

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
"Кузбасский государственный технический университет  
имени Т.Ф. Горбачева"

На правах рукописи

Ананьев Кирилл Алексеевич

**СОЗДАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА  
ГЕОХОДА ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД  
СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
Хорешок Алексей Алексеевич,  
доктор технических наук,  
профессор

Кемерово – 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	9
1.1 Способы проходки горизонтальных и наклонных горных выработок .....	9
1.2 Горнопроходческая техника.....	10
1.3 Исполнительные органы горнопроходческих машин .....	16
1.4 Требования к исполнительным органам геологов.....	20
1.5 Обзор исследований по определению параметров исполнительных органов горнопроходческих машин.....	22
1.6 Структура метода многокритериального анализа ELECTRE III.....	25
1.7 Выводы .....	29
2 ОБОСНОВАНИЕ ВАРИАНТОВ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОЛОГОВ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ..	31
2.1 Иерархическое структурирование требований к исполнительным органам геолога для разрушения пород средней крепости .....	31
2.2 Разработка схемных решений исполнительных органов геологов.....	33
2.3 Анализ схемных решений исполнительных органов геологов на соответствие предъявляемым к ним требованиям.....	40
2.4 Выводы .....	46
3 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОЛОГОВ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ.....	47
3.1 Выбор параметров для оценки технического уровня исполнительных органов геологов .....	48
3.2 Определение параметров роторных исполнительных органов .....	51
3.3 Определение параметров корончатых исполнительных органов .....	62

3.4	Определение параметров барабанных исполнительных органов .....	76
3.5	Определение исполнительного органа с наибольшим значением технического уровня .....	87
3.6	Выводы .....	93
4	РАЗРАБОТКА БАРАБАННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ДЛЯ ГЕОХОДА ДИАМЕТРОМ 3,2 МЕТРА.....	95
4.1	Определение геометрических параметров барабана .....	95
4.2	Разработка рациональной схемы расстановки резцов.....	98
4.3	Определение влияния результирующих силовых параметров барабанного исполнительного органа на трансмиссию геохода.....	110
4.4	Разработка исполнительного органа для опытного образца геохода диаметром 3,2 м.....	117
4.5	Выводы .....	128
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	130
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	132

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность темы исследования**

Объем строительства подземных сооружений различного назначения с 2012 по 2014 гг. ежегодно возрастал и к концу 2015 г. подошел к отметке 1000 км. При этом подавляющий процент этих объемов приходится на импортную проходческую технику.

И в России, и за рубежом актуальными направлениями развития горнопроходческой техники и технологии являются снижение затрат и увеличение темпов проходки.

В согласии со сложившимся вектором развития, перспективным способом проведения горных выработок является геовинчестерная технология (ГВТ), базовым элементом которой является новый класс горнопроходческой техники – геоход (аппарат для механизированной проходки горных выработок, использующий гео-среду для движения в подземном пространстве).

Исследования в области ГВТ и геоходов имеют существенные наработки. Возможность нового способа перемещения, являющегося особенностью геоходов, подтверждена испытаниями экспериментальных образцов геоходов серии «Эланг» на стенде и в реальных условиях шахты.

Процесс разрушения массива является основным в технологическом цикле проведения горных выработок и осуществляется исполнительным органом (ИО). Проведенные работы по исследованию и разработке ножевых ИО геоходов содержат достаточно полное обоснование параметров ИО данного типа. Однако область их применения ограничена крепостью пород  $f < 1$  ед. по шкале М.М. Протоdjяконова.

Исследования ИО, оснащенных режущим инструментом и имеющих эффективную область применения  $f \leq 5-6$  ед. по шкале М.М. Протоdjяконова, привели к появлению основ расчета ряда параметров ИО, в числе которых кинематические и от части силовые. Однако эти работы не включают определения рационального

типа ИО и обоснования его параметров. В этой связи работа, направленная на разработку и выбор схемных решений ИО геологов для разрушения пород средней крепости, и обоснование их рациональных параметров, является актуальной.

Работа выполнена в рамках комплексного проекта «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геологов» (договор №02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.) и базовой части государственного задания Минобрнауки России по проекту №632 «Исследование параметров технологии и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе».

#### **Степень разработанности.**

Исполнительными органами геологов занимались А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Ф. Горбунов, В.Д. Нагорный, В.Ю. Садовец, Н.Б. Пушкина, В.Ю. Бегляков и др. В результате проведенных этими учеными исследований определены параметры ножевых ИО геологов с областью применения до 1 ед. по шкале М.М. Протоdje-конова, определен ряд кинематических и силовых параметров ИО, оснащенных режущим инструментом, обоснована рациональная форма поверхности взаимодействия ИО геолога с породой. Однако эти работы не включают определения рационального типа ИО и обоснования его параметров.

**Цель работы:** разработка и обоснование параметров исполнительного органа геолога для разрушения пород средней крепости.

**Идея работы:** выбор типа исполнительного органа, определение кинематических, конструктивных и силовых параметров осуществляется на основе анализа схемных решений исполнительных органов и особенностей работы геолога.

#### **Задачи работы:**

- определить схемные решения исполнительных органов геологов для разрушения пород средней крепости наиболее полно соответствующие предъявляемым к ним требованиям;
- выбрать рациональное схемное решение исполнительного органа геолога для разрушения пород средней крепости;

- обосновать параметры ИО геолода для разрушения пород средней крепости.

**Методология и методы исследований.** В работе использованы методы исследований, включающие методы синтеза технических решений; метод многокритериального анализа; 3D-моделирование с использованием программного комплекса SolidWorks; математическое моделирование с использованием программного комплекса MatLab/Simulink.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

- для геолодов диаметром от 2,1 до 5,6 м при разрушении пород средней крепости комплексно по массовым, силовым и энергетическим параметрам барабанные исполнительные органы предпочтительнее корончатых с зафиксированными коронками и роторных;
- геометрические параметры, характеризующие барабанные исполнительные органы геолодов, такие, как длина и установочный угол барабанов, должны определяться с учетом перебора и обеспечивать его минимальное значение;
- силовые параметры, воспринимаемые головной секцией геолода от работы барабанных исполнительных органов при разрушении пород средней крепости, зависят от направления фрезерования – встречного или попутного, причем реактивный момент на головной секции при встречном фрезеровании совпадает по направлению с вращением головной секции и с точки зрения трансмиссии геолода встречное фрезерование является предпочтительным.

**Научная новизна:**

- впервые структурированы требования, предъявляемые к ИО геолодов; определены принципы оценки и сравнения ИО геолодов для разрушения пород средней крепости;
- получены аналитические выражения для определения геометрических и установочных параметров барабанных ИО геолодов;
- получены аналитические выражения для определения точки входа резцов, установленных на барабанном ИО геолода, в контакт с породой и углов охвата, учитывающие установочные и конструктивные параметры барабанов.

– впервые установлено, что при работе барабанного ИО в режиме встречного фрезерования при разрушении пород средней крепости вращающий момент, передаваемый на головную секцию геолода совпадает по направлению с вращающим моментом внешнего двигателя, снижая нагрузку на трансмиссию геолода.

**Достоверность** и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций, сформулированных в диссертационной работе, обеспечиваются корректностью принятых допущений при разработке условий задач, использованием апробированных методов и фундаментальных положений механики и математики.

**Личный вклад автора** заключается:

- в разработке двухуровневой структуры требований, предъявляемых к ИО геолодов, разработке схемных решений ИО геолодов с режущим инструментом и обосновании их оценки;
- в получении аналитических выражений для определения установочных и геометрических параметров барабанных ИО геолодов;
- в получении аналитических выражений для определения точки входа резцов, установленных на барабанном ИО геолода, в контакт с породой и углов охвата, учитывающих установочные и конструктивные параметры барабанов.
- в определении кинематических и силовых параметров схемы набора резцов на барабанном ИО геолода.

**Практическая значимость работы.**

Предложенный в работе подход к оценке и сравнению ИО геолодов для разрушения пород средней крепости может быть использован при создании новых образцов ИО геолодов в проектно-конструкторских и научно-технических организациях.

**Реализация выводов и рекомендаций работы.**

Полученные результаты работы использованы при разработке и изготовлении исполнительного органа опытного образца геолода на базе предприятия ОАО «КОРМЗ» (г. Кемерово).

**Апробация работы.**

Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на международных научно-практических конференциях «Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири» (Сибресурс-2012, Сибресурс-2014) (Кемерово, 2012 г., 2014 г.), «Актуальные проблемы современного машиностроения» (Томск, 2014 г.), «Перспективы инновационного развития угольных регионов России» (Прокопьевск, 2014 г.); VI всероссийской, 59-й научно-практической конференции молодых ученых с международным участием «Россия молодая» (Кемерово, 2014 г.); XVI Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности» (Кемерово, 2014 г.); X, XI, XII международных научно-технических конференциях «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности» (Екатеринбург, 2012 г., 2013 г., 2014 г.); международном научном симпозиуме «Неделя горняка-2014» (Москва, 2014 г.); международной научно-практической конференции «Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии» (Казахстан, г. Рудный, 2015 г.).

**Публикации.**

Всего по теме диссертации опубликовано 13 научных работ, в том числе 6 в изданиях, рекомендованных ВАК.

**Структура и объем работы.**

Диссертация изложена на 144 страницах текста и состоит из введения, 4 разделов, заключения, списка использованной литературы из 110 наименований. Диссертационная работа содержит 72 рисунка, 35 таблиц и 1 приложение.



# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1 Способы проходки горизонтальных и наклонных горных выработок

На сегодняшний день выделяют два наиболее распространенных способа проходки горных выработок различного назначения [1, 2]:

- буровзрывным способом;
- с применением механизированных проходческих щитов и комбайнов (механизированный способ).

При буровзрывном способе осуществляется бурение шпуров в забое с его последующим взрыванием. Как правило, этот способ применяется при разрушении очень крепких пород, либо когда применение механизированного способа невозможно или экономически нецелесообразно.

При механизированном способе проходки применяются проходческие комбайны, механизированные проходческие щиты и тоннелепроходческие машины.

Основные преимущества комбайнового и щитового способа перед буровзрывным заключаются в следующем [3, 4]:

- значительно (в 1,5-2 раза) более высокие скорости проходки;
- сохранение естественной несущей способности окружающих горных пород, обеспечение стабильности формы и размеров выработок;
- возможность уменьшения толщины обделки за счет использования несущей способности ненарушенной взрывами скальной породы (при сооружении тоннелей и капитальных горных выработок);
- большая устойчивость созданных механизированным способом выработок, особенно круглой и арочной формы;
- меньшие трудозатраты и вероятность травматизма, более высокая культура производства и др.

В последние десятилетия объем применения комбайнового способа возрастает, а объем проведения выработок буровзрывным способом снижается [4].

Таким образом, при проходке горных выработок и строительстве подземных сооружений наиболее востребован способ механизированной проходки, к которому относится и геовинчестерная технология (ГВТ) [5].

## 1.2 Горнопроходческая техника

### 1.2.1 Проходческие комбайны

Проходческие комбайны служат для механизированного проведения подготовительных выработок на угольных шахтах, рудниках, а также тоннелей при строительстве подземных сооружений [6, 7].

По основным классификационным признакам проходческие комбайны подразделяют [6-11]:

- по способу обработки забоя исполнительным органом – на избирательного действия (или цикличного) и бурового (или непрерывного) действия;
- по крепости разрушаемых пород – для работы по углю и слабой руде с прослойками и присечками слабых пород, для работы по породам средней крепости и для работы по крепким породам;
- по области применения – для основных и вспомогательных подготовительных выработок по полезному ископаемому и смешанным забоям, для проведения основных и капитальных выработок и тоннелей по породе, для нарезных работ по полезному ископаемому.

В угледобывающей промышленности свыше 95% всего объема комбайнового проведения горных выработок производится комбайнами избирательного действия со стреловидным ИО [4] (рисунок 1.1). По мощности и массе проходческие комбайны избирательного действия делятся на легкие, средние и тяжелые (таблица 1.1).



Рисунок 1.1 – Проходческий комбайн избирательного действия

Таблица 1.1– Основные характеристики проходческих комбайнов со стреловидным ИО

Классы комбайнов	Масса (т)	Мощность привода ИО (кВт)	$\sigma_{сж}$ (МПа)	Сечение выработки ( $m^2$ )
Легкие	До 20–25	До 60–80	До 70–80	До 20–25
Средние	До 35–50	До 100–160	До 100–110	До 35
Тяжелые	До 100–110	До 300–400	До 140–150	До 40–45

В настоящее время масса отдельных проходческих комбайнов со стреловидным ИО доведена до 130 т и более, мощность привода ИО до 560 кВт, а установленная мощность до 1000 кВт.

Комбайны бурового действия (рисунок 1.2) оснащаются роторными (рисунок 1.2, а) и планетарными ИО (рисунок 1.2, б). Комбайны с планетарными ИО в настоящее время широко применяются в калийной и соледобывающей промышленности, в частности комбайны производства Копейского машиностроительного завода «Урал-10Р», «Урал-20Р», «Урал-61А».

Для проведения горных выработок в угольных шахтах, в т. ч. Кузбасса [12], находят применение проходческо-очистные комбайны типа continuous miner и bolter miner с широкозахватным ИО барабанного типа [13] (рисунок 1.3).

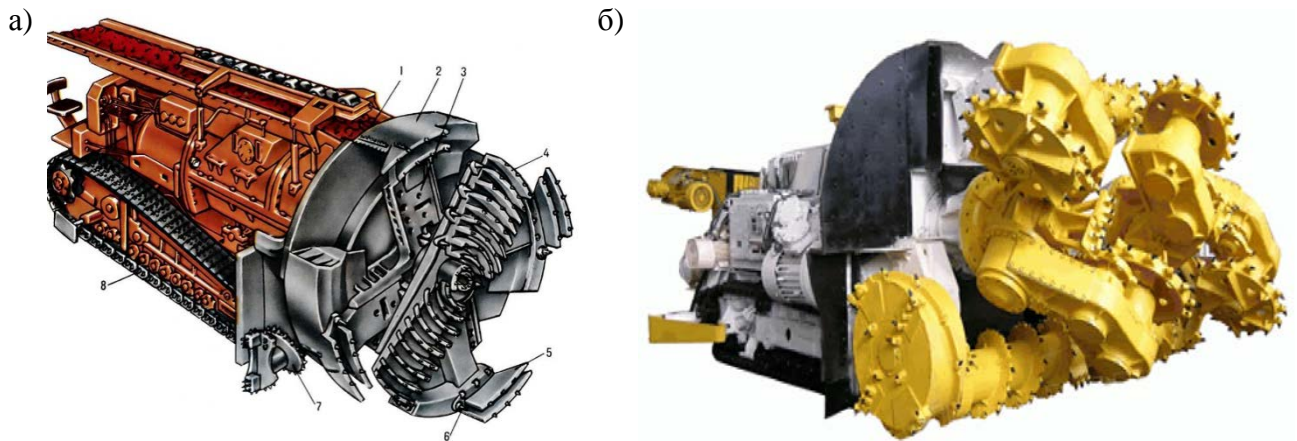


Рисунок 1.2 – Комбайны бурового типа с роторным (а) и планетарным (б) ИО



Рисунок 1.3 – Проходческо-очистной комбайн типа continuous miner

Как правило, ходовым устройством для передвижения проходческих и проходческо-очистных комбайнов является гусеничный механизм.

### 1.2.2 Механизированные проходческие щиты

Проходческий щит (далее – щит) представляет собой временную подвижную механизированную крепь и предназначен для защиты зоны ведения проходческих работ от обрушения породы на период разработки забоя до возведения постоянной крепи [14].

По основным классификационным признакам щиты подразделяют на следующие типы [14, 15]:

- по форме поперечного сечения выработки – круглой и некруглой формы;
- по наружному диаметру выработки (для круглой формы) – щиты малого (до

3,2 м), среднего (от 3,2 до 5,2 м) и большого (свыше 5,2 м) диаметров;

- по области применения – для работы в сыпучих и малоустойчивых породах; в устойчивых породах с коэффициентом крепости  $f$  по шкале М. М. Протодяконова от 0,5 до 5–6 ед.; в породах с крепостью  $f \geq 5–6$ ; в обводненных породах.

Наибольшее распространение в щитах получили ИО роторного (как правило планшайбы) типа (рисунок 1.4, а), избирательного действия (аналогичны ИО проходческих комбайнов избирательного действия), качающиеся. По сыпучим и малоустойчивым породам применяют ИО ножевые, экскаваторные, с комбинированными площадками и др. Для прямоугольных выработок разработаны щиты с барабанным ИО (рисунок 1.4, б) [14-18].

