

На правах рукописи



Яо Ян

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИКЛОИДАЛЬНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ
РАБОЧИХ ОРГАНОВ ВИНТОВЫХ ЗАБОЙНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы»
(нефтегазовая отрасль)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина».

Научный руководитель кандидат технических наук
Балденко Фёдор Дмитриевич

Официальные оппоненты: **Сызранцев Владимир Николаевич**
доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ
ФГБОУ ВО «Тюменский индустриальный университет» / кафедра «Машины и оборудование нефтяной и газовой промышленности», заведующий кафедрой

Исаев Анатолий Андреевич
кандидат технических наук
ООО УК «Шешмаойл» / ведущий инженер отдела инноваций и экспертизы

Ведущая организация ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет»
(г. Санкт-Петербург)

Защита диссертации состоится «13» мая 2022 года в 11.30 на заседании диссертационного совета Д 212.289.05 при ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» по адресу: 450064, Республика Башкортостан, г. Уфа, ул. Космонавтов, 1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет» и на сайте www.rusoil.net.

Автореферат диссертации разослан «___» _____ 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета

Латыпов Олег Ренатович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Для разработки месторождений нетрадиционных углеводородов в Китае получила широкое распространение технология наклонно-направленного и горизонтального бурения скважин, в которой обычно применяется сочетание роторной управляемой системы и гидравлического винтового забойного двигателя (ВЗД). Китайская промышленность выпускает более 100 типоразмеров ВЗД для бурения и ремонта скважин в диаметральном габарите 43-296 мм для различного типа долот (шарошечных, PDC, алмазных) и профилей скважин.

Эксплуатационная эффективность работы ВЗД в современных технологиях бурения во многом определяется геометрическими и кинематическими параметрами его рабочих органов (РО), в качестве которых используется винтовой героторный механизм (пара ротор-статор с внутренним циклоидальным зубчатым зацеплением), который является основным узлом двигателя. Выбор оптимальных геометрических параметров торцового профиля РО является одним из главных факторов повышения качества проектирования ВЗД, технологии их изготовления и эксплуатационных показателей при использовании двигателей в различных условиях бурения нефтяных и газовых скважин с учётом требуемых характеристик породоразрушающего инструмента.

В теории рабочего процесса ВЗД и практике их практического применения основное внимание уделяется выбору кинематического отношения РО и формы их винтовой поверхности, в то время как вопросы непосредственного влияния геометрических параметров торцового профиля на характеристики циклоидального зацепления рассмотрены не в полной мере в соответствии с современными инновационными методами моделирования.

Так, в российской практике при проектировании РО ВЗД коэффициенты внецентроидности c_0 и формы зубьев c_e , как правило, принимаются постоянными (стандартными), что ограничивает выбор оптимальных геометрических параметров и

совершенствование характеристик двигателей. Это объясняется как технологическими соображениями, так и отсутствием полномасштабных исследований влияния коэффициентов зацепления на геометрические и кинематические показатели. В Китае результаты в этой области техники были получены в основном с учётом практических исследований технологии изготовления РО ВЗД без глубокого обобщения теории циклоидального зацепления и методов профилирования РО, поэтому рассматриваемая тема сохраняет свою актуальность. В частности, разработанные в диссертационной работе методы построения сопряженного профиля и выбора оптимальных сочетаний коэффициентов зацепления могут быть использованы при проектировании ВЗД с модифицированным профилем РО для моментоемких долот типа PDC, импрегнированных алмазных долот или при разработке малогабаритных двигателей.

Соответствие паспорту заявленной специальности

Тема и содержание диссертационной работы соответствует паспорту специальности 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы» (нефтегазовая отрасль): пункту 1 – «Разработка научных и методологических основ проектирования и создания новых машин, агрегатов и процессов; механизации производства в соответствии с современными требованиями внутреннего и внешнего рынка, технологии, качества, надежности, долговечности, промышленной и экологической безопасности».

Цель работы

Разработка численных методов анализа и оптимизации геометрических и кинематических параметров рабочих органов винтовых забойных двигателей для повышения качества процесса проектирования и эксплуатационных показателей ВЗД.

В соответствии с поставленной целью циклоидальное зацепление сопряжённых торцовых профилей ротора и статора является основополагающим объектом исследования, определяющим характеристики и эксплуатационные показатели ВЗД в заданных условиях его применения.

Основные задачи исследования

- 1 Изучение методов профилирования циклоидальных торцовых профилей РО

ВЗД в Китае, России и США. Анализ работ по оптимизации геометрических и кинематических параметров с использованием аналитических и численных методов.

2 Разработка методики построения торцовых профилей для общего случая циклоидального зацепления на основе программного обеспечения Matlab. Уточнение допускаемого интервала смещения исходного контура рейки и анализ отклонения между циклоидальным зацеплением от общего контура рейки и номинальным взаимоогнбаемым зацеплением.

3 Расчет площадей отдельных рабочих камер поперечного сечения РО ВЗД и исследование баланса распределения отдельных камер в общей площади живого сечения.

4 Разработка метода расчета точек касания профилей на основе теории зубчатого зацепления. Анализ кинематических характеристик РО ВЗД и исследование влияния безразмерных геометрических коэффициентов на скорость контура ротора.

5 Разработка модели оптимизации геометрических параметров циклоидального торцового профиля на основе геометрических и кинематических критериев.

Методология и методы исследования

Поставленные задачи решались на основе аналитических и численных методов исследования с использованием компьютерных средств математического моделирования. Теоретические исследования циклоидального зацепления были проведены с учётом основных положений теории зубчатых зацеплений. Методика профилирования героторного механизма с внутренними циклоидальными зацеплением разработана для общего случая обкатки исходного контура рейки со смещением.

Построение циклоидальных профилей, расчёт площадей рабочих камер, определение координат точек касания и распределения скоростей точек ротора были проведены с помощью приложения Matlab. При анализе результатов расчета использовалось программное обеспечение Microsoft Excel.

Научная новизна

1 Предложен оригинальный метод определения координат внутренней огибающей семейства кривых исходного профиля с использованием алгоритма на основе

производящей прямой, который упрощает процесс проектирования сопряженного профиля при разработке идеального взаимоогibaемого циклоидального зацепления.

2 Разработаны методы определения координат точек касания между торцовыми профилями РО и расчета площадей рабочих камер поперечного сечения, с использованием которых выполнен кинематический анализ циклоидального зацепления в широком диапазоне изменения геометрических параметров, а также исследовано влияние безразмерных коэффициентов профиля на площадь живого сечения РО и изменение площади камер при движении ротора.

3 Разработана феноменологическая модель оптимизации безразмерных геометрических коэффициентов торцового профиля с использованием целевой функции, составленной из безразмерных критериев, что обеспечило возможность применить вариативный подход к выбору геометрических параметров РО.

