerized tooth profile generation of elliptical gears manufactured by shaper cutters / Biing-Wen Bair // Journal of Materials Processing Technology, 2002. № 122. P. 139–147.
2. Chao Lin Geometric design and kinematics analysis of coplanar double internal meshing non-circular planetary gear train / Chao Lin, Xiguang Xia and Peilu Li // Advances in Mechanical Engineering 2018, Vol. 10(12). P. 1-12. DOI: 10.1177/1687814018818910 journals.sagepub.com/home/ade.
3. Danieli G.A. New developments in variable radius gears using constant pressure angle teeth / G.A. Danieli, D Mundo // Mechanism and Machine Theory, 2005. №40. P. 203–217.
4. Doric J. One approach for modelling intermittent motion mechanism with noncircular gears / J. Doric, I Klinar, M Doric // Machine design, 2011. Vol. 3, No. 2. P. 121-126.
5. Elali N. Non-circular gear design, elliptical gears as an example / N. Elali, N. Yildirim, F. Erdogan, B. Karba, B. Sahin // Ejons VI – International conference on mathematics – engineering – natural & medical sciences, ISBN 978-605-7923-58-5, 2019. P. 624-641.
6. Hasse T. Über die vielfältigen Möglichkeiten, unrunde Zahnräder für typische Getriebeaufgaben der Technik optimal auszulegen. [Эл. ресурс] / Т. Hasse – Режим доступа: http://www.optimasimula.de/downloads/moeglichkeiten_unrundraeder.pdf (дата обращения: 2.12.2019).
7. Jian Gang Li Numerical computing method of noncircular gear tooth profiles generated by shaper cutters / Jian Gang Li, Xu Tang Wu, Shi Min Mao // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007. Vol. 33. Issue 11–12. P. 1098–1105.
8. Karassik I.J. Pump Handbook / I.J. Karassik [etc]. – Printed in the United States of America, New York, 2001. 1789 p.

9. Kinematic Models for Design. Digital Library. Cornell University College of Engineering. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://kmoddl.library.cornell.edu/> (дата обращения 25.11. 2019).
10. Krawiec P. Profile design of noncircular belt pulleys / P. Krawiec, A. Marlewski // Journal of theoretical and applied mechanics 54, 2, Warsaw, 2016. P. 561-570. DOI: 10.15632/jtam-pl.54.2.561.
11. Laczik B. Design and Manufacturing of Non-Circular Gears by Given Transfer Function [Электронный ресурс] / B Laczik. – Режим доступа: <http://www.hexagon.de/pdf/noncgear.pdf> (дата обращения: 26.11.2019).
12. Laczik B. Design of Profile of the Non-Circular Gears [Электронный ресурс] / B. Laczik – Режим доступа: <https://ru.scribd.com/document/379891740/Book-Abt-Gears-2> (дата обращения: 26.11.2019).
13. Laczik B. Involute Profile of Non-Circular Gears, Institute of Mechanical Engineering [Электронный ресурс] / B. Laczik. – Режим доступа: <http://manuals.chudov.com/Non-Circular-Gears.pdf> (дата обращения: 2.12.2020).
14. Litvin F.L., Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory / F.L. Litvin, A. Fuentes. – second edition, Cambridge university press, New York, 2004. 800 p.
15. Lozzi A. Non-circular gears--graphic generation of involutes and base outlines/ A. Lozzi // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2000; 214:411. P. 411 – 422. doi: 10.1243/0954406001523074.
16. Marius V. Technologies for Non-Circular Gear Generation and Manufacture / V. Marius, A. Laurenția // The Annals “DUNĂREA DE JOS” of galați, fascicle V, technologies in machine building, 2010. P. 167-172.
17. Medvecká-Beňová S. Designing pitch curves of non-circular gears / S Medvecká-Beňová // Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport // 2018, 99, 105-114. ISSN: 0209-3324. DOI: <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2018.99.10>.
18. Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears / D Mundo // Mechanism and Machine Theory, 2006. № 41. P. 456–472.

19. Mundo D. Use of the Non-Circular Gear in Pressing Machine Driving Systems. / D Mundo, G.A. Danieli // In: IASME Transactions I, 2004. No. 1. P. 7-11.
20. Niculescu M. Meshing analysis in case of noncircular gears designed for the nails forming kinematics optimization / M. Niculescu, L. Andrei // The annals of «Dunarea de jos» university of galati fascicle V, technologies in machinebuilding, ISSN 1221-4566, 2016. P. 51-58.
21. Parambath J. Industrial hydraulic systems: theory and practice / J. Parambath – Universal-publisher, Boca Raton, Florida, 2016. 627 p.
22. Sałacinski T. Technological aspect in manufacture of non-Circular gears / T. Sałacinski, A. Przesmycki and T. Chmielewski // Appl. Sci. 2020, 10, 3420; doi:10.3390/app10103420.
23. Shinn-Liang Chang Computerized tooth profile generation and undercut analysis of noncircular gears manufactured with shaper cutters / Shinn-Liang Chang, Chung-Biau Tsay // Journal of Mechanical Design, 1998. Vol. 120/95. P. 92-99.
24. Shinn-Liang Chang Mathematical model and undercutting analysis of elliptical gears generated by rack cutters / Shinn-Liang Chang, Chung-Biau Tsay, Long-Iong Wu. // Mech. Math. Theory, 1996. Vol. 31, No. 7. P. 879-890.
25. Smirnov V.V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines / V.V. Smirnov, G.U. Volkov // Journal of Physics: Conference Series 1210, 012131 – 2019.
26. Vanegas-Useche L.V.; Abdel-Wahab, M.M. & Parker, G.A. A new noncircular gear pair to reduce shaft accelerations: A comparison with sinusoidal and elliptical gears / L.V. Vanegas-Useche, M.M. Abdel-Wahab & G.A. Parker // DYNA 83 (198), 2016. P. 219-227.
27. Volkov G. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. / G. Volkov, V. Smirnov // MATEC Web of Conferences. ICMTMTE 2018 – 2018. vol. 224. no. 02083.
28. Volkov G.Yu. Geometric Synthesis of the Planetary Mechanism for a Rotary Hydraulic Machine / G.Yu. Volkov, D.A. Kurasov, M.V. Gorbunov // Russian Engineering Research.2018, Vol. 38, no. 1. P. 1–6.