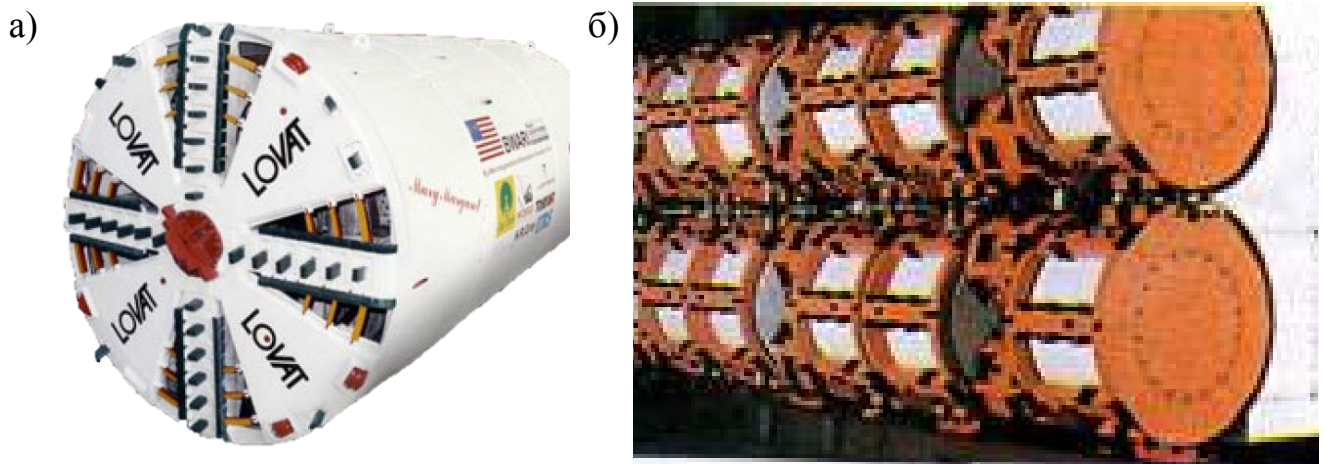


Рисунок 1.4 – Механизированные щиты: а) – с планшайбой, б) – с барабанным ИО

Передвижение щита осуществляется либо гидродомкратами, отталкивающимися от постоянной крепи (как правило для слабых пород), либо путем упора щитовых домкратов в распорное устройство, раскрепляемое в стены выработки (щиты грипперного типа). Существуют и иные способы передвижения щита, но они мало распространены [15].

### 1.2.3 Тоннелепроходческие машины специального назначения

Тоннелепроходческие машины специального назначения созданы как альтернатива буровзрывному способу проходки и имеют ограниченную область применения [18].

Тоннелепроходческая машина Mobile Miner фирмы Robbins (рисунок 1.5)

оснащена дисковым ИО. Передвижение осуществляется гусеничным механизмом. Рабочая зона защищена временной крепью.



Рисунок 1.5 – Тоннелепроходческая машина Mobile Miner 130 (Robbins)

Компанией Aker Wirth разработана тоннелепроходческая машина Mobile Tunnel Miner (рисунок 1.6), имеющих гусеничный ход. ИО оснащен дисковыми шарошками, реализующими метод подрезного скалывания породы (under-cutting method).



Рисунок 1.6 – Тоннелепроходческая машина Mobile Tunnel Miner (Aker Wirth)

Помимо рассмотренных тоннелепроходческих машин существует ряд других, отличающихся разнообразием конструкций, прежде всего, ИО. Однако все тоннелепроходческие машины специального назначения имеют узкую область применения, как правило, изготавливаются по специальному заказу и пока не нашли массового распространения [18].

#### 1.2.4 Геоходы

Геоходы представляют собой новый класс проходческой техники. Принципиальной особенностью геоходов является ввинчивание в приконтурный массив корпуса, выполняющего функцию подвижной крепи. При этом усилие, обеспечивающее движение и уравнивающее реакции от технологических операций, формируется не за счет сил трения на границе раздела сред (почва–гусеничный механизм) или отталкивания от искусственно возведенного опорного элемента (гидродомкрат–постоянная крепь), а в результате внедрения элементов движителя в приконтурный массив и использования нормальной реакции, возникающей при взаимодействии элементов геохода с массивом горных пород [5, 19-21].

Геоход является основным функциональным элементом геовинчестерной технологии (ГВТ), представляющей процесс механизированного проведения горных выработок с формированием и использованием системы законтурных винтовых и продольных каналов, в котором операции по разработке забоя, уборке горной массы, креплению выработанного пространства, а также перемещению всей проходческой системы на забой осуществляются в совмещенном режиме [5, 20-22].

Ранние разработки в этом направлении привели к созданию первых образцов геоходов – винтоповоротных проходческих агрегатов (ВПА) ЭЛАНГ-3 и ЭЛАНГ-4 (рисунок 1.7) [23-25].

В разработку и создание ВПА ЭЛАНГ большой вклад внесли: А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Ф. Горбунов, В.Д. Нагорный, Н.Б. Пушкина.

Шахтные испытания ЭЛАНГ-3 и стендовые испытания ЭЛАНГ-4 показали их принципиальную работоспособность и подтвердили реализуемость нового способа перемещения [23].

На сегодняшний день развитием геоходов занимаются такие ученые, как В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, А.В. Вальтер, В.Ю. Садовец, А.А. Казанцев, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, Р.В. Чернухин и др.

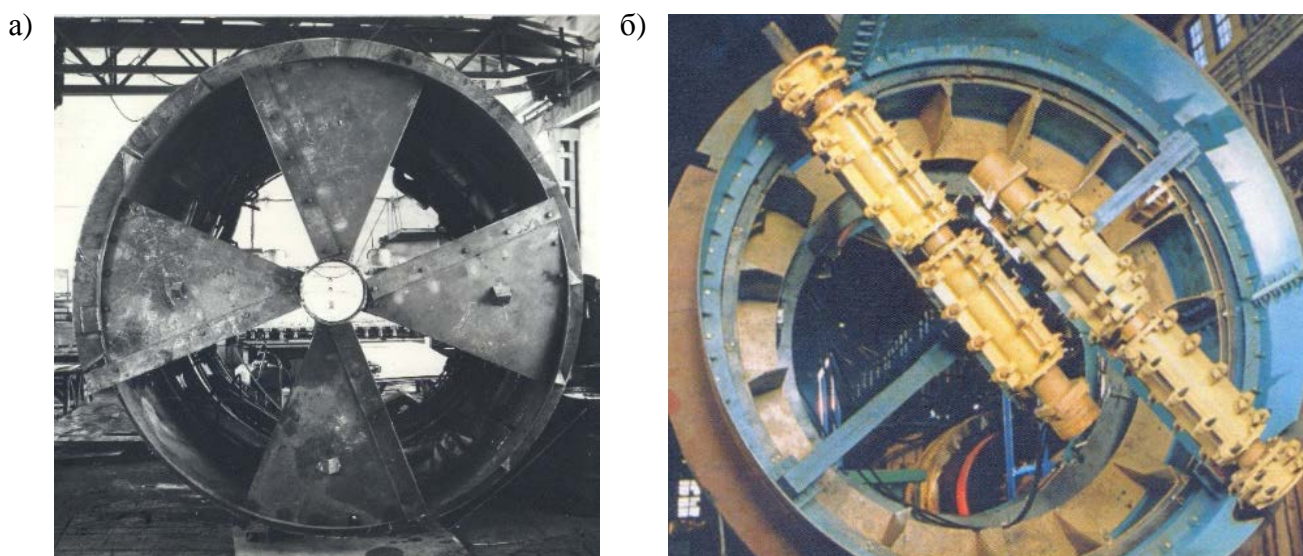


Рисунок 1.7 – Экспериментальные образцы ВПА ЭЛАНГ-3 (а) и ЭЛАНГ-4 (б)

### 1.3 Исполнительные органы горнопроходческих машин

#### 1.3.1 Исполнительные органы проходческих комбайнов и механизированных проходческих щитов

Исполнительный орган горной машины – это часть горной машины, непосредственно выполняющая основную операцию, для которой предназначена данная машина [26]. Для проходческих комбайнов и механизированных щитов это назначение – разрушение забоя выработки и формирование свободной полости в подземном пространстве. В настоящее время наибольшее распространение для механизированной проходки горных выработок по породе средней крепости проходческими щитами и комбайнами получили ИО следующих типов [6]: планетарные; роторные; барабанные; корончатые.

Планетарные ИО подразделяются на пространственные и плоскостные. У плоскостных инструмент перемещается в одной плоскости, параллельной забою (рисунок 1.8, а). У пространственных перемещение инструмента происходит по сложной пространственной траектории (рисунок 1.8, б) [6].



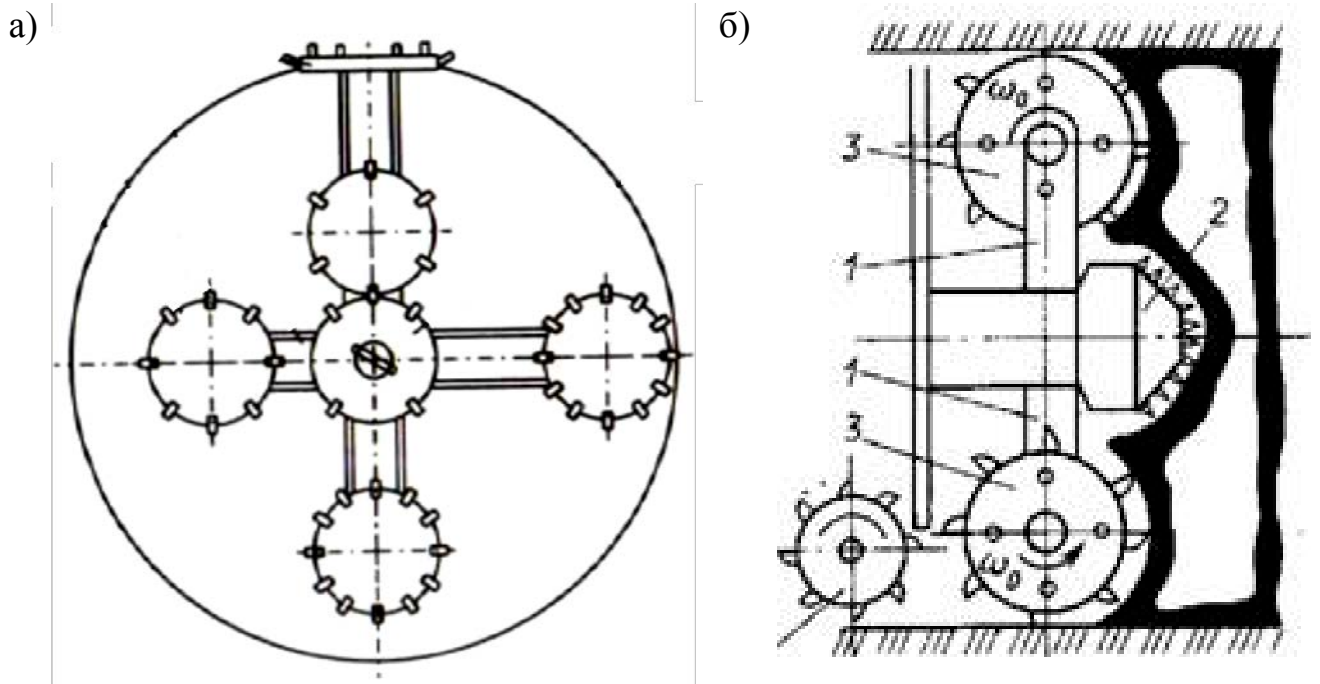


Рисунок 1.8 – Схемы планетарных ИО: а) – плоскостный; б) – пространственный

Пространственные планетарно-дисковые ИО получили широкое распространение в калийной и соледобывающей промышленности (рисунок 1.2, б). Применение в настоящее время плоскостных планетарных ИО на проходческих щитах и комбайнах в результате обзора не выявлено. Планетарные ИО оснащаются режущим инструментом.

Роторные ИО нашли применение в проходческих комбайнах бурового типа и механизированных проходческих щитах. Они имеют достаточно широкую область применения и способны работать в широком спектре горно-геологических условий: от обводненных песчаных пород до крепких.

Роторные ИО в зависимости от числа роторов и их взаимного расположения подразделяются на одноосевые (рисунок 1.9, а), соосные (рисунок 1.9, б) и параллельно-осевые (рисунок 1.9, в) [6, 7]. Роторные ИО оснащаются резцами, шарошками или их комбинацией.

Барабанные ИО могут выполнять как функцию основного ИО (например, в комбайнах типа continuous miner и щитах (рисунки 1.3 и 1.4, б)), так и вспомогательную для придания выработке нужной формы – бермовые фрезы буровых комбайнов (рисунок 1.10) [27].

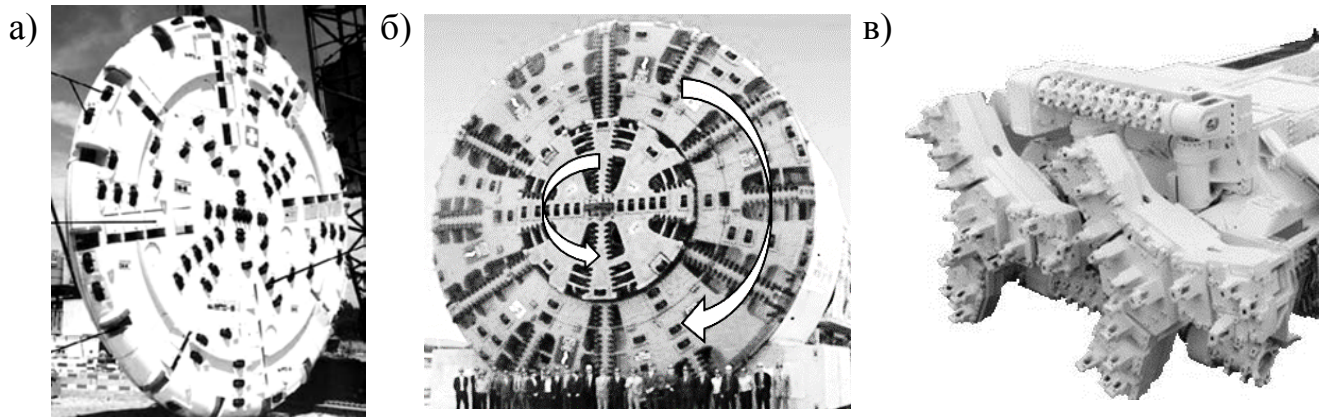


Рисунок 1.9 – Роторные ИО: а) – одноосевые, б) – соосные, в) – параллельно-осевые



Рисунок 1.10 –Бермовые фрезы бурового комбайна

Как правило, барабанные ИО оснащаются режущим инструментом.

Корончатые ИО получили широкое распространение в проходческих комбайнах избирательного действия. В механизированных проходческих щитах корончатые ИО применяются реже и в большинстве случаев заимствованы от комбайнов избирательного действия.

По расположению коронок данные исполнительные органы подразделяются на продольно-осевые – радиальные (рисунок 1.11, а) и поперечно-осевые – аксиальные (рисунок 1.11, б).

Серийно выпускаемые корончатые ИО оснащаются режущим инструментом.

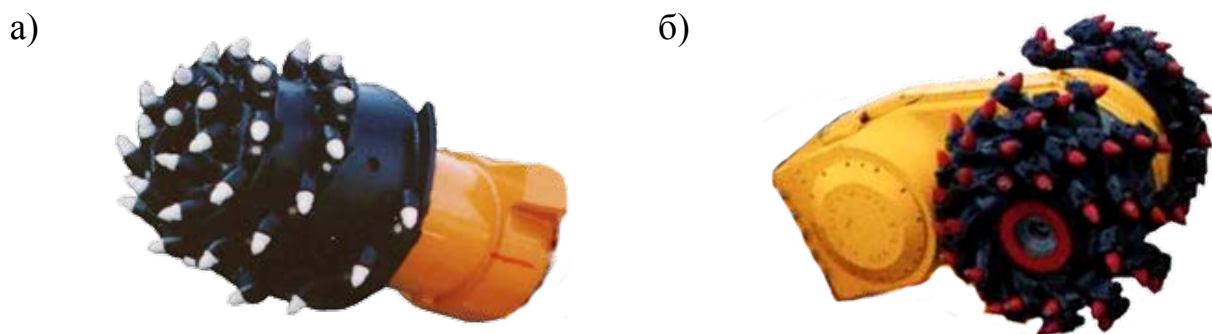


Рисунок 1.11 – Корончатые ИО: а) – радиальная коронка; б) – аксиальная коронка

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ рядом исследователей, в числе которых В.И. Нестеров, А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, Б.Л. Герике, Ю.Г. Полкунов, Е.К. Соколова, Е.В. Прейс, В.В. Кузнецов и др., с целью расширения области применения проходческих комбайнов избирательного действия велись и ведутся работы по оснащению корончатых ИО дисковыми шарошками [28–34].

### 1.3.2 Исполнительные органы геогодов ЭЛАНГ-3 и ЭЛАНГ-4

На экспериментальных образцах геогодов ЭЛАНГ-3 и ЭЛАНГ-4 были применены ИО ножевого (рисунок 1.7, а) и барабанного типа (рисунок 1.7, б).

Ножевой ИО со сплошным лезвием был использован на первом экспериментальном образце геогода ЭЛАНГ-3. Рациональная область их применения ограничена крепостью  $f < 1$  по шкале М. М. Протодяконова [35]. Ножевой ИО не оснащался собственным приводом, а его вращение было совмещено с вращением головной секции геогода.

Исследованиями ножевых ИО геогодов занимались А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Ф. Горбунов, В.Д. Нагорный, В.Ю. Садовец и др. [25, 35–37]

ЭЛАНГ-4 был оборудован барабанным ИО с двумя барабанами, оснащенными резцами. Он предназначался для работы в породах средней крепости. В разработке барабанных ИО геогодов наибольшее участие принимали А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Ф. Горбунов, Н.Б. Пушкина [19, 38–40].

Каждый барабан имел собственный привод и был закреплен на опорной раме, жестко связанной с головной секцией геогода. За счет этого подача ИО на забой

имела винтовой характер, связанный с параметрами внешнего движителя. Таким образом барабанный ИО, как и любой другой ИО с собственным приводом, имеет все признаки планетарного [40], так как рабочий инструмент, установленный на ИО, совершает (рисунок 1.12 [19]):

- вращательное движение с угловой скоростью  $\omega_{\text{б}}$  относительно оси барабана, на котором он установлен;
- переносное вращательное движение с угловой скоростью  $\omega_{\text{г}}$  вместе с барабаном относительно оси гехода;
- поступательное движение на забой с геходом со скоростью  $V_{\text{о}}$ .