Основные защищаемые положения

1 Методика профилирования рабочих органов в общем случае циклоидального зацепления на основе производящей прямой для получения координат внутренней огибающей семейства кривых исходного профиля.

2 Анализ влияния геометрических параметров на эволюцию формы циклоидальных профилей и площадь поперечного сечения РО с использованием численного метода расчета площадей отдельных камер.

3 Исследование кинематических характеристик точек контура ротора и влияния геометрических параметров на скорости контактных точек на основе метода расчета координат точек касания торцовых профилей при движении ротора. Обоснование использования суммарной скорости точек касания как интегрального показателя взаимодействия циклоидальных РО.

4 Модель оптимизации торцовых профилей РО с использованием безразмерной целевой функции, составленной из геометрических и кинематических критериев.

Теоретическая и практическая значимость работы

1 Выполненные исследования уточняют основные положения теории

внутреннего циклоидального зацепления, используемого при профилировании рабочих органов ВЗД для бурения нефтяных и газовых скважин, что позволяет на стадии проектирования оценивать влияние различных геометрических параметров на качественные и количественные эксплуатационные показатели ВЗД.

2 Для оценки скоростей различных точек сечения ротора предложено понятие радарной карты скорости, что даёт возможность исследования закона изменения скорости точек ротора при его движении.

3 Необходимые сочетания безразмерных коэффициентов зацепления, обеспечивающие достижение оптимальных геометрических и кинематических параметров РО, позволяет проводить дальнейшее совершенствование конструкций ВЗД для различных условий бурения.

4 Численные методы расчёта исходного и сопряженного профиля, площади рабочих камер, координат и скоростей точек касания в зубчатом циклоидальном зацеплении могут быть использованы в процессе проектирования ВЗД, а также героторных гидравлических машин (насосов и гидромоторов) с плоским циклоидальным профилем зубьев. Отдельные разделы диссертации были использованы в качестве учебно-методического пособия для подготовки студентов и аспирантов по дисциплине «Машины и оборудование для бурения нефтяных и газовых скважин» (см. приложение к работе).

Степень достоверности и апробация результатов

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных и всероссийских научных конференциях: 74-я международная молодежная научная конференция «Нефть и газ - 2020», (Москва, 2020); 75-я международная молодежная научная конференция «Нефть и газ - 2021», (Москва, 2021).

Публикации

По тематике диссертации автором опубликовано 9 печатных работ, в том числе 4 статьи в ведущих научных рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ. Опубликованные материалы охватывают все научные результаты, полученные во время работы над диссертацией.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, основных выводов, списка использованной литературы, приложений, изложенных на 151 странице, включая 72 рисунка, 14 таблиц и список использованной литературы из 92 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертационной работы, сформулированы цель и основные задачи исследования, научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы, приведены основные защищаемые положения.

В первой главе диссертационной работы выполнен литературный обзор, в котором рассмотрены принцип действия, особенности конструкции ВЗД, история создания, исследования и применения ВЗД за рубежом и в Китае, представлен патентный анализ методов модификации циклоидальных торцовых профилей в различных зубчатых механизмах, обобщены основные направления развития ВЗД, технологий бурения с их использованием и теоретических исследований в этой области техники.

За более чем полувековую историю большой объем исследований по различным аспектам проектирования ВЗД и повышения их эксплуатационных характеристик выполнен российскими учеными (Д.Ф. Балденко, Ф.Д. Балденко, Н.П. Безлепкин, Т.Н. Бикчурин, М.Г. Бобров, Ю.В. Вадецкий, М.Т. Гусман, Д.А. Голдобин, М.В. Двойников, Н.Д. Деркач, Ю.В. Захаров, В.А.Каплун, Ю.А. Коротаев, А.М. Кочнев, А.В. Лягов, С.С. Никомаров, С.М. Селиванов, А.В. Цепков, В.А. Шулепов и др.) и зарубежными авторами (Yi-Nao Su, Zhu-Zhuang Xie, Bang-Lie Wan, Xiao-Hua Zhu, Chang-Shuai Shi, Yu-Chun Kuang, R. Tiraspolsky, W. Samuel, T. Nguyen и др.), которые внесли творческий вклад в разработку ВЗД и их РО. Эти фундаментальные исследования являются основой для дальнейшего развития теории ВЗД и совершенствования циклоидальных профилей РО на современном этапе развития техники в соответствии с требованиями рынка.

Во второй главе проведено исследование особенностей профилирования РО ВЗД с циклоидальным зацеплением. Разработана методика и программа численного расчета для построения исходного и сопряженного профиля в общем случае зацепления

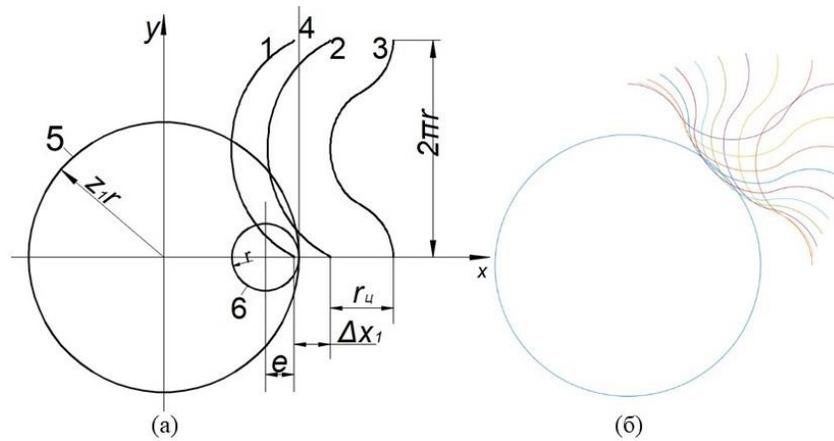
со смещением (от исходного контура циклоидальной рейки, используемого при проектировании российских ВЗД). Удобная процедура импортирования геометрических параметров и экспортирования координат циклоидальных торцовых профилей обеспечивают возможность проведения геометрических и кинематических исследований зацепления.

Рабочий орган ВЗД состоит из статора и ротора с циклоидальными профилями зубьев, числа которых ($z_1; z_2$) отличаются на единицу. Исследование циклоидального зацепления сопряженных профилей проведено на основе общей теории зубчатых зацеплений. Исходный торцовый профиль (статора для гипоциклоидального зацепления) в общем случае профилируется от исходного контура рейки (эквидистанты циклоиды со смещением), связанного с инструментальной прямой, по которой производящая окружностью радиусом r перекатывается без скольжения для образования циклоиды (Рисунок 1 а). Исходный циклоидальный профиль образуется как внутренняя огибающая семейства контуров рейки при обкатке инструментальной прямой по неподвижной направляющей окружности радиусом $z_1 r$ (Рисунок 1, б).