29. William C. Smith The math of noncircular gearing / William C. Smith – Gear Technology, 2000. P. 18-21.
30. Zarebski I. Designing of non-circular gears / I. Zarebski, T. Salacinski // The archive of mechanical engineering, 2008. Vol. LV. Number 3. P. 275–292.
31. Аксиальный поршневой насос. Серия PV. [Электронный ресурс] / Каталог Parker – Режим доступа: https://www.everest-74.ru/files/motor/PV_45.pdf (дата обращения: 11.11.2020).
32. Альшиц И.Я. Проектирование деталей из пластмасс. Справочник / И.Я Альшиц, Б.Н Благов. – 2-е изд., перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977. – 215с.
33. Ан И-Кан Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин: дис. ... д-ра техн. наук. Томск, 2001. – 236 с.
34. Ан И-Кан Центроиды некруглых колес планетарных механизмов роторных гидромашин / Ан И-Кан // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 3-6.
35. Ан И-Кан Эвольвентные профили зубьев некруглых колес / Ан И-Кан, А.Е. Беляев // Автоматизация и прогрессивные технологии. Труды II межвузовской отраслевой научно-технической конференции. Новоуральск: НПИ, 1999. Ч.2. С. 112-114.
36. Ан И-Кан, Беляев А.Е. Синтез планетарных передач применительно к роторным гидромашинам / Ан И-Кан, А.Е. Беляев – Новоуральск: НПИ, 2001. 91 с.
37. Артоболевский И.И. Гидравлические и пневматические механизмы / И.И. Артоболевский: Т. VII – 2-е изд., переработанное. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981, – 784 с.
38. Башта Т.М. Гидравлика, гидромшины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта [и др]. – 4-е изд. – М: «Издательский дом Альянс», 2010. – 423 с.

39. Болотовский И.А. Справочник по геометрическому расчёту эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский [и др]. –2-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. – 448 с.
40. Волков Г.Ю. Повышение надежности и снижение пульсации расхода планетарных роторных гидромашин с последовательно соединенными секциями / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2018. Том 19, № 9 (218)– С. 387–390.
41. Волков Г.Ю. Повышение производительности планетарных роторных гидромашин путем последовательной сборки однотипных секций / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2018. № 5. С. 195-200.
42. Волков Г.Ю. Пути снижения остаточных объемов в планетарных роторных гидромашинах с плавающими сателлитами / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов, Д.В. Фадюшин // Сборка в машиностроении, приборостроении. Москва. – 2020. № 02 – С. 86–90.
43. Волков Г.Ю. Расчет относительной производительности планетарных роторных гидромашин / Г.Ю. Волков В.В. Смирнов, М.В. Горбунов // Вестник Курганского государственного университета. Курган. – 2017. – №2 . – С. 28-31.
44. Волков Г.Ю. Динамические условия повышения структурной устойчивости рабочего механизма планетарно-роторной гидромашин / Г.Ю. Волков, Д.В. Фадюшин // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2020. № 10 (283). С. 33-39. DOI: 10.14489/hb.2020.10.pp.033-039
45. Волков Г.Ю. Инженерный метод геометрического синтеза планетарного механизма роторной гидромашин / Г.Ю. Волков, Д.А. Курасов, М.В. Горбунов // Научно-технический и производственный журнал «Вестник машиностроения». – Москва: Изд-во «Инновационное машиностроение», 2017. № 10. С. 10–15.
46. Волков Г.Ю. Кинематические и функциональные особенности объемных гидромашин с планетарным движением ротора и сателлитов / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Вестник Курганской ГСХА. Курган. – 2017. № 3(23) С. 61-65.

47. Волков Г.Ю. Классификация схем объемных гидромашин по типам плоских кинематических цепей, ограничивающих их рабочие камеры / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Научно-технический и производственный журнал «Вестник машиностроения». – Москва: Изд-во «Инновационное машиностроение», 2021. № 1 – С. 20-27.
48. Волков Г.Ю. Методика геометрического расчета и профилирования зубчатых венцов планетарной роторной гидромашин / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов, М.В. Горбунов // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 9 (258). С. 32-37.
49. Волков Г.Ю. О видах кинематических пар однократного соприкосновения. Теория механизмов, прочность машин и аппаратов: Сб. науч. Тр. / Г.Ю. Волков – Курган: Изд-во Курганского гос. университета, 1997. – С. 41 – 49.
50. Волков Г.Ю. Параметрические соотношения в планетарных механизмах для гидрообъемных машин / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Вестник Курганского государственного университета. – Серия «Технические науки». Курган. – 2010. № 17. С. 3-5.
51. Волков Г.Ю. Синтез центроид планетарных роторных гидромашин по заданному углу «невыпадения» сателлитов / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 4. С. 6-11.
52. Волков Г.Ю. Систематика механизмов объемных гидромашин, построенных на базе замкнутых центроидных контуров / Г.Ю. Волков, В.В. Смирнов // Научно-технический и производственный журнал «Вестник машиностроения». – Москва: Изд-во «Инновационное машиностроение», 2018. – С. 44–50.
53. Горбунов М.В. Выявление оптимального числа волн планетарной роторной гидромашин по критерию производительности / М.В. Горбунов, В.В. Смирнов // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Ижевск. – 2017. № 2 (20). С. 35-37.
54. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. М., 1972. 43 с.
55. ГОСТ 17398-72. Насосы. Термины и определения. М., 1973. 35 с.