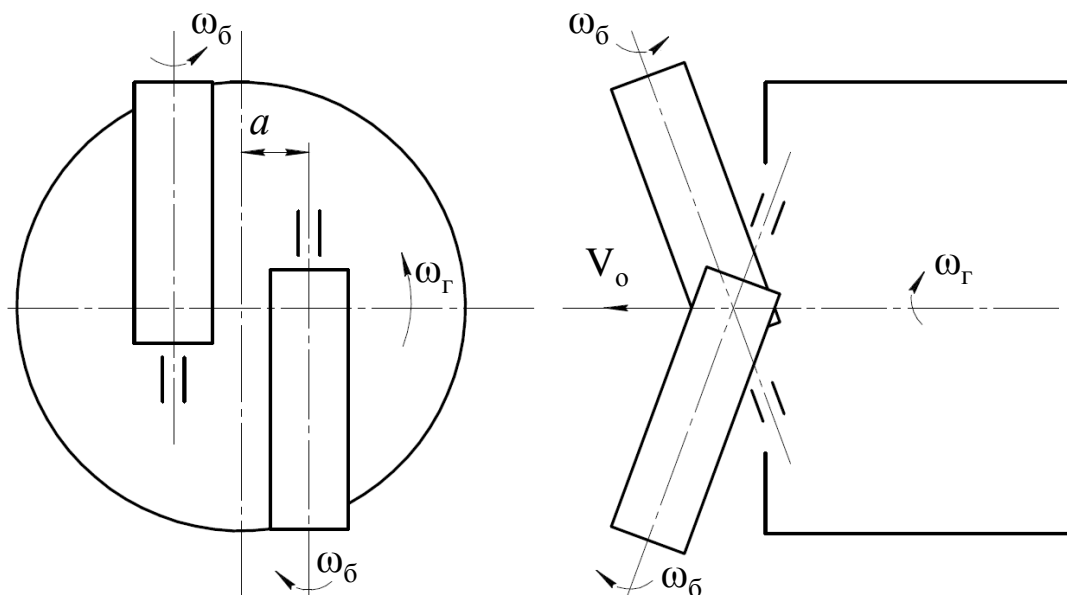


Рисунок 1.12 – Кинематическая схема барабанного ИО

Эта особенность работы ИО отражена в требованиях, предъявляемых к ИО геходов.

#### 1.4 Требования к исполнительным органам геходов

К ИО горных машин предъявляется ряд общих и специальных требований, обуславливаемых особенностями работы машины, условий эксплуатации и конструктивно-режимной увязкой с другими элементами системы.

Общие требования [8–11, 41]:

- высокая производительность ИО;
- низкая энергоёмкость разрушения горного массива;
- высокий КПД;
- высокая надёжность как отдельных элементов, так и конструкции в целом;
- минимальное пылеобразование при работе;
- минимальная динамичность рабочих процессов;
- возможность автоматизации.

Разработке специальных требований к ИО геологов, связанных со спецификой их работы, посвящены ряд работ В.В. Аксенова, В.Ю. Садовца, В.Ю. Беглякова и др. Основными из специальных требований являются следующие [42–45]:

- обеспечение непрерывного перемещения геолога на забой с заданной производительностью при любом пространственном расположении геолога;
- возможность монтажа ограждающей оболочки (диафрагмы), исключающей вывал, перепуск породы из кровли, бортов выработки, а также из груди забоя при работе в неустойчивых породах;
- наличие свободного доступа к функциональным элементам ИО для ремонта, замены и модификации;
- соответствие работы ИО характеру и параметрам подачи геолога на забой;
- работоспособность и возможность размещения привода и инструмента в условиях ограниченного пространства;
- обеспечение работы ИО в строгом соответствии с характером и параметрами подачи геолога на забой;
- обеспечение обработки всей площади сформированной поверхности забоя за один оборот геолога;
- обеспечение равномерной загруженности ИО;
- компактность приводных механизмов ИО;
- формирование и разрушение забоя выработки на свободную поверхность уступа;
- обеспечение ориентации разрушающих напряжений в горном массиве в сторону растяжения.

Приведенная последовательность не отражает принципа движения от более значимых требований к менее значимым, а носит исключительно перечисляющий характер.

Разработанные требования представляются структурой одного уровня, хотя, например, требование к компактности приводных механизмов ИО направлено на удовлетворения другого требования – обеспечения работоспособности и возможности размещения привода и инструмента в условиях ограниченного пространства.

Таким образом, разработанные специальные требования к ИО геологов в совокупности с общими требованиями, являющиеся основой для разработки схемных решений ИО геологов и критериями оценки ИО на предмет применимости в геологах, должны быть скорректированы и структурированы в обобщенные группы.

Полнота удовлетворения ряда требований к ИО во многом зависит как от правильности выбора типа исполнительного органа и его параметров, так и от их увязки с параметрами систем вращения и подачи [46].

## 1.5 Обзор исследований по определению параметров исполнительных органов горнопроходческих машин

Процесс разрушения горного массива является основным в технологическом цикле проходки выработки и при механическом разрушении осуществляется ИО машины [41]. Непосредственное отделение породы от обрабатываемого массива осуществляется рабочим инструментом, установленным на ИО.

Обзор ИО горнопроходческих систем показал, что наиболее распространенными типами рабочего инструмента являются резцы и дисковые шарошки.

Достоинствами способа разрушения породы резанием являются высокая производительность процесса разрушения, относительно малые удельные энергозатраты при рациональных режимах работы и т.д. [41]

Способ резания эффективен при разрушении породы крепостью  $f < 5-6$  ед.

по шкале М.М. Протодяконова. Согласно классификации пород, предложенной профессором М.М. Протодяконовым, породы средней крепости имеют коэффициент крепости  $f = 3-4$  ед. и входят в диапазон эффективного разрушения резанием.

Практический интерес представляет количественный и качественный характер изменения средних значений сил резания и подачи, которые в значительной мере определяют выбор мощности привода и усилий подачи выемочных и проходческих горных машин [41].

Работы, направленные на исследование рабочих процессов резания породы, установление основных закономерностей, необходимых для определения нагрузок на рабочем инструменте различных типов горных машин, исследование вопросов, связанных со стойкостью инструмента и т.д., проводились в ИГД им. А.А. Скочинского, ЦНИИПодземмаше, Новочеркасском, Тульском, Донецком, Кузбасском политехнических институтах, Московском горном институте, Ленинградском (Санкт-Петербургском) Горном институте и др.

Значительный вклад в горную науку в части исследования процессов механического разрушения угля и горных пород режущими инструментами внесли Л.И. Барон, А.И. Берон, Л.Б. Глатман, Е.З. Позин, Л.И. Кантович, В.И. Солод, В. Н. Гетопанов, В.А. Бреннер, Н.Г. Картавый, В.В. Тон, С.Л. Загорский, Е.К. Губенков, А.Н. Коршунов, М.М. Протодяконов, И.А. Свешников, М.Г. Крапивин, А.Б. Жабин, В.И. Крутилин, В.И. Нестеров, А.Г. Лаптев, Ю.Н. Линник, В.В. Габов, С.И. Мультианов, Н.И. Сысоев, Я.Л. Цыпин и др.

В результате проведенных исследований были разработаны основные положения теории резания угля и горных пород, созданы инженерные методы расчета параметров и нагруженности резцов применительно к ИО очистных и проходческих комбайнов, таких, как, например, ОСТ 12.44.258-84, ОСТ 12.44.197-81, РД 12.25.137-89 [47-49].

При определении усилий резания и подачи по разработанным методикам расчета по параметру, характеризующему породу, можно выделить два традиционных подхода: определение усилий через контактную прочность породы  $p_k$  [50, 51] и

определение усилий через сопротивляемость угля (пород) резанию  $\bar{A}$ . При этом контактная прочность, как правило, используется для проходческих комбайнов, а сопротивляемость резанию – для очистных [52, 53].

Для пород, характеризующихся повышенной вязкостью и пластичностью и не образующих лунку выкола при их испытании на контактную прочность индентором (что характерно для калийной руды) в качестве критерия оценки сопротивляемости материала разрушению предлагается использовать предел прочности на одноосное сжатие  $\sigma_{сж}$  [54-57].

Касательно геогодов, для ножевых ИО установлены зависимости, определяющие их силовые параметры во взаимосвязи с конструктивными и кинематическими параметрами геогода, обосновано число ножей на ИО [35].

В работе Н.Б. Пушкиной «Разработка методов и программных средств проектирования исполнительных органов винтоповоротных проходческих агрегатов» [40] разработаны параметрические уравнения для определения кинематических параметров ИО роторного, корончатого и барабанного типов с учетом конструктивных параметров ИО и геогода. Определение геометрических параметров ИО не рассматривалось. В данной работе роторные и корончатые ИО названы радиально-штанговыми и ступенчатыми фрезами соответственно.

Вопрос определения силовых параметров рассматривался с точки зрения определения реакции забоя на ИО в целом. Ограничение толщины срезаемой стружки (глубины резания) задавалось радиальным влетом резца, при этом не учитывалось возможное превышение максимально допустимой силы резания на резце.

Во всех рассмотренных методиках вопросы, связанные с выбором типа ИО, не рассматриваются, между тем выбор типа и принципиальной схемы ИО является одной из первых и наиболее важных задач при разработке новой машины, а ошибочный выбор ИО делает неработоспособной всю машину [58].

Для геогодов нет работ, посвященных определению конструктивных параметров ИО, за исключением ножевых ИО.



## 1.6 Структура метода многокритериального анализа ELECTRE III

Создание новых технических систем и разработка схемных решений неизбежно приводят к задаче выбора либо единственного лучшего решения, либо группы наиболее предпочтительных вариантов.

Предпочтительность вариантов выражается критериями оценки и при их малом количестве (два-три) выбор вариантов во многом прозрачен [59]. При большом наборе критериев оценки очевидный выбор невозможен, и решение такой задачи требует специальных методов многокритериального анализа (ММА). В зарубежной литературе это направление получило название *Multi-Criteria Decision Analysis*. В терминологии многокритериального анализа варианты решений, как правило, называются альтернативами.

В настоящее время разработано свыше 70 ММА [60], которые основываются на различных подходах к формализации модели рационального выбора, как, например [61]:

- функциональная модель рационального выбора (функции ценности и полезности);
- ограниченная пороговая предпочтительность;
- методы вербального анализа и др.

В ситуации, когда невозможно отдать предпочтение одной из альтернатив – ситуация несравнимости, или в ситуации слабой предпочтительности, когда лицо, принимающее решение (ЛПР) колеблется в определенном выборе одного из вариантов, применяют подход ограниченной пороговой предпочтительности (*outranking approach*), к которому относятся методы семейства ELECTRE (*ELimination Et Choix Traduisant la Realite* – исключение и выбор, отражающие реальность) [61]. Для задач упорядочивания альтернатив по качеству широкое распространение получил метод ELECTRE III, общая структура которого показана на рисунке 1.13 [62].

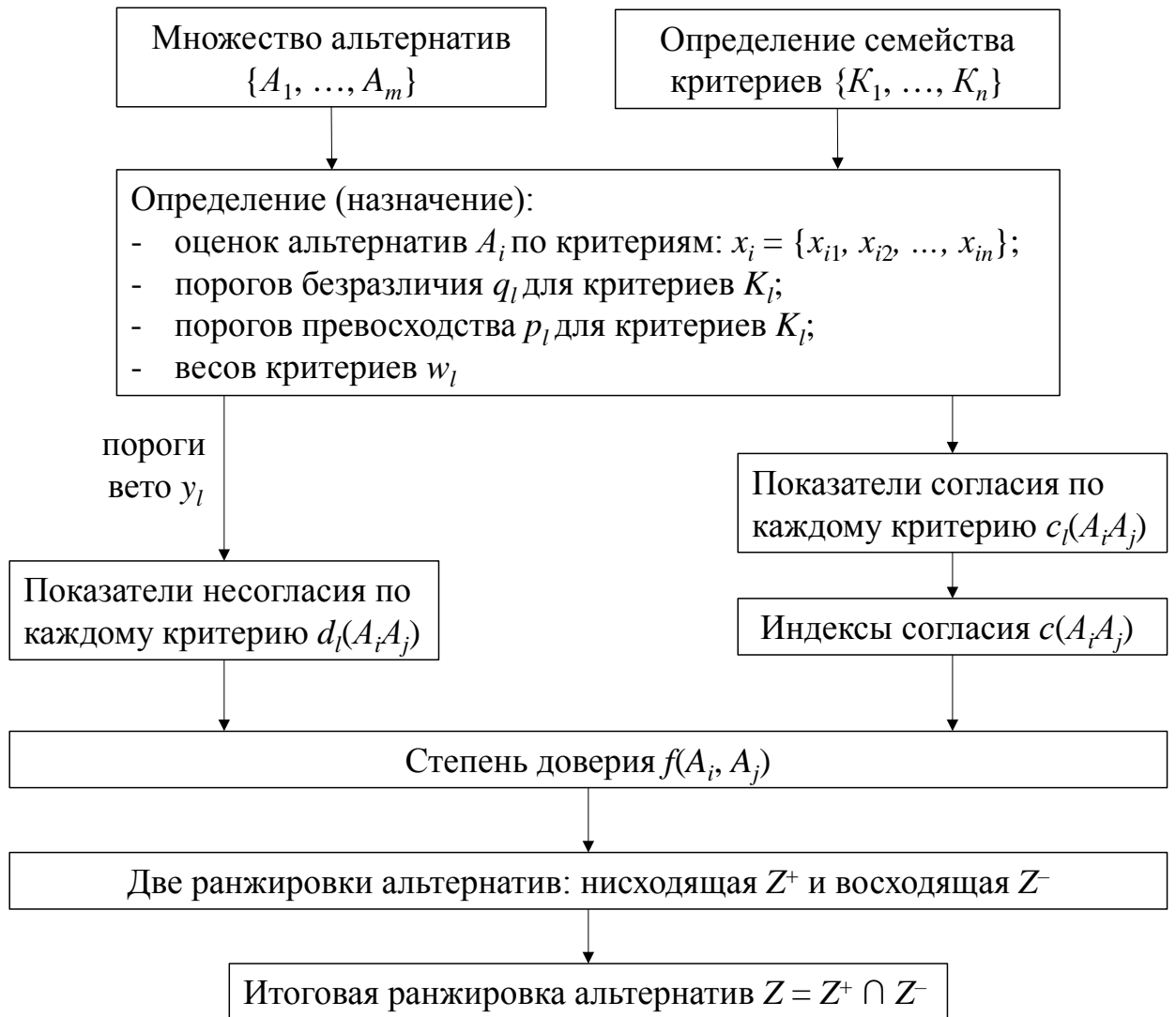


Рисунок 1.13 – Общая структура метода ELECTRE III

Основными данными для решения задачи методами ELECTRE являются [63]:

- конечное множество альтернатив  $A = \{A_1, \dots, A_i, \dots, A_j, \dots, A_m\}$ ;
- ряд критериев оценки альтернатив  $K = \{K_1, \dots, K_l, \dots, K_n\}$ ;
- $x_{il} = K_l(A_i)$  – оценки альтернатив по критериям для каждого  $A_i \in A$  и  $K_l \in K$ , совокупность которых представляет собой матрицу размерностью  $m \times n$ .

Предпочтения ЛПР по каждому критерию  $K_l$  характеризуются [61]: весом (относительной важностью) критерия  $w_l$ , пороговыми функциями безразличия  $q_l(x_{il})$  и превосходства  $p_l(x_{il})$  и пороге вето  $y_l(x_{il})$ . Тройка функций  $(x_{il}, q_l(x_{il}), p_l(x_{il}))$  носит название псевдокритерия.

При бинарном сравнении вариантов альтернативы  $A_i$  и  $A_j$  могут находиться в следующих соотношениях [60-62]:

- $A_i P_{(l)} A_j$  – строгое (сильное) превосходство альтернативы  $A_i$  над  $A_j$  по критерию  $K_l$ , если  $x_{il} > x_{jl} + p_l(x_{jl})$ ;
- $A_i Q_{(l)} A_j$  – нестрогое (слабое) превосходство альтернативы  $A_i$  над  $A_j$  по критерию  $K_l$ , если  $q_l(x_{jl}) < x_{il} - x_{jl} \leq p_l(x_{jl})$ ;
- $A_i I_{(l)} A_j$  – альтернативы  $A_i$  и  $A_j$  безразличны по критерию  $K_l$ , если  $x_{il} - x_{jl} \leq q_l(x_{jl})$ .

Индекс согласия для пары альтернатив  $A_i$  и  $A_j$  определяется по формуле [61]

$$c_{ij} = c(A_i, A_j) = \frac{\sum_{l=1}^n w_l c_l(A_i, A_j)}{\sum_{l=1}^n w_l}, \quad (1.1)$$

где  $c_l(A_i, A_j)$  – показатель согласия для пары альтернатив  $A_i$  и  $A_j$  по критерию  $K_l$ ;  $w_l$  – вес критерия  $K_l$ ;  $n$  – количество критериев.

$$c_l(A_i, A_j) = \begin{cases} 1, & \text{если } x_{jl} - x_{il} \leq q_l; \\ \frac{x_{il} - x_{jl} + p_l}{p_l - q_l}, & \text{если } q_l < x_{jl} - x_{il} \leq p_l; \\ 0, & \text{если } p_l < x_{jl} - x_{il}. \end{cases} \quad (1.2)$$

Показатели несогласия для пары альтернатив  $A_i$  и  $A_j$  по критерию  $K_l$  определяются по уравнению [61]

$$d_l(A_i, A_j) = \begin{cases} 0, & \text{если } x_{jl} - x_{il} \leq p_l; \\ \frac{x_{jl} - x_{il} - p_l}{y_l - p_l}, & \text{если } p_l < x_{jl} - x_{il} \leq y_l; \\ 1, & \text{если } y_l < x_{jl} - x_{il}. \end{cases} \quad (1.3)$$

Степень доверия  $f(A_i, A_j)$  к утверждению о выполнимости бинарного отношения ограниченной предпочтительности для каждой пары вариантов  $A_i, A_j$  определяется по уравнению [61]

$$f_{ij} = f(A_i, A_j) = \begin{cases} c(A_i, A_j), & \text{если } c(A_i, A_j) \geq d_l(A_i, A_j); \\ c(A_i, A_j) \prod_{l \in L_{ij}^0} \frac{1 - d_l(A_i, A_j)}{1 - c(A_i, A_j)}, & \text{если } c(A_i, A_j) < d_l(A_i, A_j), \end{cases} \quad (1.4)$$

где  $L_{ij}^0$  — подмножество критериев, для которых  $c(A_i, A_j) < d_l(A_i, A_j)$ .