Форму торцового профиля определяют три безразмерных геометрических коэффициента: внецентричности $c_0 = r/e$; формы зуба $c_e = r_1/e$; смещения $c_d = \Delta x_1/e$. После получения исходного профиля сопряженный профиль образуется как огибающая исходного профиля при взаимном обкатывании центроид профилей (Рисунок 2). Расстояние между двумя центрами центроид равно эксцентриситету зацепления e .

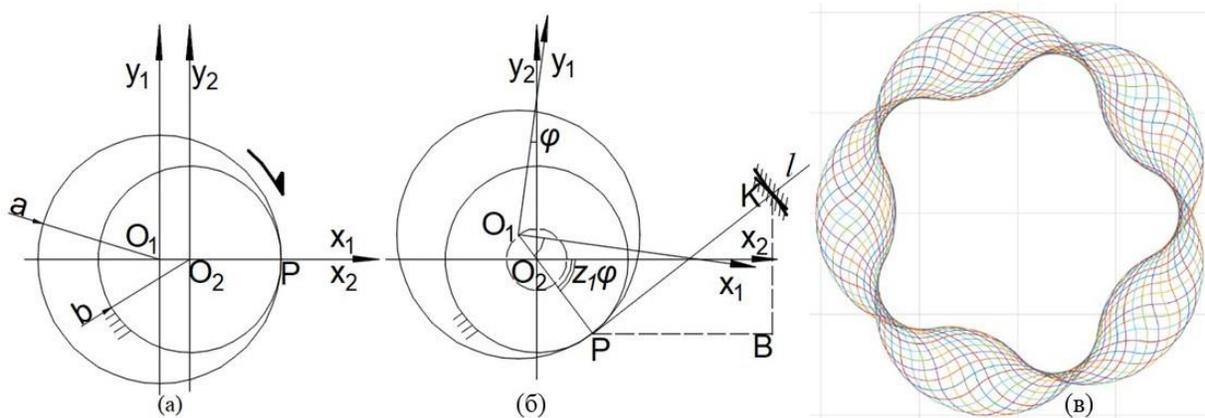
Из литературных источников известно, что в идеальном случае на основе аналитических методов сопряженный профиль описывают два параметрических уравнения, отдельно выражающих участки профиля, относящихся к выступам и впадинам зубьев. В общем случае зацепления сопряженный профиль может быть построен только на основе численных методов.

Предложенный численный метод расчета сопряженного профиля позволил упростить процесс проектирования и уточнить геометрические и кинематические исследования ВЗД с идеальным торцовым профилем (Рисунок 3).



1 – укороченная циклоида; 2 – смещенная циклоида; 3 – эквидистанта циклоиды;
 4 – инструментальная прямая; 5 – основная окружность; 6 – производящая окружность;
 e – эксцентриситет; Δx_1 – смещение; r_u – радиус эквидистанты

Рисунок 1 – Схема образования исходного профиля



a, b – радиусы центриды статора и ротора $a=z_1e, b=z_2e$;

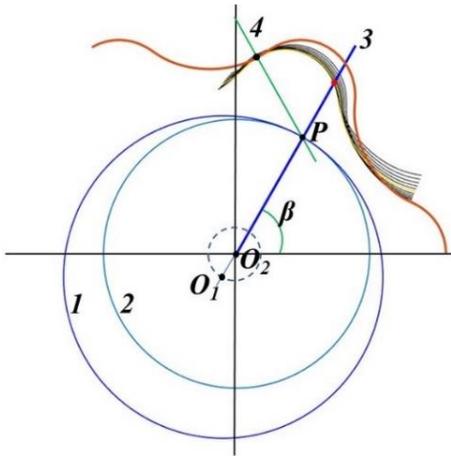
O_1, O_2 – центр статора и ротора; P – полюс; K – точка огибающей

а – исходное положение; б – при повороте на угол φ ; в – огибающая исходного профиля

Рисунок 2 – Схема образования сопряженного профиля

Чтобы получить координаты внутренней огибающей семейства кривых исходного профиля, не задействуя громоздкие процедуры исследования нормалей (Рисунок 3, линия 4), используется производящая прямая (Рисунок 3, линия 3), проходящая через центр ротора и полюс, угол наклона которой соответствует углу поворота центриды в

переносном движении $\beta = z_1\varphi$. Блок-схема расчета сопряженного профиля как совокупности точек производящей прямой, находящихся на внутреннем контуре и наименее удаленных от центра, а соответственная программа представлена в приложении 1 диссертационной работы.



1 – центроида статора; 2 – центроида ротора;

3 – производящая прямая; 4 – полюсная нормаль

Рисунок 3 – Определение точки на огибающей исходного профиля

В третьей главе предложен метод расчета площадей рабочих камер РО ВЗД и исследовано влияние геометрических параметров профилей на площадь живого сечения и площади отдельных камер. Площадь живого сечения является одним из важных геометрических параметров, который влияет на рабочий объем, форму зубьев и КПД ВЗД. Варьирование площадью живого сечения может использоваться при профилировании РО с целью получения необходимого сочетания между угловой скоростью ω и крутящим моментом при определённом расходе жидкости.

Проведено исследование изменения площади отдельной камеры во времени при движении ротора. В одном цикле площадь сначала увеличивается от нуля до максимума, а потом уменьшается до полного исчезновения. Цикл изменения площади повторяется z_2 раза за один оборот ротора в абсолютном движении.

Расчет площади отдельной камеры поперечного сечения проведен методом численного интегрирования на основе программного обеспечения Matlab. При известных координатах исходного (x, y) и сопряженного (x^*, y^*) профиля посредством метода преобразования координат получены относительные положения профилей в любой фазе

ротора. Площадь отдельной камеры представляет собой разность площадей секторов профилей статора и ротора, расположенных между точками касания с угловыми параметрами τ_{i+1} и τ_i с шагом $\beta_i = var \approx 2\pi/z_2$ относительно центра координат O_1 (Рисунок 4). Элементарные площади секторов (треугольников) статора и ротора определяются как $1/2$ векторного произведения двух векторов, расположенных под углом $\Delta\beta$.