56. ГОСТ 19274-73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии. М., 1975. 64 с.
57. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М., 1989. 129 с.
58. Доброгурский С.О. Механизмы: справочное руководство / С.О. Доброгурский, Ф.А. Соколов, Е.И. Захарова // М.: государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1942. – 303 с.
59. Епишко М.А. Осевые вертикальные насосы типов ОВ и ОПВ / М.А Епишко, М.И. Кузнецова // Каталог. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1983 – 26 с.
60. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальности вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов // Изд. 9-е, испр. – М.: Высш. шк., 2005. – 408 с.
61. Интернет-магазин «220 Вольт». [Электронный ресурс] / ООО «Торговый дом Северо-западный» – Режим доступа: <https://kurgan.220-volt.ru/catalog/kompressory-porshnevye/> (дата обращения: 11.11.2020).
62. Калекин В.С. Гидравлика и теплотехника : учеб. пособие / В.С. Калекин, С.Н. Михайлец // Омск : Изд-во ОмГТУ, 2007. 320 с.
63. Каталог продукции ООО «АксесГидро». [Эл. ресурс] – Режим доступа: <https://accesshydro.ru/upload/iblock/abe/abe670a1f204aac8c249da6701b6655f.pdf> (дата обращения: 11.11.2020).
64. Каталог продукции ООО «Пневмакс». [Эл. ресурс] – Режим доступа: <https://www.pneumax.ru/upload/iblock/292/292e194abacbf4975ae70d988b649405.pdf> (дата обращения: 11.11.2020).
65. Каталог продукции ООО «Ростовский завод «Энергоагрегат». [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.rzea.ru/katalog.pdf> (дата обращения: 12.11.2020).
66. Каталог продукции Челябинского компрессорного завода. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.chkz.ru/files/katalogi/katalog-produkcii-2020.pdf> (дата обращения: 11.11.2020).

67. Киреев С.О. Расчет параметров зубьев для изготовления овалный шестерен / С.О. Киреев, Ю.В. Ершов, Н.А. Падалко // Известия ВУЗов. Северо-Кавказский регион. Технические науки № 1, 2010. С. 76-78.
68. Крайнев А.Ф. Словарь справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
69. Курасов Д.А. Разработка и исследование зубчатых эксцентриковых подшипников и механизмов, построенных на базе: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Д.А. Курасов. – Курган, 2008. – 134 с.
70. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: приложение №11 / О.П. Леликов // Справочник. Инженерный журнал. 2000. № 11.
71. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса / Ф.Л. Литвин. – изд. МАШГИЗ, Москва-Ленинград, 1956. 218 с.
72. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: - Наука - 1968, 584 стр.
73. Лобачев П.В. Насосы и насосные станции : учебник для техникумов / П.В. Лобачев – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1983. – 191 с.
74. Малышев А.П. Кинематика механизмов / А.П. Малышев – М.: Гизлегпром, 1933. – 467 с.
75. Межецкий Г.Д. Сопротивление материалов: учебник / Г.Д. Межецкий [и др]. – 5-е изд., - М. 2016.- 432с.
76. Мирчук М.А. Получение семейства кривых и огибающих в системе Компас-3D / М.А. Мирчук, Д.А Курасов, В.А. Голованев // Вестник Курганского государственного университета. – Серия «Технические науки». – Вып. 11 № 3 (42). –Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2016. – С. 120–122.
77. Михайлов А.К., Ворошилов В.П. Компрессорные машины: учебник для вузов / А.К. Михайлов, В.П. Ворошилов. – М.: Энергоатомиздат, 1989. 288с.
78. Насосы вакуумные КО ООО «Челябинский машиностроительный завод». . [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://chmz.org/elementy-tehniki/pumps/nasos-vakuumnyy-ko-505/> (дата обращения: 12.11.2020).

79. Насосы вакуумные УВД 10.000А, УВД 20.000 ОАО «Кургансельмаш». [Эл. ресурс] – Режим доступа: <http://www.ksm45.narod.ru/catalog/dust/uvd10000.html> (дата обращения: 12.11.2020).
80. Насосы центробежные типов СМ для сточных масс и агрегаты электронасосные на их основе [Электронный ресурс] / Руководство по эксплуатации – Режим доступа: <https://deodv.ru/d/3000/d/sm.pdf> (дата обращения: 11.11.2020).
81. Орлов Ю.М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет / Ю.М. Орлов – М.: Машиностроение, 2006. – 223 с.
82. Официальный сайт Википедия. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Компрессор> (дата обращения: 11.11.2020).
83. Официальный сайт завода HYDROMECH. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://hydromechsa.pl/pl/> (дата обращения: 28.11.2019).
84. Официальный сайт компании ООО «Завод Профессиональных Конструкторских Решений» (Завод «ПКР»). [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://zavodpkr.ru/price> (дата обращения: 5.10.2020).
85. Официальный сайт компании ООО «Новаметалл Трейд». [Эл. ресурс] – Режим доступа: https://novametcom.ru/uslugi/rezka_metalla/elektroerozionnaya-rezka/ (дата обращения: 5.10.2020).
86. Официальный сайт компании ООО «Промекс». [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://promexcut.ru/gidroabrazivnaya-rezka> (дата обращения: 5.10.2020).
87. Официальный сайт компании ООО «ТСК Индустрия». [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://tskcorp.ru/metalloobrabotka/electroerozionnaya/> (дата обращения: 5.10.2020).
88. Официальный сайт национальной библиотеки Испании. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://leonardo.bne.es/index.html> (дата обращения: 5.12.2019).