Совокупность всех  $f(A_i, A_j)$ , определенных по уравнению (1.4), образует матрицу доверия (таблица 1.2).

Далее формируются две последовательности сужающихся ядер и строятся две соответствующие им ранжировки вариантов – нисходящая  $Z^+$  и восходящая  $Z^-$  [61].

Таблица 1.2 – Матрица доверия

	$A_1$	$A_2$	$A_i$	$A_j$	$A_m$
$A_1$	1	$f_{12}$	$f_{1i}$	$f_{1j}$	$f_{1m}$
$A_2$	$f_{21}$	1	$f_{2i}$	$f_{2j}$	$f_{2m}$
$A_i$	$f_{i1}$	$f_{i2}$	1	$f_{ij}$	$f_{im}$
$A_j$	$f_{j1}$	$f_{j2}$	$f_{ji}$	1	$f_{jm}$
$A_m$	$f_{m1}$	$f_{m2}$	$f_{mi}$	$f_{mj}$	1

Для построения  $Z^+$  из матрицы доверия определяется максимальное значение степени доверия  $f_{\max}$  и устанавливается некоторый порог доверия  $e_1$ . Строится вспомогательная матрица  $B_1$ . Элементы данной матрицы  $b_{ij}$  могут принимать значения 1 и 0:

$$b_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если } f_{ij} \geq f_{\max} - e_1; \\ 0, & \text{если } f_{ij} < f_{\max} - e_1. \end{cases} \quad (1.5)$$

Вычисляются суммы элементов матрицы  $B_1$  по строке  $s_i$  и столбцу  $r_i$ . Пример вспомогательной матрицы для пяти альтернатив с произвольными значениями  $b_{ij}$  приведен в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Пример вспомогательной матрицы  $B_1$

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$s_i$	$s_i - r_i$
$A_1$	1	1	1	1	1	5	4
$A_2$	0	1	0	0	0	1	-3
$A_3$	0	1	1	0	0	2	0
$A_4$	0	0	0	1	0	1	-1
$A_5$	0	1	0	0	1	2	0
$r_i$	1	4	2	2	2	-	-

Подмножество вариантов, имеющих наибольшее значение разности  $s_i - r_i$ , образуют первое по предпочтительности ядро альтернатив  $X^1$ . Далее  $X^1$  исключается

из  $B_1$  и процедура повторяется на суженном множестве вариантов. Ранжировка  $Z^-$  строится аналогичным образом для другого порога доверия  $e_2$ , с разницей, что последовательность ядер образуется из вариантов, имеющих наименьшее значение разности  $s_i - r_i$ .

Итоговый результат в виде нестрогого упорядочения вариантов находится как пересечение нисходящей и восходящей ранжировок  $Z = Z^+ \cap Z^-$ .

## 1.7 Выводы

1. При проходке горных выработок и строительстве подземных сооружений наиболее востребован способ механизированной проходки. Наибольшее распространение для механизированной проходки горных выработок по породе средней крепости проходческими щитами и комбайнами получили планетарные, роторные, барабанные и корончатые ИО. Для работы в породах крепостью  $f \leq 5-6$  ед. по шкале М.М. Протоdjяконова ИО оснащаются режущим инструментом, при больших крепостях породы – дисковыми шарошками.

2. Разработанные специальные требования к ИО геологов в совокупности с общими требованиями должны быть скорректированы и структурированы в обобщенные группы.

3. Для определения усилий на рабочем инструменте ИО геологов наиболее приемлемы подходы, в которых свойства породы задаются контактной прочностью  $p_k$ .

4. Отсутствуют работы, направленные на обоснование и выбор рациональных схемных решений и силовых параметров ИО геологов для работы в породах средней крепости в зависимости от конструктивных параметров геолога.

5. Для определения схемных решений ИО геологов, наиболее полно удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям, применим метод многокритериального анализа ELECTRE III.

**Целью** данной работы является разработка и обоснование параметров исполнительного органа геохода для разрушения пород средней крепости.

В рамках поставленной цели необходимо решить следующие **задачи**:

- 1) определить схемные решения исполнительных органов геоходов для разрушения пород средней крепости наиболее полно соответствующие предъявляемым к ним требованиям;
- 2) выбрать рациональное схемное решение исполнительного органа геохода для разрушения пород средней крепости;
- 3) обосновать параметры ИО геохода для разрушения пород средней крепости.

## 2 ОБОСНОВАНИЕ ВАРИАНТОВ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДОВ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ

### 2.1 Иерархическое структурообразование требований к исполнительным органам геохода для разрушения пород средней крепости

В подразделе 1.4 перечислены общие требования к ИО горных машин, а также разработанные ранее специальные требования к ИО геоходов.

Исследования последних лет в области ГВТ и геоходостроения привели к расширению задач, возлагаемых на ИО. К основному назначению ИО, заключающемуся в формировании свободного от геосреды пространства в направлении проводимой выработки для прохождения носителя геохода – обеспечение движения, добавлено назначение формирования свободного от геосреды пространства для маневрирования геохода – обеспечение маневрирования [44]. Таким образом, необходимо дополнить специальные требования к ИО геоходов еще одним – обеспечением возможности выдвижения ИО за контур выработки [64].

Как уже было отмечено в подразделе 1.4, разработанные требования представляются структурой одного уровня. Анализируя их перечень, можно отметить, что некоторые из них представляются обобщёнными требованиями, выполнимыми удовлетворением единичных требований.

Обеспечение непрерывного перемещения геохода на забой с заданной производительностью при любом пространственном расположении геохода – обобщенное требование, для выполнения которого необходимо:

- 1) обеспечить соответствие работы ИО характеру и параметрам подачи геохода на забой;
- 2) обеспечить обработку всей площади сформированной поверхности забоя за один оборот геохода;

3) обеспечить соответствие геометрических параметров ИО параметрам внешнего двигателя.

Возможность выдвижения ИО за контур выработки является единичным и на данный момент единственным требованием к ИО в части решения задачи обеспечения возможности маневрирования геолода по трассе.

Обобщенное требование к высокой надёжности как отдельных элементов, так и конструкции в целом включает в себя единичные требования по обеспечению равномерной загруженности ИО и минимальной динамичности работы. В требование по обеспечению высокой надёжности включены только те критерии, которые обеспечиваются непосредственно работой ИО, а не качеством его изготовления или обслуживания и ремонта.

Из требования, представленного как возможность монтажа ограждающей оболочки (диафрагмы), исключаящей вывал, перепуск породы из кровли, бортов выработки, а также из груди забоя при работе в неустойчивых породах, целесообразно выделить обобщенное требование и единичное. Обобщенное требование сформулируем следующим образом – предотвращение вывалов, перепусков породы из кровли, бортов выработки и также из груди забоя, а единичное – возможность монтажа ограждающей оболочки (диафрагмы). Сюда же относится единичное требование – работа без ослабления приконтурного массива.

Еще одно обобщенное требование можно определить как размещение и обслуживание приводов и рабочего инструмента в условиях ограниченного пространства. В него входят три единичных требования: доступ к функциональным элементам ИО и возможность замены рабочего инструмента в «полевых» условиях, минимальные массово-габаритные характеристики ИО и приводов и минимальное число приводов и активных элементов (коронки, дисков и т. д.).

Низкая энергоёмкость разрушения горного массива достигается формированием и разрушением уступа на забое выработки на свободную поверхность, ориентацией разрушающих напряжений в горном массиве в сторону растяжения, минимальным пылеобразованием при работе и высоким КПД привода.



Структура требований к ИО геогодов с разделением на обобщенные и единичные требования приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Структура требований к ИО геогодов

Обобщенные требования	Единичные требования
Обеспечение непрерывного перемещения геогода на забой с заданной скоростью при любом пространственном расположении геогода	Соответствие работы ИО характеру и параметрам подачи геогода на забой
	Обработка всей площади сформированной поверхности забоя за один оборот геогода
	Соответствие геометрических параметров ИО параметрам внешнего движителя
Обеспечение возможности маневрирования геогода по трассе	Возможность выдвижения ИО за контур выработки
Высокая надёжность как отдельных элементов, так и конструкции в целом	Равномерная загруженность ИО
	Минимальная динамичность работы
Предотвращение вывалов, перепусков породы из кровли, бортов выработки, а также из груди забоя	Возможность монтажа ограждающей оболочки (диафрагмы)
	Работа без ослабления приконтурного массива
Размещение и обслуживание привода и инструмента в условиях ограниченного пространства	Доступ к функциональным элементам ИО и возможность замены рабочего инструмента в «полевых» условиях
	Минимальные массово-габаритные характеристики ИО и приводов
	Минимальное число приводов и активных элементов (коронки, дисков и т. д.)
Низкая энергоёмкость разрушения горного массива	Формирование и разрушение уступа на забое выработки на свободную поверхность
	Ориентация разрушающих напряжений в горном массиве в сторону растяжения
	Минимальное пылеобразование при работе
	Высокий КПД

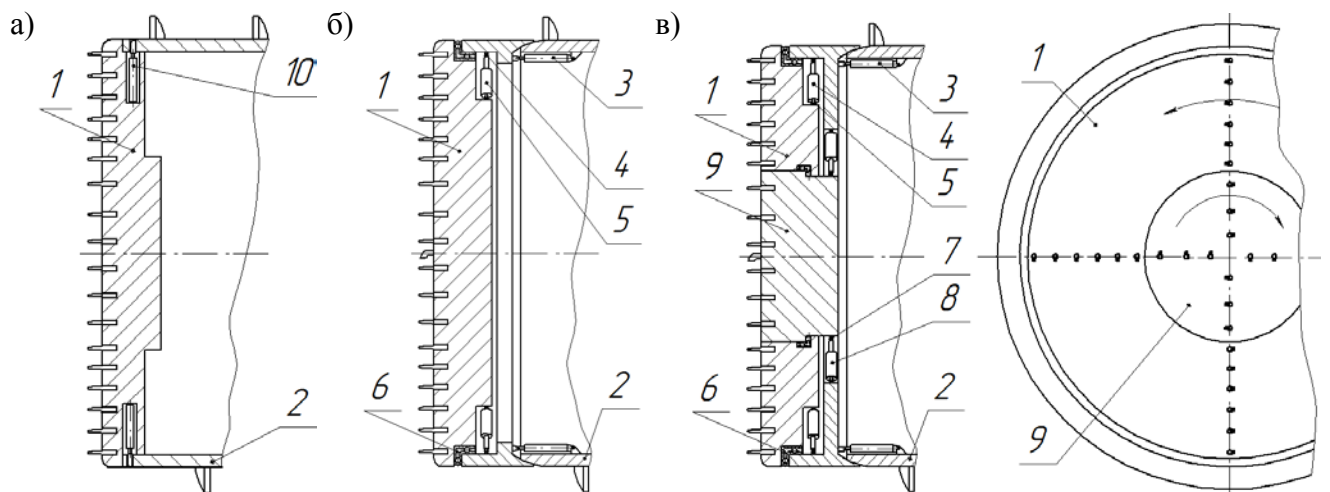
## 2.2 Разработка схемных решений исполнительных органов геогодов

По результатам обзора ИО современных ГПС, проведенного в подразделе 1.3, выделены следующие типы ИО для разработки схемных решений: роторные; корончатые; барабанные.

Планетарные ИО не рассматриваются отдельной группой, так как таковыми в геогодах по своему движению являются корончатые и барабанные [40].

### 2.2.1 Разработка схемных решений исполнительных органов роторного типа

Применение роторных ИО в геходах возможно с организацией вращательного движения относительно головной секции и без организации движения. В последнем случае ротор вращается вместе с головной секцией и не требует отдельного привода (рисунок 2.1, а). При организации вращения ротора относительно оси выработки роторные ИО могут состоять из одной планшайбы – одноосевые (рисунок 2.1, б), или нескольких планшайб – соосные (рисунок 2.1, в) [6, 7, 10].



1 – планшайба; 2 – головная секция; 3 – маневровый привод; 4, 7 – механизм возврата гидроцилиндров вращения (типа храповой механизм); 5, 8 – привод вращения планшайбы (гидроцилиндры); 9 – соосная планшайба; 10 – копир-резец

Рисунок 2.1 – Схемы роторного ИО: а) – без организации движения ротора; б) – одноосевой с организацией дополнительного вращения; в) – соосный с организацией дополнительного вращения

Маневрирование гехода с такими ИО по трассе реализуется как и в механизированных щитах – созданием уширений выработки выдвигающимися копир-резцами 3 (рисунок 2.1, а), а при шарнирно-сочлененной конструкции модуля исполнительного органа с корпусом гехода (рисунок 2.1, б и в) – наклоном планшайбы в нужном направлении с выходом за контур выработки [65].

Схемы с организацией вращения ротора относительно головной секции не используют особенностей гехода – головная секция уже имеет вращение. При ис-

пользовании одноосевых роторных ИО (рисунок 2.1, б) вообще происходит двойная работа по преодолению нагрузки от резания породы – сначала приводом ИО, от которого эта нагрузка передается на трансмиссию геолода. При схеме ИО с соосными планшайбами требуется либо две группы отдельных приводов – на периферийное кольцо и центральный диск, либо редуктор, что неоправданно усложнит конструкцию.

Таким образом, наиболее приемлемым вариантом схемного решения роторных ИО является ИО без организации движения относительно головной секции геолода.

Роторные ИО не образуют уступ, а разрушают сразу всю поверхность забоя. При этом рациональная форма образующей забоя с внутренней воронкой [44, 66] может быть реализована, как это представлено на рисунке 2.2.

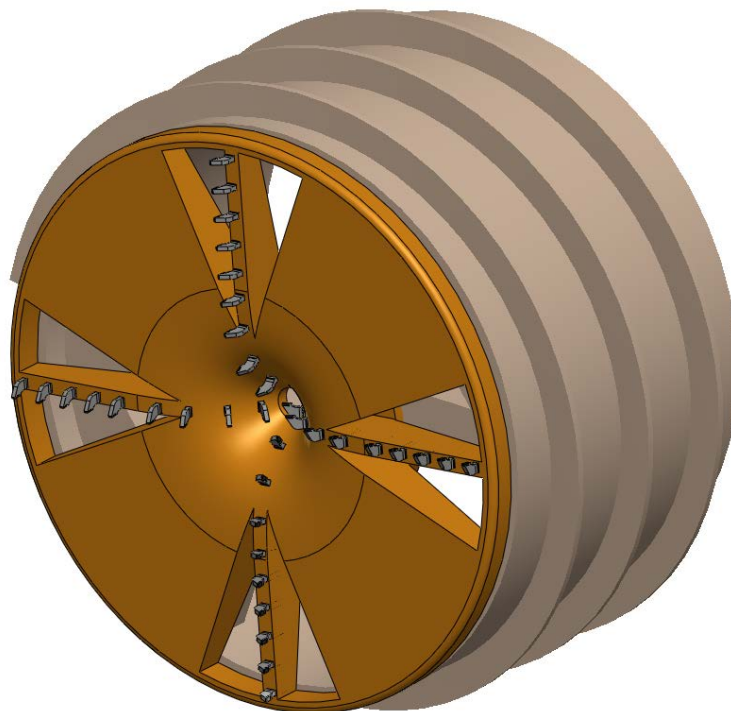


Рисунок 2.2 – Схема роторного ИО с вогнутым профилем рабочей поверхности планшайбы

2.2.2 Разработка схемных решений исполнительных органов корончатого типа

Разработано несколько схемных решений корончатых ИО [67]:

- стреловидные с режущими коронками;
- с зафиксированными коронками;
- многокорончатый лучевой (дисковый).

Стреловидные ИО с режущими коронками аналогичны применяемым в проходческих комбайнах избирательного действия и механизированных щитах. На рисунке 2.3 представлены схемные решения этих ИО с одной и с двумя коронками.