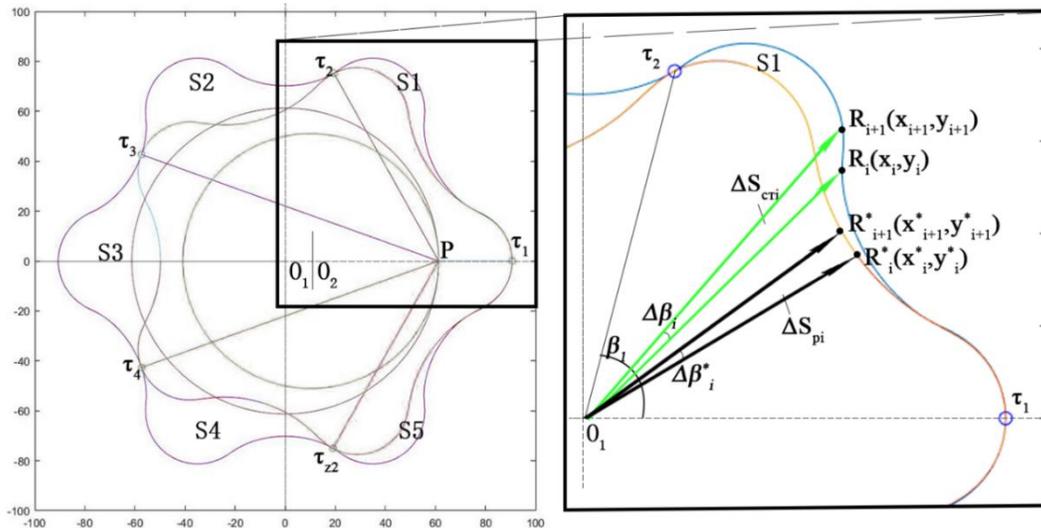


Рисунок 4 – Схема расчета площадей камер в первом характерном сечении

Проведено два комплекса численных исследований при условиях постоянного внешнего диаметра контура и взаимоогнбаемого зацепления: (1) влияние одномерного безразмерного геометрического коэффициента на эволюцию формы циклоидального профиля (Рисунок 5) и площади отдельных камер; (2) влияние многомерных безразмерных геометрических коэффициентов на площадь живого сечения.

Для качественной оценки общей полезной площади рабочих камер предложен коэффициент относительной площади живого сечения k_s , в котором числитель представляет площадь живого сечения, а знаменатель – полную площадь исходного профиля статора. Увеличение k_s способствует достижению максимальной полезной площади поперечного сечения и повышению крутящего момента. Для оценки доли камеры максимальной площади S_{max} внутри живого сечения целесообразно использовать коэффициент k_{max} :

$$k_s = \frac{S}{S_{ст}} = f(i, c_0, c_e, c_\Delta), \quad (1)$$

$$k_{max} = \frac{S_{max}}{S} = f(i, c_0, c_e, c_\Delta). \quad (2)$$

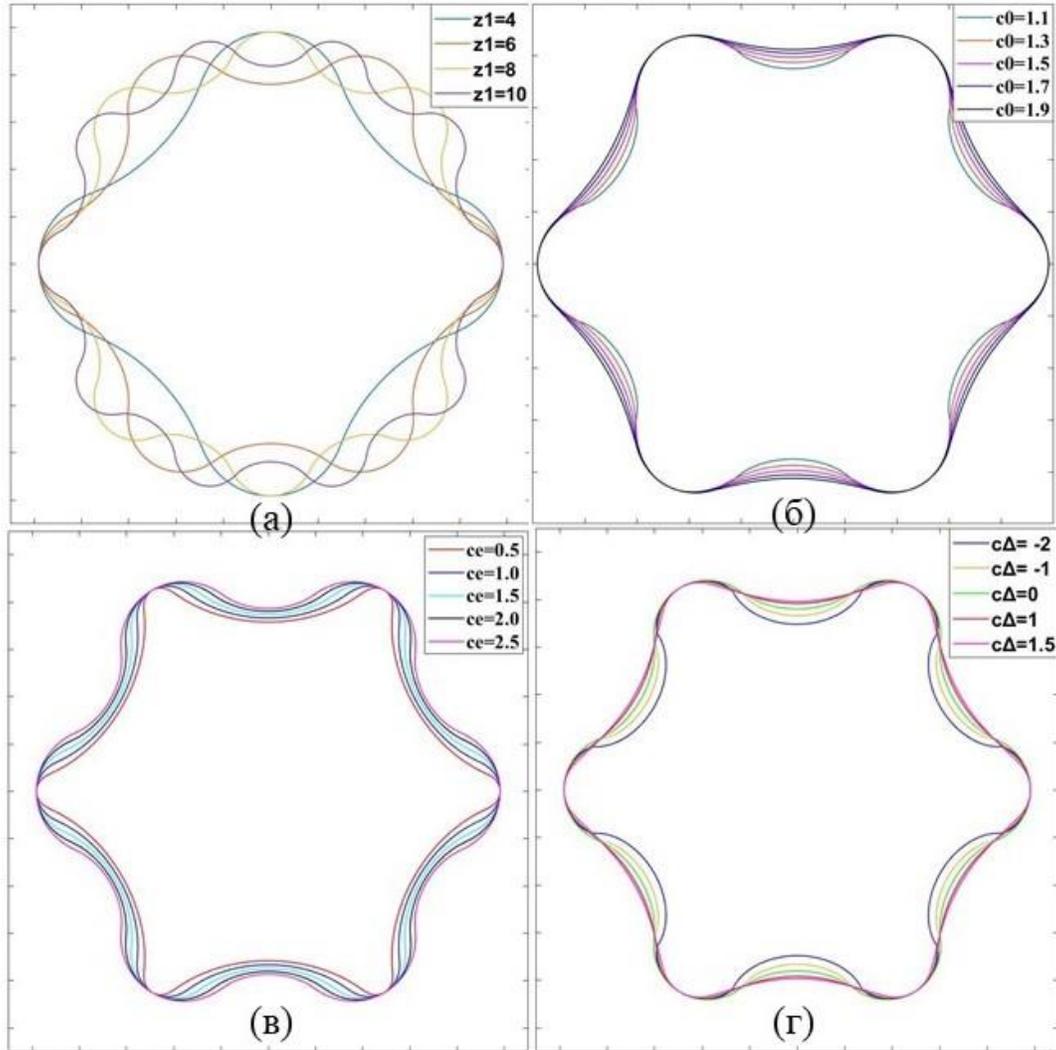


Рисунок 5 – Эволюция формы исходного профиля при изменении безразмерных геометрических коэффициентов ($D_k = const$)

В результате анализа эволюции формы профиля установлено влияние коэффициентов внецентричности c_0 , формы зубьев c_e и смещения c_Δ на геометрические показатели циклоидального зацепления (гладкость, периметр и кривизна профиля, высота и толщина зубьев, площадь живого сечения, протяжённость контакта и др.) для

различных z_1 . Эти исследования позволили оценить влияние различных сочетаний между безразмерными коэффициентами профиля на геометрические, кинематические и энергетические характеристики ВЗД с учетом ограничений на пересечение (излом) профиля и технологических возможностей зуборежущего инструмента.