89. Официальный сайт производства GEARX. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.gearandrack.com> (дата обращения: 2.11.2019).
90. Официальный сайт производственного предприятия «Риваль Лазер». [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.rival-laser.ru/service/lazernaya-rezka/kurgan> (дата обращения: 5.10.2020).
91. Падалко А.П. Зубчатая передача с некруглым колесом / А.П. Падалко, Н.А. Падалко // Теория Механизмов и Машин. 2013. № 2. Том 11. С. 89–96.
92. Падалко Н.А. Компьютерное моделирование процесса нарезания некруглых зубчатых колес / Н.А. Падалко // Известия ВУЗов. Северно-кавказский регион. Технические науки. 2003. № 1. С. 62–64.
93. Пат CN 101463792 Китай, МПК F03 C2/00. Low-speed high-torque hydraulic motor of non-circular gear epicyclic gear train / Jian Dong Xutang Wu – № 20081098077; заявл. 26.05.2008; опубл. 23.03.2011; – 38 с.
94. Пат. CN 104389734 Китай: МПК F03 C2/08. Outer rotor noncircular bevel gear hydraulic motor / Nan Xinghui, Hua Lin, Zheng Fangyan – № CN201410479046; заявл. 18.09.2014; опубл. 4.03.2015; – 14 с.
95. Пат. CN 101586523 Китай: МПК F01C 1/10; F03C 2/00; F04C 2/10. Noncircular planetary gear hydraulic motor / Menghe Zhang, Kaichao Zhang Jicheng Liang – № CN200910117059; заявл. 30.06.2009; опубл. 25.11.2009; – 17 с.
96. Пат. CN 103769690 Китай, МПК B23F 15/02. Method for slotting non-circular gear at equal rotating angle relative to gear blank by slotting cutter / Liu Youyu. – № CN201410036223A; заявл. 24.01.2014; опубл. 7.05.2014; – 15 с.
97. Пат. CN 105020092 Китай: МПК F03C 2/08. Special-shape gear emulsion motor / Xie Yong, Xu Liangcai. – № CN201510424942; заявл. 16.07.2015; опубл. 4.11.2015; – 5 с.
98. Пат. CN 105782155 Китай: МПК F15B 15/08. Light emulsified liquid motor / Yuan Yongzhuang, Wang Huilong – № CN201610231034; заявл. 14.04.2016; опубл. 20.07.2016; – 8 с.
99. Пат. CN 106624190 Китай, МПК B23F 15/02; B23F 5/16. Machining method for continuously generating non-circular gear into gear shaping / Gao Ting, Han Jiang,

Li Dazhu, Tian Xiaoqing, Xia Lian. – № CN201710050721A; заявл. 23.01.2017; опубл. 10.05.2017; – 15 с.

100. Пат. CN 1077244 Китай, МПК F01C 1/113; F03C 2/08. Hydraulic motor for non-circular epicyclic train / Jian Dong Xutang Wu – № 20081098077; заявл. 26.05.2008; опубл. 23.03.2011; – 38 с.

101. Пат. CN 1563674 Китай, МПК F01C 1/113; F03C 2/00; F04C 2/113. Noncircular gear planetary gear train hydraulic motor / Wu Xutang, Pan Feng, Chen Guoqiang – № CN2004129618; заявл. 29.03.2004; опубл. 12.01.2005; – 12 с.

102. Пат. CN 201521441 Китай: МПК F04C 2/10. Inner curve planetary gear pump / Zhenhui Luan – № CN200920269870U; заявл. 1.11.2009; опубл. 7.07.2010; – 6 с.

103. Пат. CN 202402575 Китай, МПК F16H 1/32; F16H 55/17. Non-circular planetary gear mechanism / Wei Xu – № 20112557958U; заявл. 28.12.2011; опубл. 29.08.2012; – 11 с.

104. Пат. CN 2069495 Китай, МПК F04C 2/113. Non-circular gear planet variable capacity hydraulic device / Shubo Wang, Jinhai Huo, Qiuli Zhao – № 19902008663U; заявл. 11.06.1990; опубл. 16.01.1991; – 18 с.

105. Пат. CN 2163887 Китай, МПК F03 C2/113. Non-round planetary low-speed large-torque hydraulic motor / Jiansheng Li, Huamin Li – № CN19932021257U; заявл. 12.08.1993; опубл. 4.05.1994; – 10 с.

106. Пат. CN 2375801 Китай, МПК F15B 15/08. Non-circular gear train hydraulic motor / Dou Lihong, Li Chunjiang, Luo Diesheng – № CN1998200728U; заявл. 23.01.1998; опубл. 26.04.2000; – 7 с.

107. Пат. DE 1297620 Германия: МПК F02B 53/00. Rotations-Kolbenmaschine / Dorer, Paul Egon – № DE 1963D040631; заявл. 5.01.1963; опубл. 19.06.1969; – 5 с.

108. Пат. DE 3542913 Германия, МПК F01C 1/10; F03C 2/08. Umlaufnockenmotor, insbesondere als hydraulischer motor / Sieniawski Bohdan, Potulski Jerzy, Sieniawski Dariusz – DE19853542913; заявл. 04.12.1985; опубл. 10.07.1986; – 10 с.

109. Пат. GB 1158638 Великобритания: МПК F01C 1/04, G01f 1/00. Rotary positive-displacement fluid-driven, motors, fluid pumps, meters or the like /

Halliwell John Arthur, Turnbull David Eric; Read Alec George. – № GB19660038542; заявл. 27.08.1966; опубл. 16.07.1969. – 10 с.

110. Пат. JPH 1113639 Япония, МПК F04C 2/10; F03C 2/08; F04C 2/113. Planetary cam type fluid pressure device / Ishizaki Yoshikimi – № JP19970168545; заявл. 25.06.1997; опубл. 19.01.1999; – 8 с.

111. Пат. RU 2172851 РФ: МПК F02B 53/06; F02B 55/16. Роторно-поршневой двигатель с впрыском топлива / Мясищев С.Ф. – № RU20000101339/06; заявл. 17.01.2000; опубл. 27.08.2001; – 3 с.

112. Пат. RU 2278980 РФ: МПК F01C 3/00; F01C 3/08; F02B 53/00. Роторная объемная машина Вихрова / Вихров И.С. – № RU20040138203/06; заявл. 27.12.2004; опубл. 27.06.2006, Бюл. №18; – 17 с.

113. Пат. RU 2560647: МПК F04C 18/02. Спиральный компрессор / Катоу Кацуми (JP), Сакае Сатору (JP) – № RU2014115677/06; заявл. 20.09.2012; опубл. 20.08.2015, Бюл. №23; – 22 с.