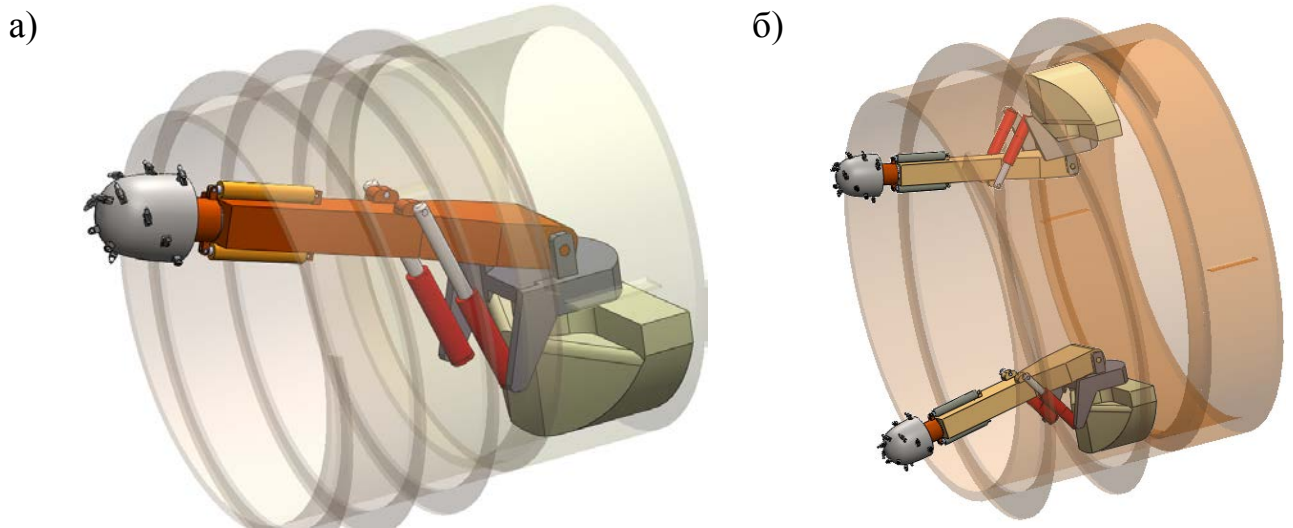
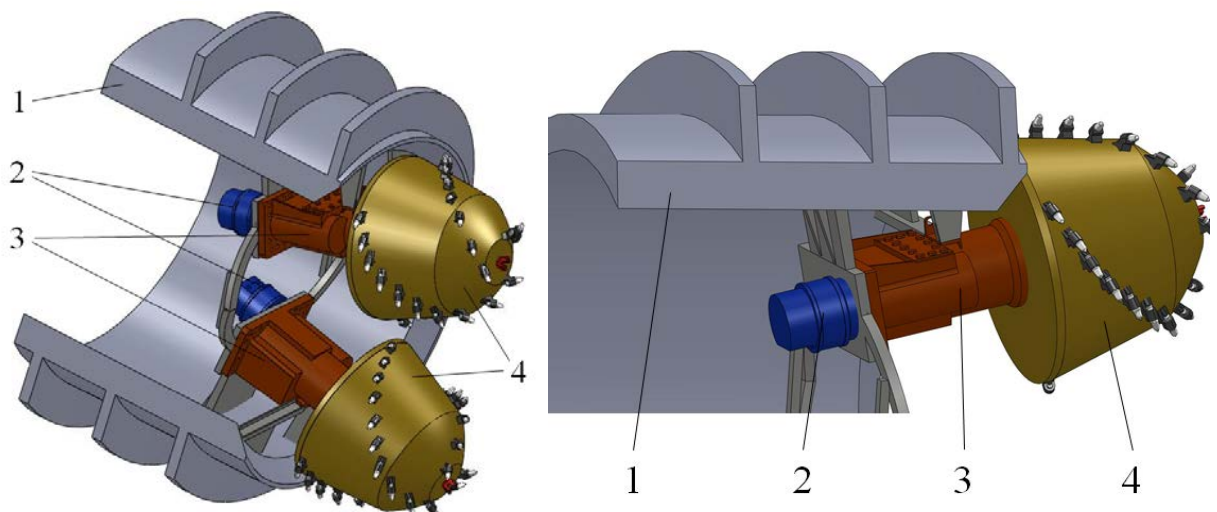


Рисунок 2.3 – Схемы стреловидных ИО с одной (а) и двумя (б) коронками

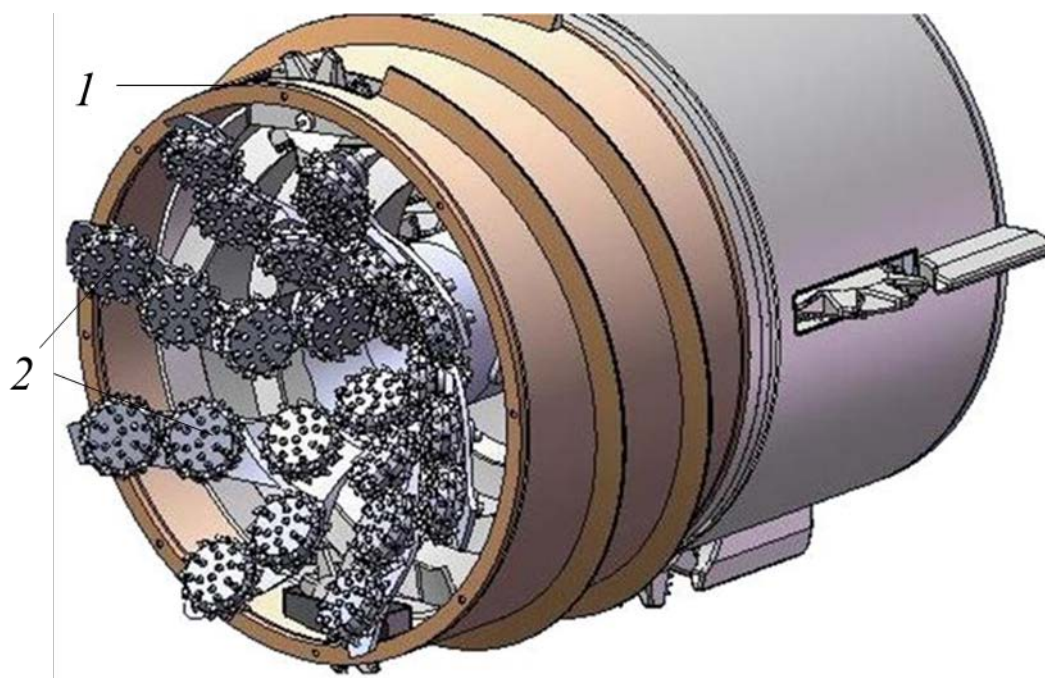
ИО с зафиксированными коронками, в отличие от стреловидных, жестко связаны с головной секцией (рисунок 2.4). При этом они вращаются относительно своих осей, для чего каждая коронка оснащается собственным приводом.



1 – головная секция; 2 – приводной двигатель ИО; 3 – редуктор; 4 – режущая коронка

Рисунок 2.4 – ИО с зафиксированными коронками

Многокорончатый лучевой ИО (рисунок 2.5) [44] представляет собой набор вращающихся коронок или дисков с режущими элементами, закрепленными на раме, которая в свою очередь жестко связана с головной секцией и поворачивается вместе с ней.



1 – головная секция геолода; 2 – коронки (диски)

Рисунок 2.5 – Многокорончатый лучевой ИО

Коронки расположены так, что позволяют реализовать рациональную форму образующей забоя с внутренней воронкой.

Создание уширения выработки для маневрирования геолода со стреловидным ИО и ИО с зафиксированными коронками, согласно рисунку 2.6, возможно двумя способами – изменением угла установки либо выдвиганием коронки вдоль оси её вращения. Причем для стреловидных ИО возможны одновременно оба варианта и это не требует дополнительных элементов.

Маневрирование геолода с многокорончатым лучевым ИО осуществляется по тому же принципу, что и маневрирование геолода с роторным ИО (см. рисунок 2.1).

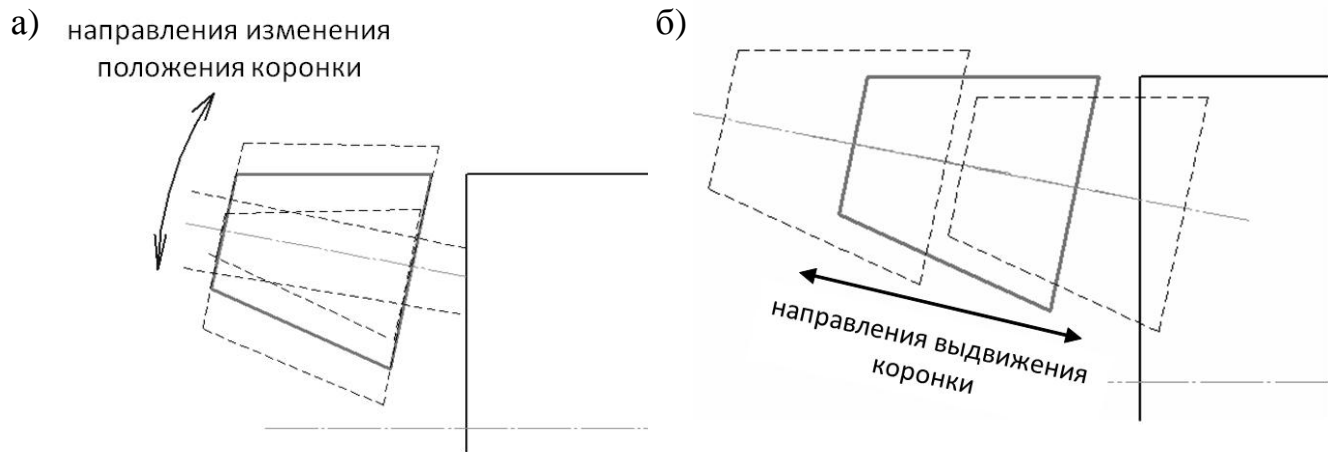
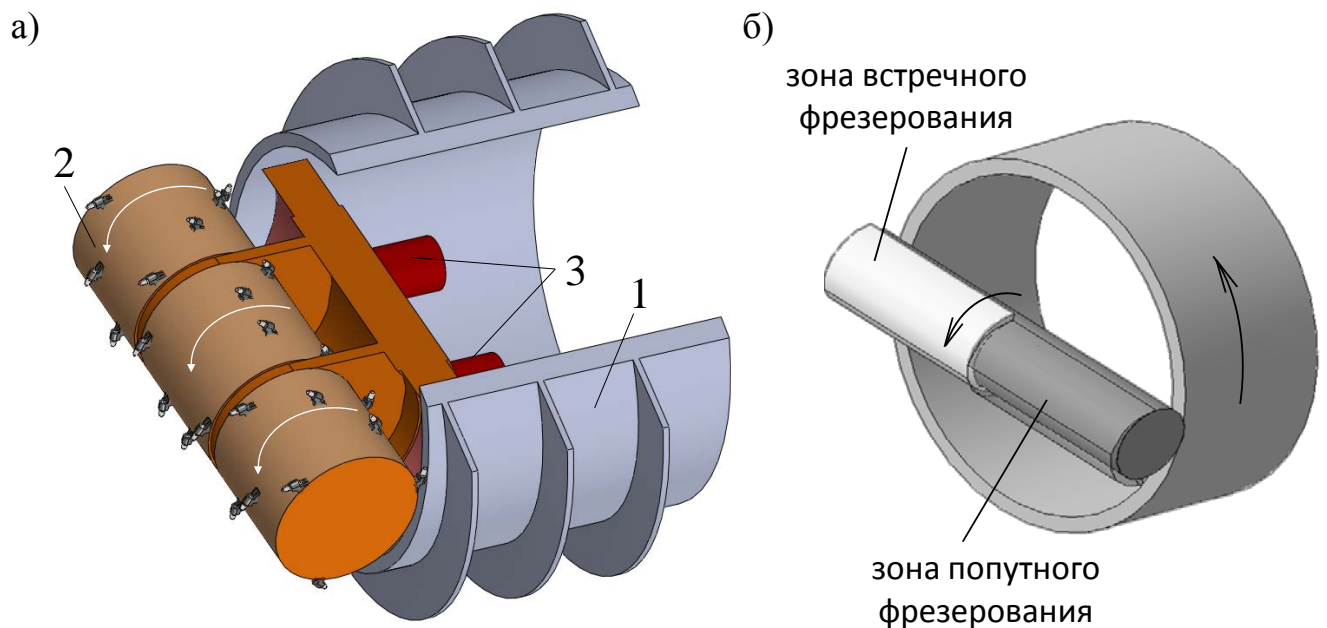


Рисунок 2.6– Принципы обеспечения маневрирования геохода с корончатыми ИО: а) – изменение угла установки коронки; б) – осевое выдвижение коронки

### 2.2.3 Разработка схемных решений исполнительных органов барабанного типа

Схемные решения барабанных ИО по числу барабанов подразделены на два вида [68]: с одним барабаном (рисунок 2.7) и с двумя барабанами (рисунок 2.8).



1 – головная секция геохода; 2 – барабан с резцами; 3 – привод ИО

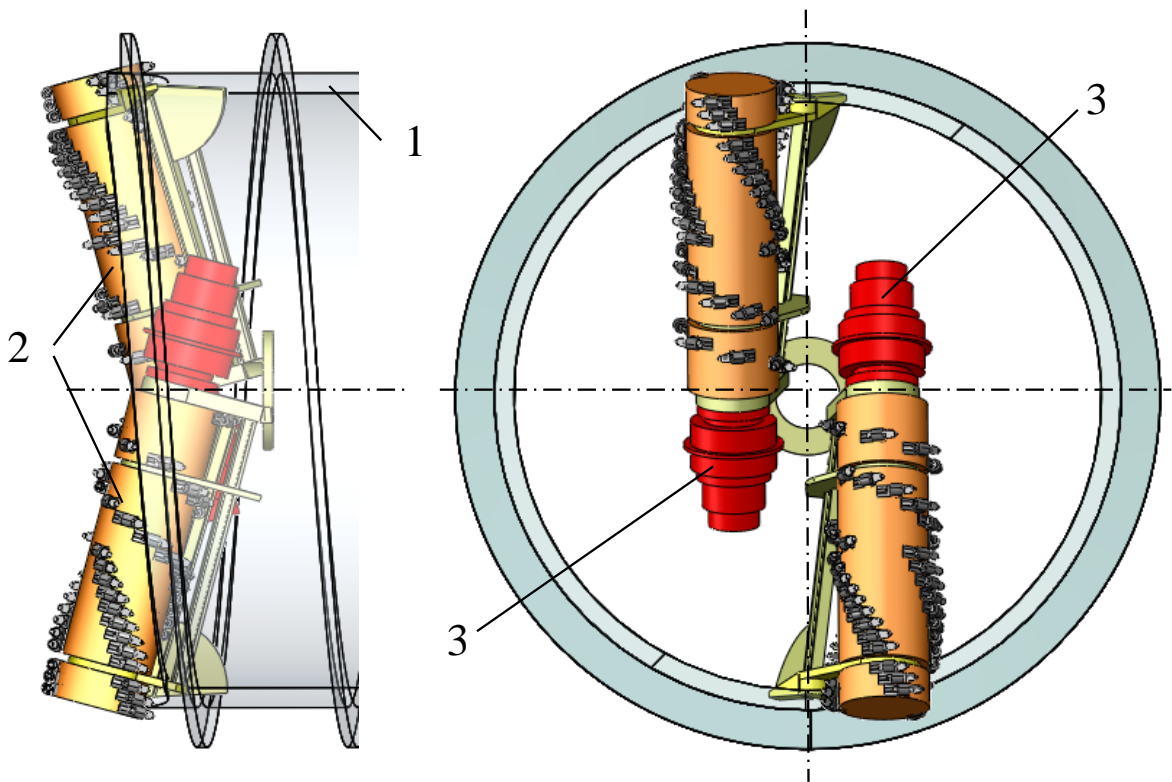
Рисунок 2.7 – Схема ИО с одним барабаном

Применение варианта ИО с одним барабаном в геоходах являлось бы наиболее простым, так как такой исполнительный орган может быть заимствован от существующих горных машин, например, от проходческо-очистных комбайнов типа

continuous miner (см. рисунок 1.3).

В некоторых конструкциях ИО таких комбайнов реализована возможность регулирования ширины выработки за счет раздвижки барабана. Применительно к геходам это позволит производить маневрирование по трассе. Однако вращение таких барабанов одинаково по направлению по всей длине барабана (рисунок 2.7, б). При этом одна из половин барабана начинает работать в режиме встречного фрезерования и приводит к повышенным нагрузкам на инструмент и привод, что крайне нежелательно [69].

Исходя из этого, далее рассматривается только схема с двумя барабанами.



1 – головная секция гехода; 2 – барабан с резцами; 3 – привод ИО

Рисунок 2.8 – Схема ИО с несколькими барабанами

Создание уширения выработки для маневрирования ИО с несколькими барабанами можно реализовать тремя способами [70]:

- изменением угла установки барабана (рисунок 2.9, а);
- выдвиганием барабанов вдоль оси их вращения (рисунок 2.9, б);
- изменением межосевого расстояния в диапазоне от  $a$  до  $a_{пер}$  (рисунок 2.9, в).

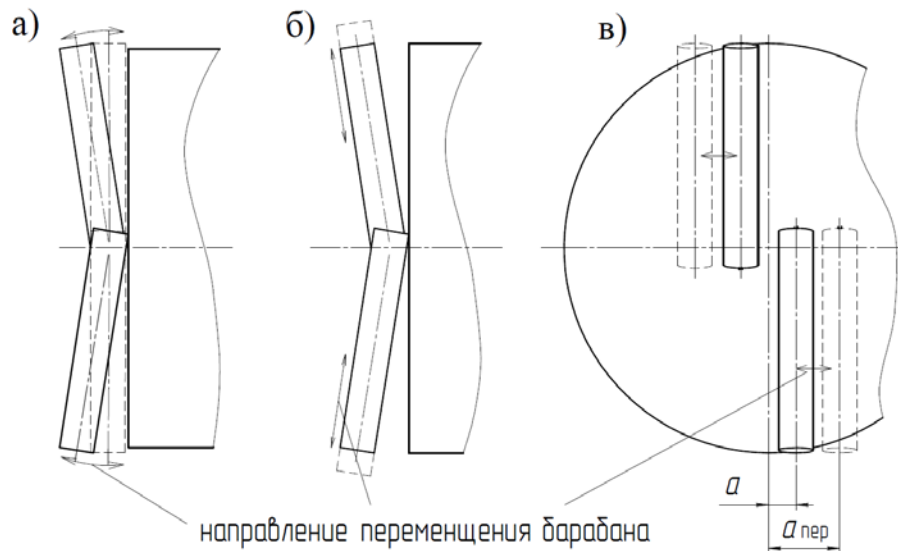


Рисунок 2.9 – Варианты создания уширения ИО с несколькими барабанами:  
 а) – изменение угла установки барабанов; б) – осевое выдвижение барабанов;  
 в) – изменением межосевого расстояния  $a$

### 2.3 Анализ схемных решений исполнительных органов геогодов на соответствие предъявляемым к ним требованиям

Разработанные схемные решения удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям не одинаково. Для оценки соответствия ИО геогодов требованиям применяется один из методов многокритериального анализа (ММА) – ELECTRE III.