Предложены сочетания безразмерных коэффициентов для механизма с заданным кинематическим отношением в виде четырёх групп (в каждой группе имеется 2-3 переменных величин): (1) c_0 и c_e , $c_\Delta = const$; (2) c_0 и c_Δ , $c_e = const$; (3) c_e и c_Δ , $c_0 = const$; (4) c_0 , c_e и c_Δ . В случае, если при заданном контурном диаметре D_k требуется обеспечить постоянный эксцентриситет e и высоту зубьев ($h = 2e$), то между безразмерными параметрами должна установиться следующая взаимосвязь:

$$z_2 c_0 + c_e + c_\Delta + 1 = const. \quad (3)$$

Результаты расчётов показали, что при $D_k/e = const$ площади отдельных камер почти одинаковые, хотя у них различная конфигурация профилей ротора и статора при изменении безразмерных геометрических параметров. Этот вывод можно применять при проектировании и оптимизации РО ВЗД. При заданном внешнем диаметре и определенной площади живого сечения можно регулировать геометрические параметры циклоидального зацепления так, чтобы получить наилучшие механические характеристики и целесообразную конструкцию РО двигателя.

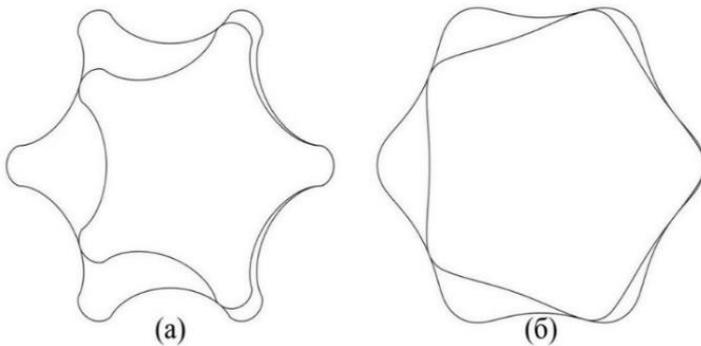
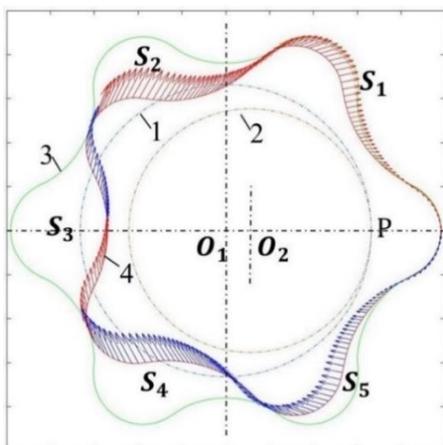


Рисунок 6 – Сравнение циклоидальных профилей с максимальной (а) и минимальной (б) площадями живого сечения ($D_k = const$)

Анализ предельных форм циклоидального профиля (Рисунок 6) показал, что при необходимости модификации РО за счет варьирования безразмерными геометрическими коэффициентами (при сохранении плавности контуров) площадь живого сечения можно изменять на 50%, причём максимальное значение S (Рисунок 6 а) относится к зацеплению с минимальными численными значениями геометрических коэффициентов. При этом варьирование лишь одним коэффициентом смещения ($c_o; c_e - const$) ограничивает возможности изменения площади живого сечения до 25%.

В четвертой главе предложена классификация циклоидального зацепления по признаку расположения центроид зубчатых колёс относительно их профилей (внутреннее, с касанием, с пересечением).

Эпюры распределения мгновенных скоростей точек на контуре ротора, полученные численным методом, использованы для исследования закона изменения скорости контура ротора и площади отдельных камер. На Рисунке 7 показано, что все точки на контуре вращаются вокруг полюса P в одном направлении. Новая сформированная камера S_5 увеличивается при движении ротора, направление скоростей показывает, что для этой камеры ротор отходит от стенки статора. Камеры S_1 и S_2 уменьшаются по мере движения ротора до нуля в конечной фазе. Камера S_3 является самой большой в данном поперечном сечении, достигая максимально возможной площади. В следующий момент времени площадь камеры S_3 будет уменьшаться, что обеспечивает рабочий цикл гидромашины.



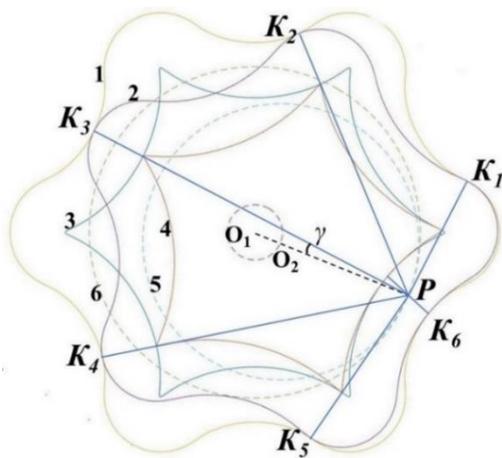
- 1 – центроида внешнего элемента;
- 2 – центроида внутреннего элемента;
- 3 – ротор; 4 – статор;

скорости, увеличивающие площадь камер, показаны синим цветом; скорости, уменьшающие площадь камер – красным цветом

Рисунок 7 – Распределение скоростей на контуре ротора

$$(z_1 = 6; c_0 = 1,175; c_A = 0)$$

Чтобы исследовать координаты и кинематику точек касания в общем случае зацепления со смещением рассмотрено циклоидальное зацепление профилей для скелетной ($c_e = 0$) и эквидистантной схемы (Рисунок 8). Существует два типа точек касания циклоидальных профилей: (1) точки касания выступов ротора, постоянно находящиеся в зацеплении с профилем статора (K_1-K_5); (2) точка касания впадины ротора (K_6), расположенная рядом с полюсом, направление движения которой противоположно направлению движения точек первого типа. Эта точка касания периодически совпадает с одной из точек касания первого типа, когда очередной выступ ротора входит во впадину статора (точки K_1 и K_6).



1,2 – эквидистантные профили;

3,4 – скелетные профили; 5,6 – центры

Рисунок 8 – Текущее положение профилей в «скелетной» и эквидистантной схеме многозаходного героторного механизма

($z_1 = 6$; $c_0 = 1,175$; $c_A = 0$; $\varphi = 2^\circ$)

Из Рисунка 8 видно, что точки касания на скелетном и эквидистантном профилях имеют общую нормаль, проходящую через полюс P зацепления. Поэтому все точки касания на эквидистантном профиле как первого (K_1-K_5), так и второго (K_6) типа можно определить через соответствующие (при данном угловом параметре) точки касания на скелетном профиле. Точки касания второго типа постоянно расположены рядом с полюсом, поэтому для их определения находятся точки на роторе и статоре, которые имеют нормали одинакового угла наклона. На основе этого подхода разработан алгоритм определения координат точек касания профилей при движении ротора.