114. Пат. RU 2686432 РФ, МПК F01C 1/14; F04C 2/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю. – №2017143717; заявл. 13.12.2017; опубл. 25.04.2019. Бюл. № 12; – 21 с.

115. Пат. RU 104645 РФ, МПК F04B 19/20; F04C 2/08. Шестеренная гидромашина / Волков Г.Ю., Смирнов В.В. – № RU20100144722/06; заявл. 1.11.2010; опубл. 20.05.2011. Бюл. № 14; – 19 с.

116. Пат. RU 108507 РФ, МПК F04C 2/00; F04C 18/00. Гидромашина / Волков Г.Ю., Смирнов В.В. – № RU20110114632/06; заявл. 13.04.2011; опубл. 20.09.2011. Бюл. № 26; – 18 с.

117. Пат. RU 135021 РФ МПК F04C 2/08; F04C 2/14. Роторная гидромашина. / Волков Г.Ю., Курасов Д.А., Смирнов В.В.; Курганский государственный университет. – № 2012151086; заявл. 28.11.2012; опубл. 27.11.2013, Бюл. № 33.

118. Пат. RU 144306 РФ, МПК F04C 2/08; F04C 2/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю., Курасов Д.А. – № RU20140113740U; заявл. 8.04.2014; опубл. 20.08.2014. Бюл. № 23; – 20 с.

119. Пат. RU 2116513 РФ, МПК F04C 2/08; F03C 2/08. Шестеренная гидромашина с промежуточными телами / Ан И-Кан – № RU97101427/06; заявл. 30.01.1997; опубл. 27.07.1998; – 5 с.
120. Пат. RU 2137943 РФ, МПК F04C 2/08. Роторная гидромашина / Ан И-Кан – № RU19980115670; заявл. 17.08.1998; опубл. 20.09.1999; – 5 с.
121. Пат. RU 2149281 РФ, МПК F04C 2/08. Роторная гидромашина / Ан И-Кан – № 19980120533; заявл. 13.11.1998; опубл. 20.05.2000; – 5 с.
122. Пат. RU 2177390 РФ, МПК B23F 15/20; B23F 5/22. Зубофрезерный станок с гидравлическими связями для нарезания некруглых зубчатых колес / Ванин В.А., Жирняков В.В., Евлампиев С.В. – № 99126712/02; заявл. 20.12.1999; опубл. 27.12.2001. – 4 с.
123. Пат. RU 2442907 РФ, МПК F04C 2/08. Шестеренная гидромашина / Волков Г.Ю., Смирнов В.В. – № RU2010138757/06; заявл. 20.09.2010; опубл. 20.02.2012. Бюл. № 5; – 14 с.
124. Пат. RU 2476725 РФ, МПК F04C 2/08 F04C 2/324. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю. – № RU2011117661; заявл. 3.05.2011; опубл. 10.11.2012. Бюл. №31; – 16 с.
125. Пат. RU 2513057 РФ, МПК F04C 2/08; F04C 2/14 Роторная гидромашина / Волков Г.Ю. – № RU20120129487; заявл. 11.07.2012; опубл. 20.04.2014. Бюл. № 11; – 14 с.
126. Пат. RU 2687189 МПК F04C 2/14, F01C 1/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю. – № RU2018104151; заявл. 2.02.2018; опубл. 7.05.2019. Бюл. № 13; – 17 с.
127. Пат. SU 1064044 СССР: МПК F04C 2/04. Объемная машина Исина / Гаджимурадов И.М. – № 3291401/25-06; заявл. 15.05.1981; опубл. 30.12.1983, Бюл. №48; – 4 с.
128. Пат. SU 1772416 СССР, МПК F04B 19/20. Объемный насос / Потапов В.А., Потапов Н.А., Потапов А.А. – № 4838868; заявл. 27.04.1990; опубл. 30.10.1992. Бюл. № 40; – 2 с.

129. Пат. SU 1783147 СССР, МПК F04B 19/20; F04B 21/04. Насос / Потапов Н.А. – № 4884307; заявл. 12.11.1990; опубл. 23.12.1992. Бюл. № 47; – 2 с.
130. Пат. SU 1830310 СССР, МПК B23F 15/20. Зубодолбежный станок для нарезания некруглых зубчатых колес / Подалко А.П., Подалко Н.А. – № 4897574; заявл. 6.11.1990; опубл. 30.07.1993. Бюл. № 28; – 3 с.
131. Пат. SU 699229 СССР: МПК F04C 1/06. Шестеренная гидромашина / Костиков Н.И., Назаров И.И., Мосьпан М.Ф. – № 1603723; заявл. 29.12.1970; опубл. 25.11.1979. Бюл. № 43; – 3 с.
132. Пат. SU 861734 СССР: МПК F01C 2/06. Шестеренная гидромашина внутреннего зацепления / Костиков Н.И., Назаров И.И., Доронин Н.Ф. – № 2566490; заявл. 9.01.1978; опубл. 7.09.1981. Бюл. № 33; – 4 с.
133. Пат. US 1087735 США, МПК F01C 1/32. Rotary engine / Dock Herman – № UST1087735; заявл. 18.04.1913; опубл. 17.02.1914; – 7 с.
134. Пат. US 1700038 США: МПК F01C1/44. Rotary engine, pump, meter, and the like / E Feuerheerd – №. US19270237910; заявл. 5.12.1927; опубл. 22.01.1929; – 10 с.
135. Пат. US 2097881 США: МПК F01C 1/24. Rotary engine / M.S. Hopkins – № US19350051644; заявл. 26.11.1935; опубл. 02.11.1937; – 8 с.
136. Пат. US 2988008 США: МПК F02B 53/00; F02B 75/02. Rotary piston machines / F. Wankel – № US19570638127; заявл. 4.02.1957; опубл. 13.06.1961; – 3 с.
137. Пат. US 3207425 США: МПК F02B 53/00. Rolling body engine with multiple rotors / P.M. Morse – № US19650441718; заявл. 22.03.1965; опубл. 21.09.1965; – 10 с.
138. Пат. US 3439654 США: F02B 55/00; F01C 1/08 Positive displacement internal combustion engine / D.K. Campbell, Jr. – № USD3439654; заявл. 10.10.1967; опубл. 22.04.1969; – 5 с.
139. Пат. US 3852002 США, МПК F03C 2/08; F03C 2/22; F04C 18/10; F04C 2/10; F01C 1/42; F03C 3/00; F04C 1/16. Gyrating-cam engine, particularly as a hydraulic engine / Sieniawski B. – № US19720310077; заявл. 28.11.1972; опубл. 3.12.1974; – 5 с.