Рассматриваемые варианты схемных решений в рамках применения данного метода будем называть альтернативами, которым присвоены обозначения:

- $A_1$  – барабанный (см. рисунок 2.8);
- $A_2$  – многокорончатый лучевой (см. рисунок 2.5);
- $A_3$  – роторный (см. рисунок 2.1);
- $A_4$  – корончатый стреловидный (см. рисунок 2.3);
- $A_5$  – с зафиксированными коронками (см. рисунок 2.4).

Требования к ИО геогодов являются критериями оценки.

При большом числе критериев задача анализа ИО является труднообозримой.



В этом случае по возможности выполняют их обобщение в укрупненные группы, различающиеся по смыслу [61]. Укрупненными группами единичных критериев являются обобщенные группы, структурированные в таблице 2.1.

На данном этапе нет каких-либо количественных показателей альтернатив по критериям, т.е. все критерии являются качественными. Для сравнения альтернатив методом ELECTRE III качественные оценки требуют перевода в количественные [62]. При этом для различных критериев целесообразно установить разные диапазоны шкал оценок, исходя из числа единичных критериев, входящих в обобщенные (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Критерии оценки альтернатив

Обозначение критерия	Обобщенные критерии	Диапазон шкалы оценки
$K_1$	Обеспечение непрерывного перемещения геолода на забой с заданной скоростью при любом пространственном расположении геолода	0-6
$K_2$	Обеспечение возможности маневрирования геолода	0-2
$K_3$	Высокая надёжность как отдельных элементов, так и конструкции в целом	0-4
$K_4$	Предотвращение вывалов, перепусков породы из кровли, бортов выработки и также из груди забоя	0-4
$K_5$	Размещение и обслуживание привода и инструмента в условиях ограниченного пространства	0-6
$K_6$	Низкая энергоёмкость разрушения горного массива	0-8

Оценки альтернатив по обобщенным критериям представляются матрицей оценок (таблица 2.3).

Каждому критерию присваивается показатель важности и пороговые индикаторы (таблица 2.4).

Таблица 2.3 – Матрица оценок типов ИО по критериям

Альтернативы	Критерии					
	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	$K_6$
$A_1$	6	2	4	2	6	7
$A_2$	6	1	4	2	2	5
$A_3$	4	1	3	4	3	5
$A_4$	3	2	2	0	4	7
$A_5$	5	2	3	3	5	7

Таблица 2.4 – Пороговые индикаторы

Индикатор	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	$K_6$
Показатель важности $w_l$	0,3	0,1	0,15	0,15	0,2	0,1
Порог безразличия $q_l$	2	0	1	1	1	2
Порог превосходства $p_l$	3	1	2	2	2	3
Порог вето $y_l$	5	2	3	4	4	5

Таблицы 2.2, 2.3 и 2.4 содержат исходные данные для реализации метода ELECTRE III.

По уравнениям (1.1) и (1.2) определяются индексы согласия для каждой пары альтернатив. Результаты расчетов образуют матрицу согласия (таблица 2.5).

Таблица 2.5 – Матрица согласия

Альтернативы	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$
$A_1$	1	1	0,85	1	1
$A_2$	0,7	1	0,85	0,7	0,7
$A_3$	0,7	1	1	0,9	0,7
$A_4$	0,2	0,4	0,85	1	0,85
$A_5$	1	1	1	1	1

Определенные по уравнению (1.3) индексы несогласия по каждому критерию представлены в таблице 2.6.

Матрица доверия, построенная по уравнению (1.4), показана в таблице 2.7.

По уравнению (1.5) строятся вспомогательные матрицы для нисходящей  $Z^+$  и восходящей  $Z^-$  последовательностей (таблицы 2.8–2.14) при  $e_1 = 0,1$  и  $e_2 = 0,2$ .

Таблица 2.6 – Индексы несогласия

Индексы несогласия	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	$K_6$
$d_i(A_1A_2)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_1A_3)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_1A_4)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_1A_5)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_2A_1)$	0	0	0	0	1	0
$d_i(A_2A_3)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_2A_4)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_2A_5)$	0	0	0	0	0,5	0
$d_i(A_3A_1)$	0	0	0	0	0,5	1
$d_i(A_3A_2)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_3A_4)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_3A_5)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_4A_1)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_4A_2)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_4A_3)$	0	0	0	1	0	0
$d_i(A_4A_5)$	0	0	0	0,5	0	0
$d_i(A_5A_1)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_5A_2)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_5A_3)$	0	0	0	0	0	0
$d_i(A_5A_4)$	0	0	0	0	0	0

Таблица 2.7 – Матрица доверия

Альтернативы	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$
$A_1$	1	1	0,85	1	1
$A_2$	0	1	0,85	0,7	0,7
$A_3$	0,7	1	1	0,9	0,7
$A_4$	0,2	0,4	0	1	0,85
$A_5$	1	1	1	1	1

Таблица 2.8 – Вспомогательная матрица  $B_1$  для  $Z^+$ 

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$s_i$	$s_i - r_i$
$A_1$	1	1	0	1	1	4	2
$A_2$	0	1	0	0	0	1	-3
$A_3$	0	1	1	0	0	2	0
$A_4$	0	0	0	1	0	1	-2
$A_5$	1	1	1	1	1	5	3
$r_i$	2	4	2	3	2	-	-

Таблица 2.9 – Вспомогательная матрица  $B_1$  на суженном множестве  $A_1-A_4$ 

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$s_i$	$s_i-r_i$
$A_1$	1	1	0	1	3	2
$A_2$	0	1	0	0	1	-2
$A_3$	0	1	1	0	2	1
$A_4$	0	0	0	1	1	-1
$r_i$	1	3	1	2	-	-

Таблица 2.10 – Вспомогательная матрица  $B_1$  на суженном множестве  $A_2-A_4$ 

	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$s_i$	$s_i-r_i$
$A_2$	1	0	0	1	-1
$A_3$	1	1	0	2	1
$A_4$	0	0	1	1	0
$r_i$	2	1	1	-	-

Таблица 2.11 – Вспомогательная матрица  $B_1$  суженном множестве  $A_2, A_4$ 

	$A_2$	$A_4$	$s_i$	$s_i-r_i$
$A_2$	1	0	1	0
$A_4$	0	1	1	0
$r_i$	1	1	-	-

Таблица 2.12 – Вспомогательная матрица  $B_2$  для  $Z^-$ 

	$A_1$	$A_2$	$A_3$	$A_4$	$A_5$	$s_i$	$s_i-r_i$
$A_1$	1	1	1	1	1	5	3
$A_2$	0	1	1	0	0	2	-2
$A_3$	0	1	1	1	0	3	-1
$A_4$	0	0	0	1	1	2	-2
$A_5$	1	1	1	1	1	5	2
$r_i$	2	4	4	4	3	-	-

Таблица 2.13 – Вспомогательная матрица  $B_2$  на суженном множестве  $A_1, A_3, A_5$ 

	$A_1$	$A_3$	$A_5$	$s_i$	$s_i-r_i$
$A_1$	1	1	1	3	1
$A_3$	0	1	0	1	-2
$A_5$	1	1	1	3	1
$r_i$	2	3	2	-	-

Таблица 2.14 – Вспомогательная матрица  $B_2$  на суженном множестве  $A_1, A_5$ 

	$A_1$	$A_5$	$s_i$	$s_i - r_i$
$A_1$	1	1	2	0
$A_5$	1	1	2	0
$r_i$	2	2	-	-

По результатам таблиц 2.8–2.14 получены нисходящая  $Z^+$  и восходящая  $Z^-$  последовательности, а также их пересечение:

$$Z^+ \Leftrightarrow A_5 \succ A_1 \succ A_3 \succ (A_2 \approx A_4),$$

$$Z^- \Leftrightarrow (A_1 \approx A_5) \succ A_3 \succ (A_2 \approx A_4),$$

$$Z = Z^+ \cap Z^- \Leftrightarrow A_5 \succ A_1 \succ A_3 \succ (A_2 \approx A_4).$$

Альтернативы располагаются от наиболее предпочтительных к худшим в последовательности, представленной в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Последовательность альтернатив

Последовательность альтернатив от предпочтительных к худшим	Обозначение альтернативы	Тип исполнительного органа
1	$A_5$	С зафиксированными коронками
2	$A_1$	Барабанный
3	$A_3$	Роторный
4	$A_2$ и $A_4$	Корончатый стреловидный и многокорончатый лучевой

Исходя из субъективности введения оценок альтернатив по критериям, на данном этапе невозможно определить лучший вариант ИО, но имеет смысл исключение из дальнейшего рассмотрения худших вариантов – многокорончатого лучевого и корончатого стреловидного.

По результатам анализа наиболее полно удовлетворяют требованиям ИО следующих типов: барабанные, роторные и с зафиксированными коронками.

Эти схемные решения ИО геологов приняты к дальнейшему рассмотрению.

## 2.4 Выводы

1. Сформирована двухуровневая структура требований к ИО геологов, включающая обобщенные группы требований и раскрывающие их содержание единичные группы.

2. Предложены схемные решения ИО геологов для разрушения пород средней крепости с учетом требуемой поверхности забоя.

3. Методом многокритериального анализа установлено, что наиболее полно предъявляемым требованиям отвечают барабанные, корончатые с зафиксированными коронками и роторные без собственного привода ИО, которые приняты к дальнейшему исследованию.

### 3 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ГЕОХОДОВ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД СРЕДНЕЙ КРЕПОСТИ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ

Во втором разделе определены три типа исполнительных органов, наиболее полно удовлетворяющих предъявляемым к ним требованиям и принятым к дальнейшему исследованию. Это барабанные, корончатые с зафиксированными коронками и роторные ИО, которые должны быть подвергнуты сравнительной оценке.

Во втором разделе уже решался вопрос выбора вариантов одним из методов многокритериального анализа. Такие методы хорошо зарекомендовали себя при наличии качественных критериев и ограниченной информации об объекте, однако такие методы носят несколько субъективный характер. При наличии параметров выбор ИО из сравниваемых вариантов можно осуществить путем оценки их технического уровня (ТУ).

Отметим, что целью оценки технического уровня ИО геологов является не определение их места в сложившейся иерархии лучших и худших образцов ИО, уже освоенных мировой промышленностью, а осмысленный выбор одного типа из трех рассматриваемых на данном этапе работы. В связи с этим существующие ИО в оценке технического уровня не участвуют.

В соответствии с ГОСТ 15467-79 [71] под оценкой технического уровня понимается совокупность операций, включающая выбор номенклатуры показателей, характеризующих техническое совершенство оцениваемой продукции, определение значений этих показателей и сопоставление их с базовыми. Из данного определения выделяются три этапа оценки технического уровня:

1. Обоснование номенклатуры показателей, отражающих свойства ИО геологов.
2. Определение значений этих показателей.
3. Сопоставление показателей с базовыми.

Исполнительный орган, имеющий наиболее высокий технический уровень, будет являться предпочтительным.

### 3.1 Выбор параметров для оценки технического уровня исполнительных органов геологов

Определению ТУ горных машин различного назначения как для подземных, так и для открытых горных работ посвящено достаточно большое число работ [77-77].

Оценка ТУ именно исполнительного органа, а не горной машины в целом, проведена в работе Б.Л. Герике [32], где рассмотрен шнековый ИО очистного комбайна, обоснованы показатели качества и определен его ТУ. Несмотря на то, что ИО был оснащен дисковыми шарошками и предназначен для применения в очистных комбайнах, основное функциональное назначение – эффективно разрушать горную породу – остается неизменным. Это дает нам право оценить ТУ ИО геологов с использованием принятых в обозначенной работе показателей, которые можно определить на начальной стадии проектирования.

Согласно работе [32], основными группами показателей оценки ТУ исполнительных органов являются показатели назначения, надежности, экономного использования материалов и энергии, безопасности, стандартизации и унификации. Каждая группа характеризуется показателями группы, приведенными в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Группы показателей качества и характеризующие их параметры

Группа	Показатели группы			
назначения	производительность по разрушению		удельная мощность, реализуемая на одном инструменте	
надежности	полный средний ресурс	гамма-процентный (80%) ресурс	удельный расход рабочего инструмента	удельное время замены инструмента
экономного использования материалов и энергии	масса	удельная масса	удельный расход электроэнергии	
безопасности	удельное пылевыведение			
стандартизации и унификации	коэффициент применяемости			



Особенностью решаемой задачи является то, что производительность геолога, которую должен обеспечивать ИО, задана и является исходными данными к разработке и определению силовых и кинематических параметров ИО.

Полный средний ресурс и гамма-процентный (80%) ресурс для ИО различного типа, но предназначенных для применения в одной машине, будут одинаковыми для всех типов ИО.

Удельное время замены инструмента  $T_{зи}$ , мин/м<sup>3</sup>, определяются суммой [32]

$$T_{зи} = Z_{ш} t_{ш} + Z_{расх} t_{р}, \quad (3.1)$$

где  $Z_{ш}$  и  $Z_{расх}$  – удельный расход дисковых шарошек и резцов соответственно, шт/м<sup>3</sup>;

$t_{ш}$  и  $t_{р}$  – время замены дисковой шарошки и резца соответственно, мин.

При отсутствии шарошек на ИО параметры с индексом «ш» из уравнения (3.1) исключаются. Так как время замены резца на начальных этапах проектирования оценить весьма затруднительно, данный параметр принят одинаковым для всех ИО. При этом, согласно уравнению (3.1), удельное время замены инструмента будет дублировать удельный расход рабочего инструмента.

Удельный расход электроэнергии подразумевает наличие информации о КПД элементов, входящих в состав ИО (в том числе и привода). На ранних этапах проектирования такая информация отсутствует. По этой причине на данном этапе целесообразно заменить удельный расход электроэнергии на удельную энергоемкость процесса разрушения горной породы.

В результате проведенного анализа в качестве параметров для оценки ТУ ИО геологов на ранних этапах проектирования приняты следующие:

- масса ИО с приводом,  $m_{ИО}$ ;
- удельная энергоемкость разрушения забоя,  $H_w$ ;
- удельная мощность, реализуемая на одном резце,  $N_1$ ;
- удельный расход инструмента,  $Z_{расх}$ ;
- суммарная мощность на разрушение забоя,  $N$ .

Для определения выбранных параметров, за исключением массы  $m_{\text{ИО}}$ , существуют общие формулы, не зависящие от типа ИО.

Общее уравнение для определения удельной энергоемкости разрушения забоя  $H_w$ , кВт·ч/м<sup>3</sup> [46]

$$H_w = \frac{N_p}{Q}, \quad (3.2)$$

где  $N_p$  – суммарная мощность на резание, кВт;

$Q$  – теоретическая производительность, м<sup>3</sup>/ч.

Общее уравнение для определения удельной мощности, реализуемой на одном резце,  $N_1$ , кВт

$$N_1 = \frac{N_p}{q}, \quad (3.3)$$

где  $q$  – число резцов в контакте с забоем.

Суммарная мощность на резание  $N_p$ , кВт, определяется по уравнению [78]

$$N_p = 2\pi n_{\text{ИО}} M, \quad (3.4)$$

где  $M$  – суммарный момент, затрачиваемый на резание, кНм;

$n_{\text{ИО}}$  – частота вращения ИО, с<sup>-1</sup>.

Уравнение для определения удельного расхода инструмента  $Z_{\text{расх}}$ , шт/м<sup>3</sup>

$$Z_{\text{расх}} = \frac{L_c}{W_{\text{об}} L_{\text{п}}}, \quad (3.5)$$

где  $L_c$  – суммарный путь резцов в контакте с забоем за один оборот головной секции геолода, км;

$L_{\text{п}}$  – предельный путь резца до замены, км;

$W_{\text{об}}$  – объем разрушенной породы за один оборот головной секции геолода, м<sup>3</sup>.

Ряд параметров, входящих в правую часть уравнений (3.2)–(3.5) также определяются по общим формулам для всех рассматриваемых типов ИО.

За один полный оборот головной секции геолода переместится на забой на ве-

личину шага винтовой лопасти внешнего движителя  $h_v$ . При этом объем разрушенной породы за один оборот головной секции геолода  $W_{об}$ , м<sup>3</sup>/об, составит

$$W_{об} = 0,25\pi D_r^2 h_v, \quad (3.6)$$

где  $D_r$  – диаметр геолода, м;

$h_v$  – шаг винтовой лопасти внешнего движителя, м.

Часовая теоретическая производительность геолода  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч

$$Q = 3600 n_r W_{об}, \quad (3.7)$$

где  $n_r$  – частота вращения головной секции геолода, с<sup>-1</sup>.

### 3.2 Определение параметров роторных исполнительных органов

Для определения параметров рассматривается схема роторного ИО согласно рисунку 3.1.