Тенденция изменения скорости на поверхности ротора графически представлена на радарной диаграмме (Рисунок 9), которая отображает функцию распределения

скорости при круговом направлении и строится при различных переносных углах поворота ротора (φ_n).

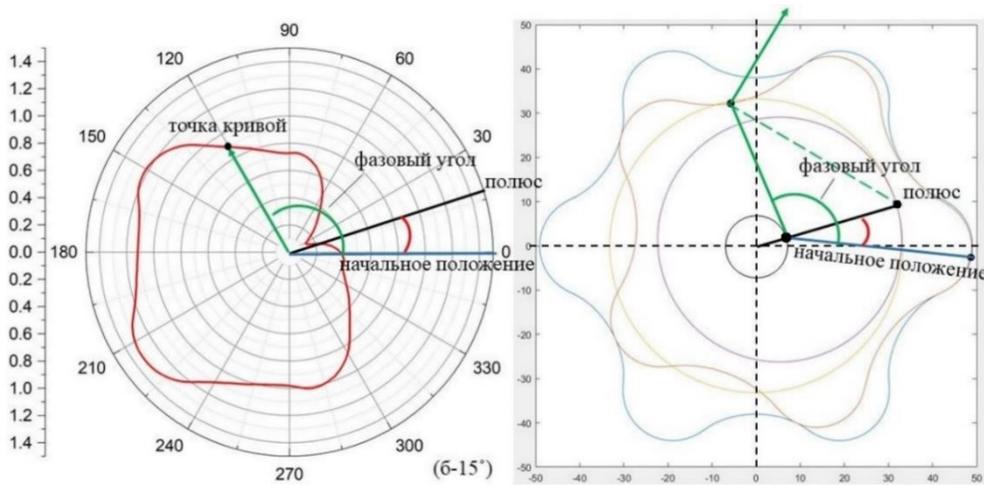


Рисунок 9 – Радарная диаграмма скорости точек профиля ротора при переносном угле $\varphi_n = 15^\circ$

Графики скоростей точек касания профилей, построенные на основе разработанного метода, показаны на Рисунке 10. Кривые K_1 – K_5 характеризуют графики скоростей точек касания профилей первого типа, эти пять точек касания совершают одинаковое циклическое движение со сдвигом по фазе на угол $2\pi/z_1$. За один период цикла ротор поворачивается на 300° в переносном движении (или на 60° в абсолютном движении в обратном направлении).

Суммарная скорость скольжения (практически не зависящая от фазы зацепления) может рассматриваться как интегральный показатель износа профилей ротора и статора при их контактном взаимодействии. Геометрически это означает, что сумма отрезков, соединяющих точки контакта и полюс зацепления, не изменяется при повороте ротора и зависит только от геометрических параметров механизма (эксцентриситета, чисел заходов и безразмерных геометрических коэффициентов). При вращении ротора под воздействием центробежной силы существует тенденция отбрасывания ротора от центра, что способствует вибрации и деформации резиновой обкладки, а также

возникновению дополнительной нагрузки в точках контакта. При этом фрикционные силы возрастают по мере увеличения скорости скольжения, поэтому снижение суммарной скорости скольжения способствует увеличению долговечности РО.

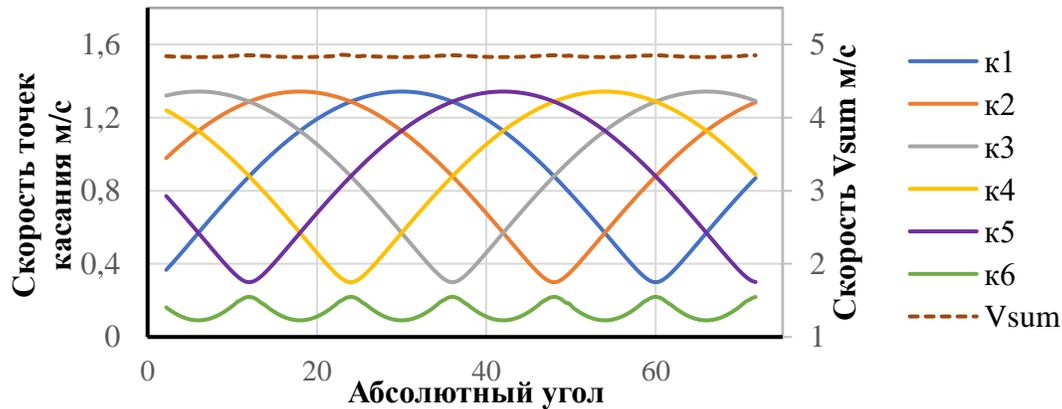


Рисунок 10 – Скорости точек касания героторного механизма с кинематическим отношением 5:6 ($c_0 = 1,175$; $c_e = 2$; $c_\Delta = 0$; $n = 180$ об/мин)

Проведено исследование влияния безразмерных геометрических параметров профиля (z_1, c_0, c_e, c_Δ) на скорости точек касания при условии постоянства наружного диаметра статора ($D_k = const$) и изменении величины одного геометрического параметра в каждой группе. Было проанализировано изменение скорости точки касания при вращении ротора и построены графики скоростей точек касания как функции абсолютного и переносного углов ротора (Рисунок 11).

Для оценки влияния геометрических параметров зацепления на скорость скольжения профилей предложен коэффициент относительной максимальной скорости скольжения $c_{ск}$, который пропорционален отношению между расстоянием от точки касания до полюса и контурным диаметром (Рисунок 12):

$$c_{ск} = \frac{v_{ск\ max}}{\omega D_k} = \frac{K_3 P}{D_k} = \frac{z_2(c_0+1)+c_e+c_\Delta}{2(z_2 c_0+c_e+c_\Delta+1)}, \quad (4)$$

где ω – угловая скорость ротора, $\omega = 2\pi n$.