140. Пат. US 4224016 США: МПК F01C 1/12; F01C 1/18; F01C 1/20; F04C 18/18; F04C 18/20. Rotary positive displacement machines / Brown Arthur – № US19780946320; заявл. 27.09.1978; опубл. 23.09.1980; – 10 с.
141. Пат. US 4229152 США, МПК F01C 1/08; F16H 3/44. Epicyclic gear system and driving means therefor / Charles K. Wojcik (Саудовская Аравия) – № 873179; заявл. 30.01.1978; опубл. 21.10.1980; – 7 с.
142. Пат. US 5149256 США: МПК F01C 1/08; F01C 1/12. Rotary, positive displacement machine with specific lobed rotor profile / Schmitz Lothar – № US19910691495; заявл. 25.04.1991; опубл. 22.09.1992; – 9 с.
143. Пат. US 6230823 США, МПК E21B 4/02; F03C 2/08; F04B 47/08; F04C 2/14. Downhole motor / Dariusz Sieniawski. – № US19980185420; заявл. 3.11.1998; опубл. 15.05.2001; – 8 с.
144. Пат. US 801182 США: МПК F01C 1/02. Rotary engine / L. Creux – № US19050267091; заявл. 26.06.1905; опубл. 3.10.1905; – 9 с.
145. Пат. WO 0166948: МПК F04C 2/10; F04C 2/08; F03C 2/08; F04C 2/22; F04C 2/08; F04C 2/10. A positive-displacement machine of gear type / Zhang Quan – № WO2001CN00315; заявл. 6.03.2000; опубл. 13.09.2001; – 21 с.
146. Пат. CN 103362731 Китай, МПК F03C 2/08. Valve plate of square and hexagon type non-circular gear planetary gear train hydraulic motor and hydraulic motor / Xu Honghao, Lu Lanqing, Shen Bingmei, Ren Hongjie, Zhang Hui, Ma Yukun, Cheng Qingxiao, Yu Lixin, Li Xi, Teng Leijun, Zhao Tong – № CN201210186676; заявл. 7.06.2012; опубл. 23.10.2013; – 9 с.
147. Пат. CN 104265560 Китай, МПК F03C 2/08. Dual-output inner-rotor non-conical gear hydraulic motor / Hua Lin, Zheng Fangyan – № CN20141477836; заявл. 18.09.2014; опубл. 7.01.2015; – 12 с.
148. Пат. CN 1776219 Китай, МПК F03C 2/08. Non-circular gear epicyclic train shell-rotating hydraulic motor / Chen Guo-Qiang, Dou Li-Hong. – № CN200510122886; заявл. 2.12.2005; опубл. 24.05.2006; – 5 с.

149. Пат. CN103527072 Китай, МПК E21B 3/02; F03C 2/30; F16H 3/30. Mining guide rail type emulsified liquid hydraulic drilling rig / Gao Wenhe, Dong Yuhui, Meng Dawei – № CN201210230151; заявл. 5.07.2012; опубл. 22.01.2014; – 12 с.
150. Пат. RU 2445512 РФ, МПК F04C 2/08 F04C 2/14. Роторная гидромашина / Волков Г.Ю., Смирнов В.В. – № RU20100117961; заявл. 4.05.2010; опубл. 20.03.2012. Бюл. №8; – 10 с.
151. Пат. RU 2022174 РФ, МПК F04C 2/04; F04C 2/08. Насос / Стогней В.Г., Есипова О.В., Никитин В.И., Семенихин А.И. – № RU5007323; заявл. 22.07.1991; опубл. 30.10.1994; – 12 с.
152. Пат. RU 2496998 РФ: МПК F02B 55/00. Роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания / Горохов В.Н. – № RU2011147651/06; заявл. 23.11.2011; опубл. 27.05.2013, Бюл. №15; – 22 с.
153. Пат. RU 2565940 РФ: МПК F02B 55/16. Роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания / Сосин Г.Г. – № RU2014132333/06; заявл. 05.08.2014; опубл. 20.10.2015, Бюл. №29; – 8 с.
154. Пластинчатые насосы фиксированной производительности. Серия 20. Diplomatic oleodinamica. [Электронный ресурс] / Каталог – Режим доступа: <http://promtekspb.ru/images/pdf/Diplomatic/870c6acb8d1510ac97619bffa60f0074.pdf> (дата обращения: 11.11.2020).
155. Поршневые вакуум-насосы компания ООО «Агроводком». [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.agrovodcom.ru/info_vacuum_porsh.php (дата обращения: 12.11.2020).
156. Прохоров А.М. Физическая энциклопедия / А.М. Прохоров – Т. 5. – М.: Советская энциклопедия, 1998. – 691 с.
157. Радиально-поршневые насосы НР2-0,34/70, НР2-0,28/70, НР2-0,24/70, НР2-0,17/70, НР2-0,14/70, НР2-0,12/7. [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://tau-rus.com/nasosy_porshnevie_NR2-0 (дата обращения: 12.11.2020).
158. Райник М.В. Об изготовлении цилиндрических зубчатых колес лазером. Перспективное развитие науки, техники и технологий материалы II-ой Международной научно-практической конференции в 2-х томах / М.В. Райник–