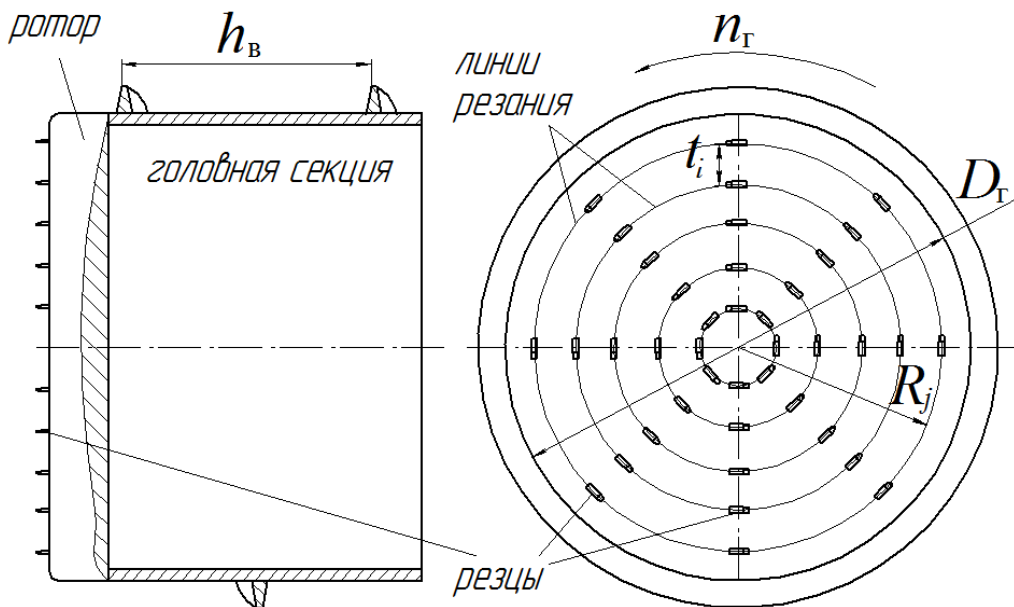


Рисунок 3.1 – Схема роторного ИО геолода

Для роторного ИО без организации вращения относительно головной секции геолода (далее – роторного ИО) в уравнениях (3.4) и (3.7)  $n_{ИО} = n_r$ . Тогда уравнение (3.2) для определения удельной энергоёмкости разрушения примет вид

$$H_w = \frac{2\pi M}{3600W_{об}}. \quad (3.8)$$

При одинаковом числе резцов в линиях резания и равных средних усилиях резания на единичных резцах, для роторных ИО суммарный момент, затрачиваемый на резание  $M$ , кНм, определяется по формуле [14]

$$M = 10^{-3} P_{zcp_i} z_{p.лр} \sum_{j=1}^{z_{лр}} R_j, \quad (3.9)$$

где  $z_{p.лр}$  – число резцов в линии резания;

$z_{лр}$  – число линий резания;

$R_j$  – радиус  $j$ -ой линии резания, м (рисунок 3.1).

Среднее значение усилия резания на  $i$ -ом резце  $P_{zicp}$ , Н, для роторных ИО определяется по формуле [14]

$$P_{zicp} = p_k k_\gamma k_b k_\psi (0,25 + 0,018t_i h_i) + 0,27 \mu_d p_k F, \quad (3.10)$$

где  $p_k$  – контактная прочность породы, МПа;

$k_\gamma$  – коэффициент, учитывающий влияние угла резания  $\gamma$ ;

$k_b$  – коэффициент, учитывающий влияние ширины режущей кромки резца;

$k_\psi$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона боковых режущих кромок;

$\mu_d$  – коэффициент трения движения твердого сплава по породе;  $\mu_d = 0,4$  [15];

$t_i$  – шаг резания, мм;

$h_i$  – средняя толщина стружки (глубина резания) на  $i$ -ом резце, мм.

Для роторных ИО средняя толщина стружки  $h_i$  соответствует максимальной толщине  $h_{max}$ , так как происходит сплошное разрушение забоя [15].

Максимально возможная толщина стружки определяется геометрическими и установочными параметрами режущего инструмента [15]. Как правило, на роторных ИО применяют радиальные резцы [15], для которых определяющим максимально возможную толщину стружки  $h_{возм}$  является осевой вылет резца. Необходимым условием работоспособности является

$$h_{\max} \leq h_{\text{возм}}. \quad (3.11)$$

Однако с точки зрения прочности и износостойкости инструмента реализовать  $h_{\max}$  не всегда возможно. Определение параметров резания, к которым относятся толщина стружки  $h_i$  и шаг резания  $t_i$ , должно производиться с учётом свойств разрушаемой породы.

Произведение  $t_i$ , мм, и  $h_i$ , мм, даёт площадь сечения стружки  $S_i$ , мм<sup>2</sup> [78]

$$S_i = t_i h_i. \quad (3.12)$$

При этом существует некоторое оптимальное значение площади сечения стружки  $S_{\text{опт}}$ , мм<sup>2</sup>, при котором достигается минимальное значение удельного расхода режущего инструмента [78]:

$$S_{\text{опт}} = \frac{\frac{P_{\text{зд}}}{P_k} - 0,25k_{\gamma}k_b k_{\psi} - 0,01k_v k_{\Gamma} k_{\text{т.с}} \mu_{\text{д}} b (6,15\alpha^{0,5} - 0,96\alpha^{0,7})}{0,036k_{\gamma}k_b k_{\psi}}, \quad (3.13)$$

где  $P_{\text{зд}}$  – предельная допустимая сила резания на резец, Н;

$k_v$  – коэффициент, учитывающий влияние скорости резания;

$k_{\Gamma}$  – поправочный коэффициент на геометрию резца по отношению к принятому за эталон резцу комбайна ШБМ-2;

$k_{\text{т.с}}$  – поправочный коэффициент на свойства твердого сплава, из которого изготовлена режущая платина резца;

$b$  – ширина режущей кромки резца, мм;

$\alpha$  – абразивность породы, мг [79].

Разрушение пород забоя с отличными от оптимальных сечениями стружек (как с большими, так и с меньшими) непременно приводит к увеличению удельного расхода режущего инструмента [78].

С точки зрения удельных затрат энергии оптимальный шаг резания  $t_{\text{опт}}$  определяется по уравнению [78]:

$$t_{\text{опт}} = 12 + h, \text{ мм}. \quad (3.14)$$

Совместное решение уравнений (3.12) и (3.14) позволяет определить опти-

мальные значения шага резания и толщины стружки. Причем шаг резания оптимален по уровню удельных энергозатрат, а глубина резания – по условию прочности и износостойкости [14, 78].

$$h_i = \sqrt{36 + S_{\text{опт}}} - 6, \quad (3.15)$$

$$t_{\text{опт}} = 6 + \sqrt{36 + S_{\text{опт}}}. \quad (3.16)$$

Толщина стружки  $h_i$  при сплошной схеме разрушения зависит от геометрических параметров геохода и для плоского забоя определяется по формуле [44]

$$h_i = 1000 \frac{2\pi R_j h_B}{z_{\text{р.лр}} \sqrt{(2\pi R_j)^2 + h_B^2}}, \quad (3.17)$$

откуда определяется число резцов в линии резания  $z_{\text{р.лр}}$

$$z_{\text{р.лр}} = 1000 \frac{2\pi R_j h_B}{h_i \sqrt{(2\pi R_j)^2 + h_B^2}}, \quad (3.18)$$

или, с учетом уравнений (3.13) и (3.15),

$$z_{\text{р.лр}} = \frac{2\pi R_j h_B \cdot 10^3}{\left( \sqrt{36 + \frac{\frac{P_{\text{зд}}}{P_k} - \frac{1}{4} k_\gamma k_b k_\psi - 0,01 k_v k_r k_{\text{т.с}} \mu b (6,15\alpha^{0,5} - 0,96\alpha^{0,7})}{0,036 k_\gamma k_b k_\psi}} - 6 \right) \sqrt{(2\pi R_j)^2 + h_B^2}} \quad (3.19)$$

Для корректного сравнения силовых и энергетических параметров процесса разрушения горных пород различными ИО необходимо, чтобы сравниваемые ИО, во-первых, находились в равных условиях, что обеспечивается принятыми крепостями и абразивностью породы, а также кинематическими и геометрическими параметрами геохода; во-вторых, необходимо, чтобы разрушающий инструмент был одного типа. Второе условие связано с различием в силах резания на радиальных и тангенциальных резцах при разрушении одной и той же породы [80].

Принимая во внимание тот факт, что на роторных ИО тангенциальные резцы не применяются, для корончатых и барабанных ИО в целях сравнения также будут рассмотрены радиальные резцы, в частности РПП2, предназначенные для пород

крепостью  $f \leq 5-6$  ед. по шкале М. М. Протодьяконова и абразивностью до 15 мг, применимые в роторных ИО [15] и на проходческих комбайнах избирательного действия типа 4ПП-2 (4ПП-2М).

При том, что данные резцы являются устаревшими, для сравнения типов ИО такое допущение оправдано.

Оптимальная площадь сечения стружки  $S_{\text{опт}}$ , определяемая по уравнению (3.15), зависит от свойств породы, которые заданы контактной прочностью  $p_k$  и абразивностью  $\alpha$ . Остальные параметры, входящие в уравнение (3.13), являются характеристикой резца.

Параметры резца РПП2: предельная допустимая сила резания на резец  $P_{\text{зд}} = 20000$  Н, вылет резца — 70 мм, угол резания  $\gamma = 90^\circ$  [15], ширина режущей кромки по основанию твердосплавной пластины  $b = 37$  мм. Режущая часть резцов типа РПП2 армирована пластинами твердого сплава ВК-6В или ВК-8В [15]. Коэффициенты для расчетов [14, 47, 78] —  $k_\gamma = 1$  (для  $\gamma = 90^\circ$ ),  $k_\psi = 1$ ,  $k_b = 1,29$ ,  $k_v = 1$ ,  $k_T = 1,22$ ,  $k_{T.c} = 1$ ,  $\mu_d = 0,4$ .

Подставляя значения коэффициентов параметров для данного резца в уравнение (3.14), получаем зависимость оптимальной площади сечения стружки от контактной прочности породы и абразивности

$$S_{\text{опт}} = \frac{430663}{p_k} - 6,9 - (23,9\alpha^{0,5} - 3,7\alpha^{0,7}). \quad (3.20)$$

Из данного уравнения видно, что оптимальная площадь сечения стружки не зависит от типа ИО.

Абразивность оказывает весьма незначительное влияние на  $S_{\text{опт}}$  [78]. Это подтверждается графиком функции  $S_{\text{опт}} = f(\alpha)$  на рисунке 3.2, построенным по уравнению (3.20) в диапазоне  $\alpha = 0,1-15$  мг.

При  $p_k = 490$  МПа, что соответствует крепости  $f = 5$  ед. по шкале М.М. Протодьяконова [47], оптимальная площадь сечения стружки изменяется в пределах  $S_{\text{опт}} = 804-865$  мм<sup>2</sup>. При этом минимальное значение соответствует  $\alpha = 15$  мг (максимально допустимая абразивность для резца РПП2), а максимальное —  $\alpha = 0,1$  мг.

Разница в значениях  $S_{\text{опт}}$  составляет 7%.

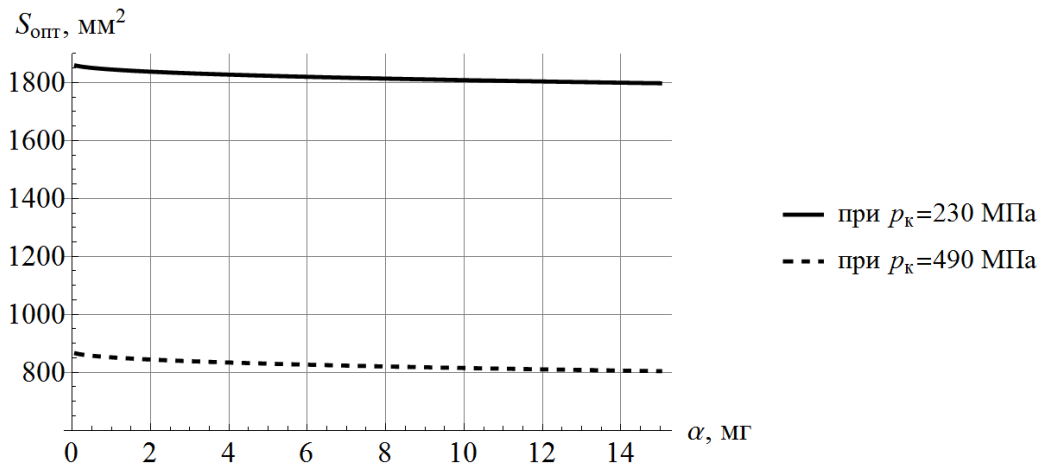


Рисунок 3.2 – График зависимости оптимальной площади сечения стружки от абразивности породы

При  $p_k = 230$  МПа ( $f = 3$  ед. по шкале М.М. Протодьяконова [47]),  $S_{\text{опт}}$  изменяется от 1798 до 1859 мм<sup>2</sup>. Разница в значениях  $S_{\text{опт}}$  составляет 3%.

В дальнейших расчетах абразивность будет принята  $\alpha = 7$  мг, что примерно соответствует середине рабочего диапазона резца. Тогда уравнение (3.20) примет вид

$$S_{\text{опт}} = \frac{430663}{p_k} - 55,6. \quad (3.21)$$

С учетом параметров резца РПП2 и принятой абразивности уравнение (3.19) для определения числа резцов в линии резания примет вид

$$z_{\text{р.лр}} = \frac{2\pi R_j h_b \cdot 10^3}{\left( \sqrt{\frac{430663}{p_k} - 19,6 - 6} \right) \sqrt{(2\pi R_j)^2 + h_b^2}}. \quad (3.22)$$

На рисунке 3.3 отражен график зависимости  $z_{\text{р.лр}} = f(R_j)$  при  $h_b = 0,8$  м. Так как число резцов не может быть дробным, получаемые по уравнению (3.22) результаты округлены до целого.



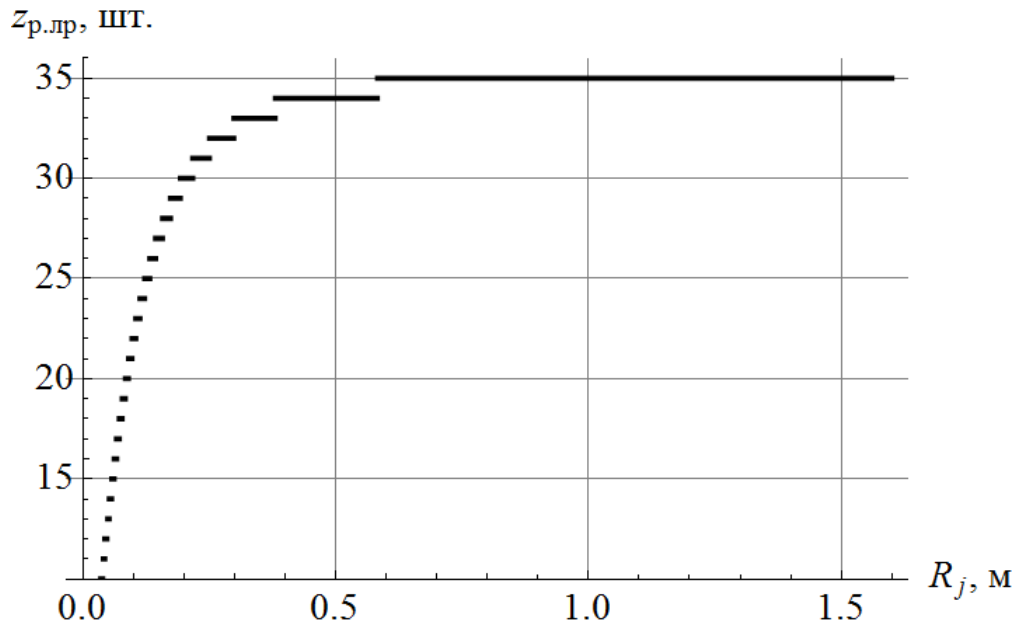


Рисунок 3.3 – График зависимости числа резцов в линии резания от радиуса положения линии резания

График показывает, что число резцов в различных линиях резания не одинаково. И если в уравнении (3.9) для определения суммарного момента, затрачиваемого на резание, равенство средних значений сил резания на единичном резце  $P_{zicp}$  можно допустить для всех резцов из условия обеспечения оптимальной площади сечения стружки на них, то допущение о постоянстве числа резцов во всех линиях резания не состоятельно, и уравнение (3.9) должно быть скорректировано.

$$M = 10^{-3} P_{zcp} \sum_{j=1}^{z_{лр}} R_j z_{p.лрj}, \quad (3.23)$$

где  $z_{p.лрj}$  – число резцов в  $j$ -ой линии резания.

Легитимность допущения о равенстве средних значений сил резания на единичном резце  $P_{zicp}$  необходимо подтвердить, т. к. фактически обеспечить  $S_{opt}$  на каждом резце невозможно ввиду того, что число резцов в линиях резания изменяется дискретно.

При контактной прочности породы  $p_k = 490$  МПа ( $f = 5$  ед.) оптимальная площадь сечения стружки по уравнению (3.21) составит  $S_{opt} = 823$  мм<sup>2</sup>. Тогда из уравнения (3.16)  $t_{opt} = 35$  мм.

Фактическая толщина стружки  $h_i$  с учетом фактического числа резцов в линии резания определяется по уравнению (3.17).