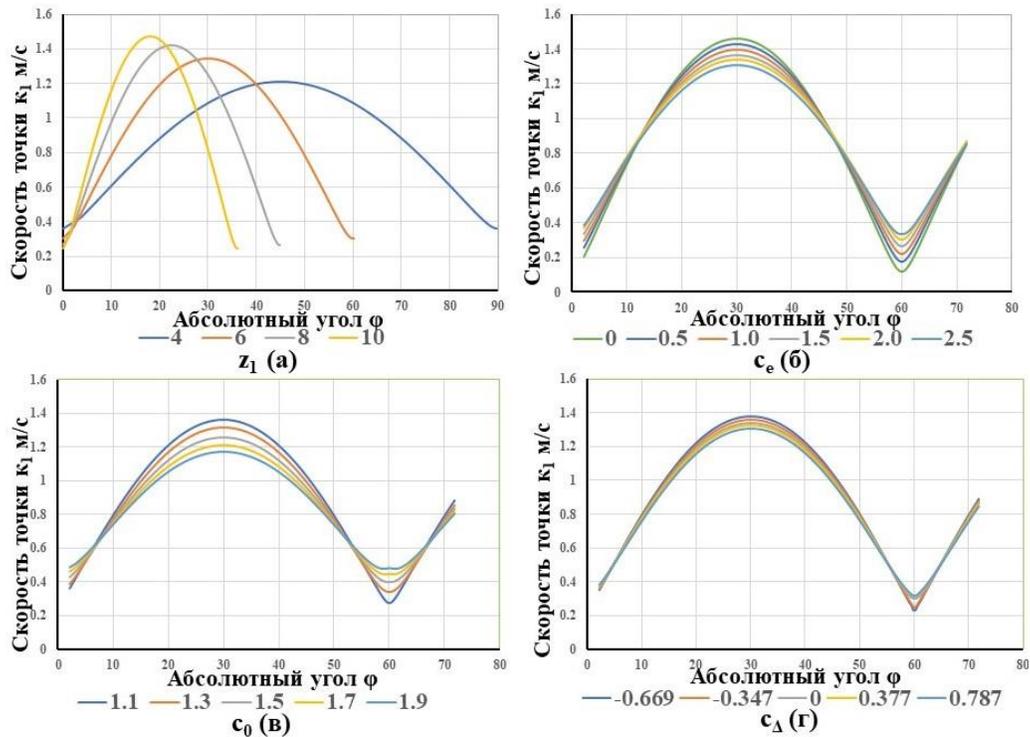


Рисунок 11 – Влияние числа заходов и безразмерных коэффициентов профиля на график скоростей точки касания первого типа

Диаметральный размер не влияет на коэффициент $c_{ск}$. Изменение коэффициента $c_{ск}$ при различных сочетаниях геометрических параметров профилей, в случае, когда при прочих равных условиях переменным является один геометрический параметр, показано на Рисунке 13. На графике видно, что с повышением числа зубьев статора коэффициент $c_{ск}$ тоже возрастает, что оказывает соответствующее влияние на максимальную скорость скольжения для механизмов с постоянным контурным диаметром и угловой скоростью.

С помощью построенных безразмерных графических зависимостей (Рисунок 11, 13), которые можно использовать в качестве расчётных номограмм, были определены численные значения суммарной скорости v_{sum} и коэффициента $c_{ск}$ скольжения для двух экстремальных вариантов исполнения профиля (Рисунок б), которые составили: $v_{sum} = 2,89$ м/с; $c_{ск} = 0,805$ (вариант а) и $v_{sum} = 2,76$ м/с; $c_{ск} = 0,66$ (вариант б). Результаты такого расчета показывают, что модификация профиля не оказывает заметного влияния на суммарную

скорость скольжения, но при этом профиль с максимальной площадью характеризуется повышенным значением v_{max} , вследствие увеличения радиуса центриды статора.

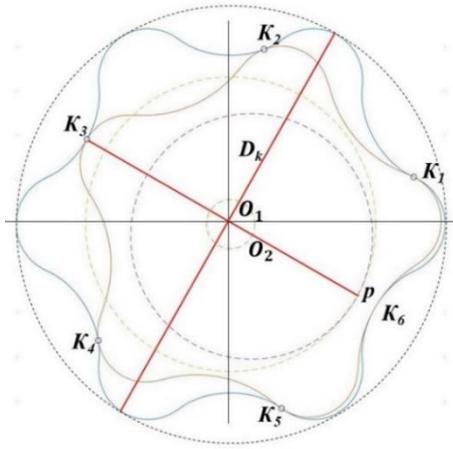


Рисунок 12 – К расчету коэффициента относительной максимальной скорости скольжения циклоидальных профилей

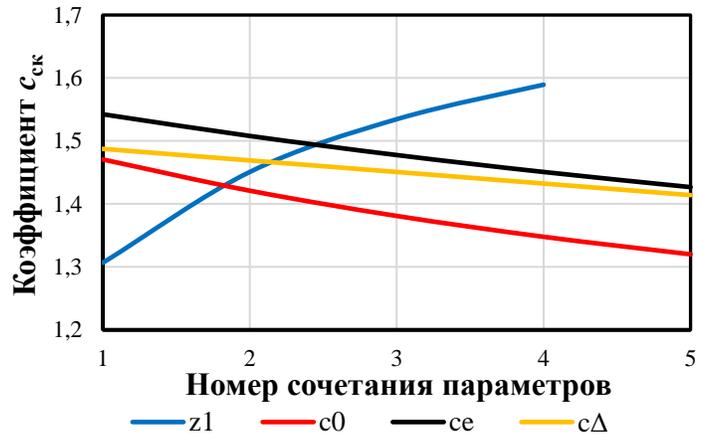


Рисунок 13 – Графики изменения коэффициента c_{sk} при различных геометрических параметрах профиля

В пятой главе проведено исследование влияния трех безразмерных геометрических коэффициентов профиля (c_0 , c_e , c_{Δ}) на характеристики циклоидального зацепления при постоянном контурном диаметре РО на основе численных методов и программного обеспечения, изложенных в главе 3. Установленные закономерности обобщены в сводной Таблице 1, из которой видно, что при $D_k = \text{const}$ для каждого безразмерного коэффициента можно отметить основные факторы его влияния на профиль: c_0 , c_{Δ} – высота зубьев и кривизна контура; c_e – радиус выступа и толщина зуба. Число зубьев оказывает равнозначное комплексное влияние на все вышеперечисленные факторы (Рисунок 5, а). Поэтому выбор чисел заходов РО является основополагающим этапом при проектировании циклоидального зацепления.

Предложена феноменологическая модель оптимизации безразмерных геометрических параметров при профилировании РО ВЗД на основе геометрических и кинематического критериев (главы 2–4), обобщённых в целевой функции, что

позволило применить вариативный подход к выбору геометрических параметров торцового профиля. При проектировании РО в качестве исходных данных необходимо задать рабочие параметры двигателя и его наружный габарит в заданных условиях бурения. При определенных значениях D_k и e площадь живого сечения становится постоянной при различных сочетаниях безразмерных геометрических параметров. В связи с этим при проектировании можно создавать альтернативные сочетания геометрических параметров для окончательного выбора оптимального варианта торцового профиля.