- Курск: Изд-во Закрытое акционерное общество «Университетская книга», 2012. – С. 83–86.
159. Райник М.В. Особенности метода лазерного зубоформообразования. Вестник Воронежского государственного технического университета / М.В. Райник. – Воронеж: Изд-во Воронежский государственный технический университет Том 9, № 4, 2013. – С. 59–63.
160. Ратманов Э.В. Расчет механических передач: учебное пособие / Э.В. Ратманов. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2007. – 115 с.
161. Решетов Д.Н. Детали Машин: учебник для студентов машиностроительных и механических вузов / Д.Н. Решетов. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
162. Родионов Л.В. Объемные гидромашины и гидропередачи [Электронный ресурс]: электрон. учеб. пособие / Л.В. Родионов, В.Я. Свербилов // Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-тим. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). - Электрон. текстовые и граф. дан. (40,6 Мбайт). - Самара, 2011. URL: <http://repo.ssau.ru/handle/Uchebnye-posobiya/Obemnye-gidromashiny-i-gidroperedachi-Elektronnyi-resurs-elektron-ucheb-posobie-54385> (дата обращения: 20.03.2019).
163. Розанов Л.Н. Вакуумная техника / Л.Н. Розанов // Учеб. для вузов по спец. «Вакуумная техника». – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 1990. – 320 с.
164. Ручная ленточная пила НРТ-95. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://hydromechsa.pl/wp-content/uploads/2014/08/05_PRZECINARKI-NPT-95_PL-2017.pdf (дата обращения: 28.11.2019).
165. Ряховцев О.А. Детали машин: / О.А. Ряховцев [и др]. – М.:Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 543с.
166. Смирнов В.В. Расчет и сравнительная оценка сечений каналов в торцовых стенках планетарных роторных гидромашин / В.В. Смирнов // Справочник. Инженерный журнал. Москва. – 2018. № 6 (255). С. 15-20.
167. Смирнов В.В. Определение рациональных параметрических соотношений планетарного механизма роторной гидромашин / В.В. Смирнов // Актуальные

проблемы современной науки и практики: Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 85-летию транспортного образования в Зауралье и 55-летию Уральского государственного университета путей сообщения. Издательство Курганского государственного университета. Курган. – 2011. С. 141-143.

168. Старжинский В.Е. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов. Расчет и конструирование: справочное научное издание / В.Е. Старжинский [и др] // ИММС НАН Б, Санкт-Петербург – Гомель, 1998. – 538 с.

169. Установка для ручного бурения скважин WH, H-WH1. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://hydromechsa.pl/pl/produkcja/mala-mechanizacja-narzedzia-dla-gornictwa/hydrauliczne-wiertarki-gornicze/> (дата обращения: 28.11.2019).

170. Учаев П.Н. О формообразовании венца цилиндрического зубчатого колеса лазером / П.Н. Учаев, М.В. Райник // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – Тула: Изд-во Тульский государственный университет №1, 2013. – С.166–171.

171. Финкельштейн З.Л. Высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами – путь создания малогабаритного горного оборудования / З.Л. Финкельштейн, А.П. Палюх // Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета. 2013. Вып. 39. С. 24–30.

172. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / А.А. Шейпака [и др]. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.

173. Шестеренные насосы и гидромоторы общего назначения Turolla. [Элтронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.bibus.ru/produkty/gidravlika/nasosy/shesterjonnye-nasosy-s-vneshnim-zacepleniem/turolla/> (дата обращения: 11.11.2020).

174. Шестеренные насосы с внутренним зацеплением. Серия 10. Diplomatic oleodinamica. [Электронный ресурс] / Каталог – Режим доступа:

<http://promtekspb.ru/images/pdf/Duplomatic/5b2e9278fd505fd57054d8b167bea.pdf>

(дата обращения: 11.11.2020).

175. Шимкович Д.Г. Femap & Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов: учебное пособие для студентов технических вузов / Д.Г. Шимкович // Москва : ДМК Пресс, 2012. – 700 с.

Приложение 1

Список сокращений и условных обозначений

A_G – работа потерь в зацеплениях;

A_H – «гидравлическая» работа;

A_i – работа потерь в одном зацеплении;

a_w – межосевое расстояние;

b – длина сателлита (осевой размер секции ПРГМ);

b' – относительный осевой размер секции ПРГМ;

b_k – ширина полоски контакта;

C – сложное движение ведущего звена (ротора);

D – общий делитель числа волн M и N ;

F_t – окружная сила;

f – коэффициенте трения;

f (индекс) – остановленное звено;

G – число волн M или N того звена, в котором выполнены каналы;

h – толщина диска;

i_{12} – условное передаточное отношение от солнечной шестерни к эпициклу;

K – общее количество каналов;

K_H, K_F – коэффициент нагрузки при контактном и изгибном напряжении соответственно;

k_a – эмпирический коэффициент, $k_a=0,018$ (1/градус);

k_f – коэффициент равный отношению радиуса впадин r_{f3} сателлита к его начальному радиусу r_3 ;

k_H – коэффициент «некруглости» траекторий;

k_t – коэффициент, характеризующий кривизны зубьев;

k_X – коэффициент, зависящий от смещения исходного производящего контура;

k (индекс) – звено содержащие каналы;

L_1 – путь (перемещение) контакта сателлита с центральным колесом в окружном направлении за один оборот ротора;

- l_{AB} – расстояние между центральными точками А и В сателлитов в начале и конце активной фазы;
- M – число волн солнечного колеса;
- m – модуль зацепления;
- m – число элементов, звеньев (формула Чебышева);
- N – число волн эпициклического колеса;
- Ng – сила давления, действующая на сателлит;
- n – количество секций ПРГМ;
- P – планетарное движение;
- P_{ω} – полюс зацепления;
- P_4 – число пар 4-го класса;
- P_5 – число пар 5-го класса (центроидных);
- p – давление рабочей среды;
- Q – теоретическая производительность (мгновенный расход среды);
- q – погонная нормальная нагрузка, действующую на зуб;
- q_b – коэффициент доли осевого размера, приходящейся на канал;
- R – чисто вращательное (ротационное) движение;
- R^N – нормальная сила в зацеплении (она же $N_p=N_k$);
- r_0 – радиус расчетной окружности ($r_0=a_w$), в которую вырождаются обе траектории при $k_H=0$;
- r_1 и r_2 – радиус-векторы траекторий сателлитов относительно солнечной шестерни и эпицикла соответственно;
- r_3 – радиус сателлита;
- r_{f3} – радиус впадин сателлитов;
- $r_{СК}$ – радиус кривизны центроиды солнечного колеса в рассматриваемой точке;
- r_1^{cp} , r_2^{cp} – средний радиус кривизны солнечной шестерни и эпицикла соответственно;
- r_{max} , r_{min} – участок, центральных колес, являющийся окружностями максимального и минимального радиуса соответственно;
- S_{f3} – площадь окружности впадин сателлита;

$S_{W_{\max}}, S_{W_{\min}}$ – максимальная и минимальная площадь рабочей камеры;

ΔS_W – разница максимальной и минимальной площадей рабочей камеры ($\Delta S_W^{\text{граф}}$ – графический способ определения; $\Delta S_W^{\text{расч}}$ – расчетный);

S'_{Wi} – коэффициент, характеризующий отношение полезного объема к объему ПРГМ;

$S'_{W\Sigma}$ – коэффициент производительности, характеризующий отношение производительности за оборот к объему ПРГМ;

S_{Ki} – площадь сечения одного канала;

S'_{Ki} – относительная площадь сечения одного канала (S'_{KiN} – для канала в торце эпицикла; $S'_{KiN(n)}$ – для n последовательно соединенных секций; S'_{KiM} – в торце солнечной шестерни; S'_{Ki} – в цилиндрической зубчатой поверхности);

$S_{2Ц}$ – площадь фигуры, лежащей внутри центроиды эпицикла;

S_2 – площадь круга;

T – период функции;

u – передаточное число (местное);

V – количество сателлитов;

W – полезный объем одной рабочей камеры;

W – число степеней свободы (формула Чебышева);

W_1 – объем вытесняемый рабочей среды за один оборот ротора;

W_Σ – полезный объем за один оборот ротора;

X_1, X_2, X_3 – коэффициенты смещения солнечного колеса, эпицикла и сателлитов соответственно;

$Y_{Fs}, Y_\beta, Y_\varepsilon$ – коэффициент формы зуба, учитывающий угол наклона и перекрытия зубьев соответственно;

Z_1, Z_2, Z_3 – количество зубьев солнечного колеса, эпицикла и сателлитов соответственно;

Z_{3y} – условное число зубьев сателлита;

α – угол давления;

α_{ω} – угол зацепления;

α_s – эмпирический коэффициент ($\alpha_s=5,00$);

γ – угол между каналами;

δ – угловая протяженность канала (δ_N для случая выполнения каналов в эпицикле, δ_M – в солнечной шестерне, δ_{2G} – для случая сдвоенных секций);

Δ_Q – пульсация подачи среды;

Δr – Угловая протяженность каждого участка центроиды с максимальным радиусом r_{\max} равна угловой протяженности участка центроиды с минимальным радиусом r_{\min} ;

ε – геометрическая степень сжатия;

ζ_g – угол обхвата сателлита

η – механический КПД;

η_d, η_n – КПД в режиме двигателя и в режиме насоса соответственно;

λ – угол удержания сателлита (он же β – угол между касательными к центральному);

ν – угол поворота венцов ротора относительно друг друга;

ξ – коэффициент, учитывающие изменение длины соответствующей центральной траектории по сравнению с длиной центральной окружности исходного круглозвенного механизма;

ρ – приведенный радиус ρ кривизны;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба;

τ – угол между соседними сателлитами;

ϑ – величина вакуума;

φ_1 и φ_2 – текущие углы в полярных координатах, связанных с соответствующими звеньями солнечного колеса и эпицикла;

φ_3 – угол поворота сателлита;

$\varphi_{3M}, \varphi_{3N}$ – угол поворота сателлита относительно солнечной шестерни и эпицикла соответственно;

φ_p – угол поворота ротора;

Ψ – коэффициент потерь (Ψ_d для гидромашины, работающей в режиме двигателя и Ψ_n в режиме насоса);

ψ_1, ψ_2 – угол наклона центровых траекторий сателлита, связанных с солнечным колесом и эпициклом соответственно, к концентричной окружности;

ω_1 – угловая скорость солнечного колеса;

О – элемент контакта окружность;

П – элемент контакта прямая;

ПРГМ – планетарно-роторная гидромашина;

Т – элемент контакта точка;

ЗЦК – замкнутый центроидный контур.

Приложение 2



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

КУРГАН АВТОРЕМОНТ

Россия, 640027, г. Курган, ул. Химмашевская, 4-а. Т/ф: (3522) 25-52-75, 25-54-44
 e-mail: td-kar@mail.ru, avtogeo@mail.ru web: www.kurganavtoremont.ru

В Диссертационный совет Д 212.298.09
 454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76

АКТ

о практическом применении результатов диссертационного исследования Смирнова В.В. на тему «Обоснование выбора кинематических схем и совершенствование метода геометрического расчета механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами»

Настоящим Актом удостоверяется, что результаты диссертационного исследования Смирнова В.В. на тему «Обоснование выбора кинематических схем и совершенствование метода геометрического расчета механизмов планетарных роторных гидромашин с плавающими сателлитами» обладают актуальностью, представляют практический интерес, были изучены и использованы при разработке опытного образца промышленного вакуумного насоса. Методики расчета и теоретические исследования, разработанные в диссертационном исследовании Смирнова В.В. послужили практическим руководством для создания вакуумного насоса на базе ПРГМ.

Главный инженер
 АО «Курганавторемонт»

Д.В. Кудинов

Заместитель генерального директора
 по конструкторско-технологической
 работе АО «Курганавторемонт»

В.В. Толмачев



15 ЯНВ 2021