Таблица 1 – Влияние безразмерных геометрических коэффициентов на основные характеристики циклоидального зацепления

	c_0	c_e	c_Δ
Высота зубьев	●↓	●↓	●↓
Толщина зубьев	○↑	●↑	○↓
Кривизна контура	●↓	○↑	●↓
Радиус кривизны выступа ротора	●↑	●↑	○↓
Радиус центриды	●↓	●↓	○↓
Максимальное расстояние от точки контакта до полюса	●↑	○↑	○↑
Площадь живого сечения	●↓	●↓	○↓
Максимальная площадь камеры	-	○↓	-
Коэффициент площади k_s	●↓	●↓	○↓

●: существенное влияние; ○: несущественное влияние; -: отсутствие влияния;

↑ показатель увеличивается по мере увеличения коэффициента;

↓ показатель уменьшается по мере увеличения коэффициента.

Выбраны четыре показателя оптимизации, которые являются функциями безразмерных геометрических параметров профилей: (1) площадь живого сечения S выражает пропускную способность, которая определяет объём рабочих камер и как следствие, крутящий момент и частоту вращения двигателя; (2) коэффициент k_s выражает коэффициент

использования площади живого сечения; (3) коэффициент $c_{ск}$ характеризует максимальную скорость на контуре ротора, которая влияет на фрикционный износ между сопряжёнными поверхностями в паре ротор-статор; (4) скорость v_{sum} рассматривается как интегральный показатель износа профилей ротора и статора при их контактном взаимодействии.

Целевая функция, составленная при использовании функций вышеизложенных показателей оптимизации, приведена к безразмерному виду:

$$F(z_1, c_0, c_e, c_\Delta) = \max\left(\frac{4s}{D_k^2} + k_s - \frac{v_{sum}}{z_1 \omega D_k} - c_{ск}\right). \quad (5)$$

В целевой функции (5) чем больше первый и второй члены, а также чем меньше третий и четвертый члены, тем сочетание геометрических коэффициентов профиля (проектных параметров) является более рациональным. Нахождение максимального значения целевой функции (5) будет означать получение циклоидального профиля с оптимальным сочетанием геометрических и кинематических критериев при определенном отношении D_k/e . Блок-схема процесса оптимизации представлена в диссертационной работе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Разработанная методика и программа расчета циклоидальных торцовых профилей при их номинальном взаимоогибомом зацеплении с использованием предложенного алгоритма на основе производящей прямой при построении огибающей исходного профиля позволили упростить процесс проектирования рабочих органов ВЗД по сравнению с классическим методом. Удобная процедура импортирования геометрических параметров и экспортирования координат статора и ротора обеспечивают возможность уточнённого расчета площади камер и кинематических характеристик рабочих органов.

2 Численный метод расчета площадей отдельных рабочих камер поперечного сечения рабочих органов ВЗД и исследование влияния предложенных безразмерных

коэффициентов (k_s и k_{max}) на изменение площади отдельных рабочих камер и живого сечения использованы для оптимизации геометрических параметров рабочих органов при проектировании ВЗД.

3 Исследование влияния многомерных геометрических параметров ВЗД на площадь живого сечения показало, что при определенном контурном диаметре D_k и эксцентриситете e зацепления различные возможные сочетания безразмерных геометрических коэффициентов профиля (c_0, c_e, c_A) практически не влияют на площади живого сечения, поэтому выбор оптимальных соотношений между безразмерными коэффициентами профиля при соблюдении условия $D_k/e=const$ должен производиться на основе анализа кинематических и технологических критериев.

4 Предложенная классификация циклоидального зацепления по признаку расположения центроид зубчатых колёс относительно их профилей и разработанный метод расчета точек торцовых профилей на основе приложения Matlab, позволил выполнить всесторонний геометрический и кинематический анализ циклоидального зацепления. Наибольшее влияние на изменение скоростей точек касания оказывают кинематическое отношение и коэффициент внецентроидности.

5 Установлено, что суммарная скорость скольжения контактных точек v_{sum} в любом сечении героторного механизма есть величина постоянная, не зависящая от фазы зацепления, что позволяет рассматривать v_{sum} как интегральный показатель взаимодействия сопряжённых профилей рабочих органов. Предложенный безразмерный коэффициент $c_{ск}$, равный отношению расстояния от полюса наиболее удалённой точки контакта к контурному диаметру рабочих органов, выражает влияние геометрических параметров на максимальную относительную скорость скольжения циклоидальных профилей.

6 Феноменологическая модель и блок-схема процесса оптимизации безразмерных геометрических параметров с использованием целевой функции, составленной из геометрических и кинематических критериев, позволили выявить направления дальнейшего развития циклоидального зацепления рабочих органов ВЗД.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:**

- 1 Яо Ян. Исследование площади камер рабочих органов одновинтовых гидравлических машин / Ф. Д. Балденко, Яо Ян // Бурение и нефть. – 2020. – № 6. – С. 24-29.
- 2 Яо Ян. Особенности кинематики зубчатого циклоидального зацепления / Ф. Д. Балденко, Яо Ян // Территория «НЕФТЕГАЗ». – 2021. – № 5-6. – С. 12-21.
- 3 Яо Ян. Образование профилей ротора и статора рабочих органов винтовых забойных двигателей с циклоидальным зацеплением на основе численного метода / Яо Ян // Труды Российского государственного университета нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2021. – № 2(303). – С. 53-63.
- 4 Яо Ян. К вопросу оптимизации геометрических параметров циклоидального зацепления винтовых забойных двигателей / Яо Ян, Ф.Д. Балденко // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. – 2021. – № 6(126). – С. 22-26.

Публикации по теме диссертации в других изданиях:

- 5 Яо Ян. Исследование геометрических и кинематических параметров ВЗД на основе численного расчета циклоидального зацепления / Яо Ян // Сборник тезисов 74-й Международной Молодежной Научной Конференции «Нефть и газ - 2020». – Москва. – 2020. – Т.2. – С. 108-109.
- 6 Яо Ян. Критерии выбора геометрических параметров рабочих органов винтовых забойных двигателей / Яо Ян // Сборник тезисов 75-й Международной Молодежной Научной Конференции «Нефть и газ - 2021». – Москва. – 2021. – Т.2. – С. 96-97.
- 7 Yao Yang. Design Theory of Stator and Rotor of PDM Based on Rack Gearing Principle / Yao Yang, Ф. Д. Балденко // China Petroleum Machinery. – 2020. – Vol. 48. – No. 1. – P.26-32.
- 8 Yao Yang. Investigation into Effects of Axial Spacing between Stators and Rotors on Performance of a Turbodrill / Tan Chunfei, Wang Yuxuan, Yao Yang, Li Bowen, Li Yang // Oil Field Equipment. – 2016. – Vol. 45. – No. 3. – P. 7-10.
- 9 Yao Yang. Analysis and Calculation of Chucking Force for Turbodrill Stator and Rotor Installation/ Tan Chunfei, Li Bowen, Wang Yuxuan, Yao Yang, Li Can // Oil Field Equipment. – 2016. – Vol. 45. – No. 4. – P. 32-37.