Подставляя в уравнение (3.12) значения оптимального шага  $t_{\text{опт}} = 35$  мм и фактическую толщину стружки  $h_i$ , находим фактическую площадь сечения стружки  $S_{\text{ф}}$  и по уравнению (3.10) определяем фактические силы резания на резце.

На рисунке 3.4 показан график зависимости  $P_{zi \text{ ср}} = f(R_j)$  для  $p_k = 490$  МПа. Согласно графику, максимальная разница между силами резания, найденными через фактическую и оптимальную площади сечения стружки, составляет 520 Н или 4%. При этом отклонение происходит как в большую, так и в меньшую стороны.

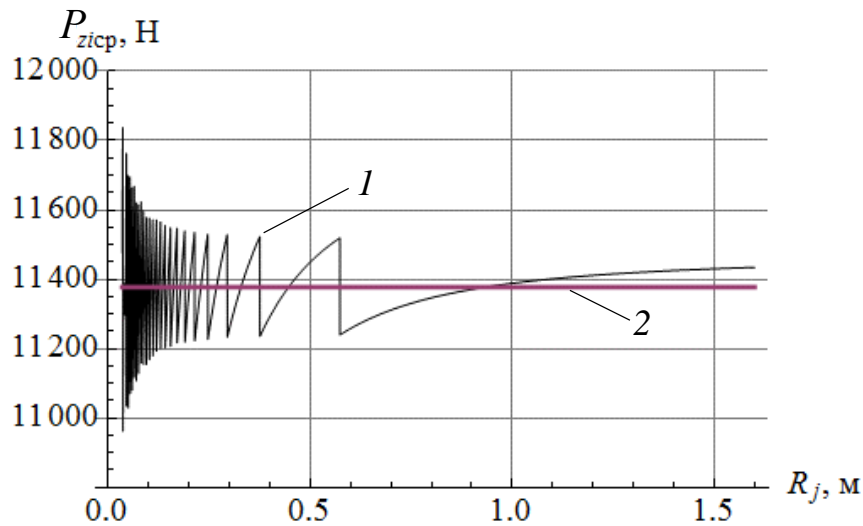


Рисунок 3.4 – Зависимости сил резания на единичном резце от радиуса положения линии резания на роторе, посчитанные по фактической (1) и оптимальной (2) площадям сечения стружки

На данном основании принятое допущение о равенстве средних значений сил резания на единичном резце  $P_{zi \text{ ср}}$  можно считать справедливым.

При сплошной схеме разрушения забоя число линий резания  $z_{\text{лр}}$ , необходимое для обработки всей поверхности забоя определяется уравнением [15]

$$z_{\text{лр}} = \frac{10^3 D_{\Gamma} - b}{2t_i} + 1. \quad (3.24)$$

где  $b$  – ширина режущей кромки резца, мм.

Удельная мощность, реализуемая на одном резце,  $N_1$ , зависит от числа резцов в контакте с забоем  $q$  (уравнение (3.3)).

Число резцов в контакте с забоем  $q$  для роторного ИО равно суммарному числу резцов на ИО  $z_p$ , так как все резцы одновременно учувствуют в разрушении.

$$z_p = \sum_{j=1}^{z_{лр}} z_{p.лрj} . \quad (3.25)$$

Для определения удельного расхода инструмента по уравнению (3.5) необходимо найти предельный путь резца до замены и суммарный путь резцов за один оборот головной секции геолода.

Предельный путь резца до замены  $L_{п}$ , км, определяется по формуле [78]

$$L_{п} = \frac{\frac{P_{зд}}{P_k} - 0,25k_{\gamma}k_bk_{\psi} - 0,01k_{\nu}k_{\Gamma}k_{\Gamma.c}\mu_d b(6,15\alpha^{0,5} - 0,96\alpha^{0,7})}{0,1378k_{\nu}k_{\Gamma}k_{\Gamma.c}\mu_d\alpha^{1,4}} , \quad (3.26)$$

а для параметров резца РПП2, но без подстановки абразивности –

$$L_{п} = \frac{8038,2 + p_k(0,07\alpha^{0,7} - 0,45\alpha^{0,5} - 0,13)}{p_k\alpha^{1,4}} . \quad (3.27)$$

В отличие величины оптимальной площади сечения стружки, предельный путь резца до замены в значительной степени зависит от абразивности, что подтверждает график зависимости  $L_{п} = f(\alpha)$  на рисунке 3.5, построенный по уравнению (3.27).

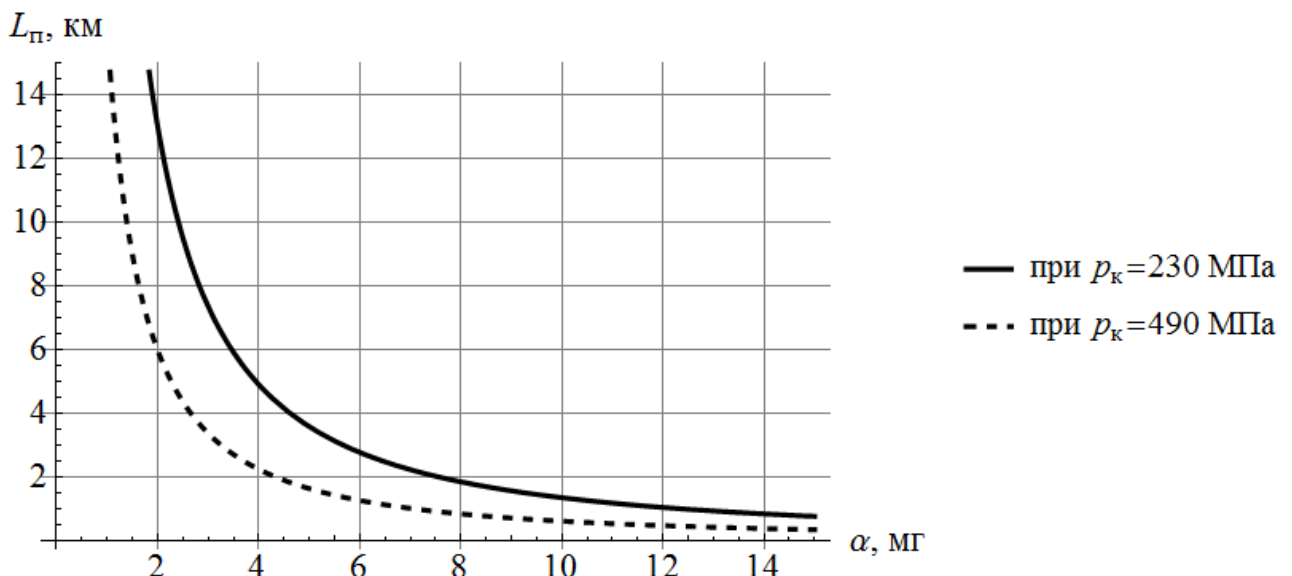


Рисунок 3.5 – Зависимость предельного пути резца до замены от абразивности

Суммарный путь резцов за один оборот головной секции геолода  $L_c$ , км, составляет совокупный путь, который проходит каждый резец в контакте с породой и может быть найден по формуле

$$L_c = \sum_{j=1}^{z_{\text{др}}} z_{\text{р.лр}j} L_{\text{р}j}, \quad (3.28)$$

где  $L_{\text{р}j}$  – длина пути одного резца, расположенного в  $j$ -ой линии резания, пройденный за оборот головной секции геолода, км.

Для определения длины пути одного резца за оборот головной секции построим развертку цилиндрического сечения забоя с радиусом  $R_j$ , как показано на рисунке 3.6.

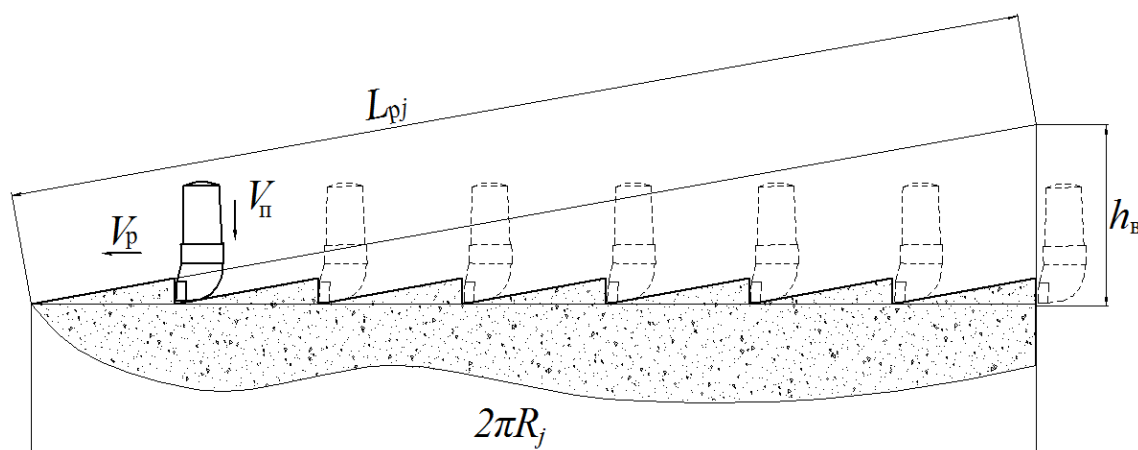


Рисунок 3.6 – Развертка цилиндрического сечения забоя

Путь, преодолеваемый резцом за оборот головной секции, можно разделить на две составляющие – путь по окружности радиусом  $R_j$ , равный её периметру, и путь вдоль оси выработки, равный  $h_B$ . Тогда, согласно рисунку 3.6, путь  $L_{\text{р}j}$ , км, составит

$$L_{\text{р}j} = 10^{-3} \sqrt{(2\pi R_j)^2 + h_B^2}. \quad (3.29)$$

Масса роторного ИО геолода устанавливается методом аналогии. Очевидно, что масса роторного ИО зависит от его диаметра.

Для установления влияния диаметра геолода на массовые характеристики роторного ИО проведен обзор проходческих щитов с роторным ИО диаметром от 2 до 6,6 м. Результаты обзора представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Массово-габаритные характеристики роторных ИО щитов

Щит	Диаметр ИО, м	Масса, кг
Akkerman PCH-44	1,118	2955
SBU-M 48 Robbins	1,27	10000
SBU-M 54 Robbins	1,42	13000
SBU-M 60 Robbins	1,57	16000
SBU-M 78 Robbins	2,03	17000
Robbins 73RH	2,4	8 000
TBM2500 Herrenknecht M-1359M	2,5	13000
TBM2800 Herrenknecht M-1359M	2,8	15000
TBM3000 Herrenknecht M-1150&M1249M	3	18000
TBM3500 Herrenknecht M-1323M	3,5	25000
Herrenknecht «Fionnuala»	4,2	28000
TBM MODELO MB-1610-279	5	45000
TBM HerrenknechtS-197/198	6,48	48000
EPB Herrenknecht S-600	6,5	65317
Lovat RME257SE Series 18000	6,57	73000

По данным таблицы 3.2 построен график зависимости массы роторного ИО  $m$ , кг, от диаметра роторного ИО (рисунок 3.7).

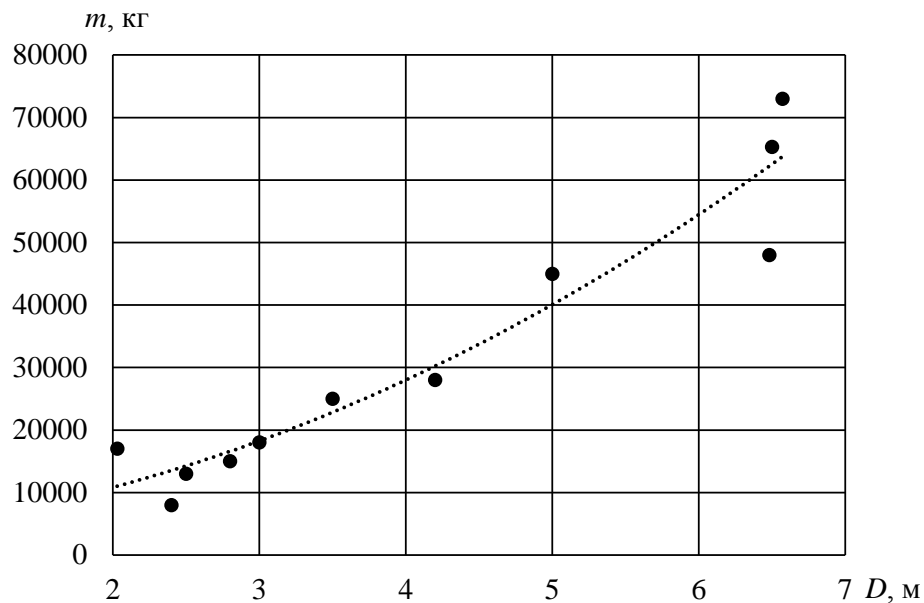


Рисунок 3.7 – Зависимость массы роторного ИО от диаметра

Аппроксимацией значений методом наименьших квадратов получено уравнение регрессии с коэффициентом детерминации  $R^2=0,92$ , имеющее вид

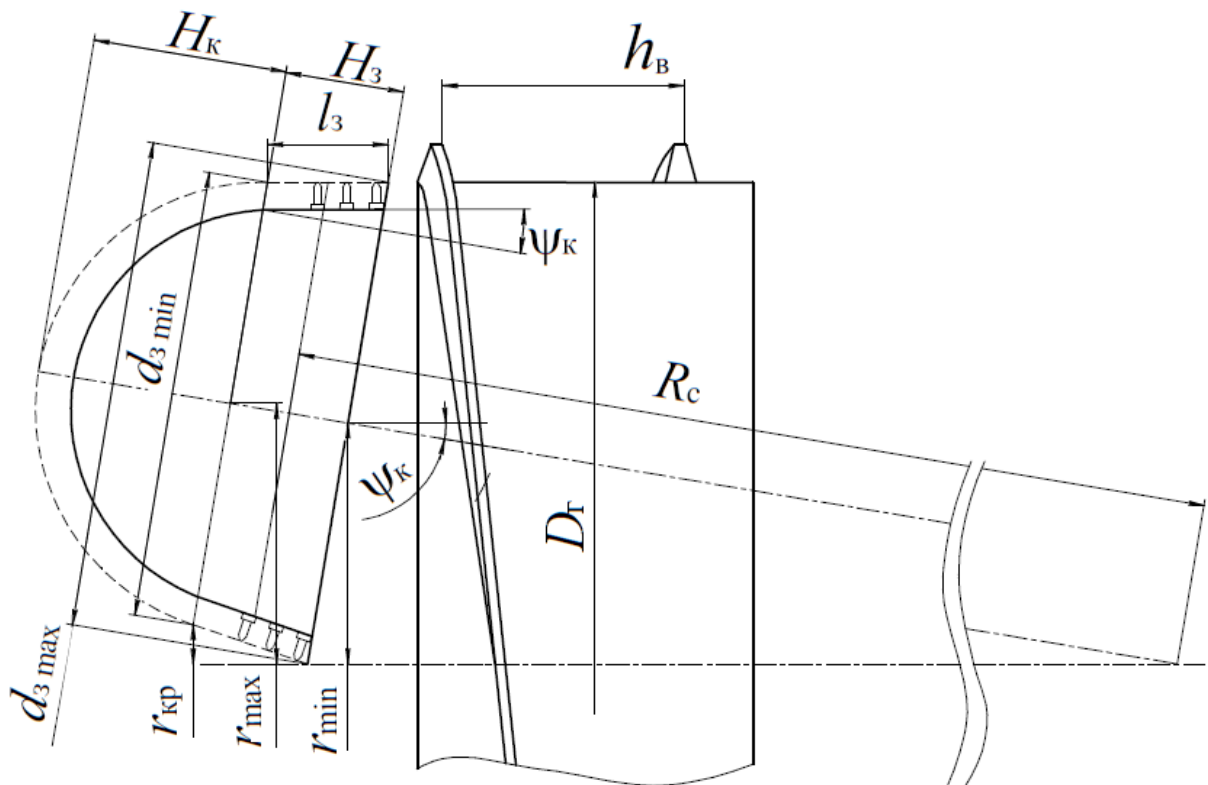
$$m = 1165,6D^2 + 1583,6D + 3016, \quad (3.30)$$

где  $D$  – диаметр роторного ИО, м.

Формула (3.30) справедлива в диапазоне значений диаметров от 2 до 6,6 м.

### 3.3 Определение параметров корончатых исполнительных органов

Для определения требуемых параметров коронки по формулам (3.2)–(3.7) необходимо установить её конструктивные параметры [81]. На рисунке 3.8 показана схема коронки с обозначенными конструктивными и установочными параметрами.



$H_k$  – ширина кутковой части;  $H_3$  – ширина забойной части;  $\psi_k$  – угол конуса;  $d_{3\max}$  – максимальный диаметр коронки;  $d_{3\min}$  – минимальный диаметр забойной части коронки;  $l_3$  – длина образующей забойной части коронки;  $R_c$  – радиус поворота средней части коронки;  $r_{\max}$  – максимальный радиус положения центра вращения резца забойной части коронки относительно оси геолода;  $r_{\min}$  – минимальный радиус положения центра вращения резца забойной части коронки относительно оси геолода;  $r_{кр}$  – критическое расстояние от оси геолода до нижней точки на меньшем основании забойной части коронки;  $D_r$  – диаметр геолода;  $h_b$  – шаг винтовой лопасти внешнего движителя.

Рисунок 3.8 – Схема корончатого ИО с обозначенными конструктивными и установочными параметрами

Для получения ровного контура выработки коронки необходимо располагать таким образом, чтобы образующая забойной части коронки была параллельна оси вращения головной секции, как показано на рисунке 3.8. Это достигается установкой коронки под углом  $\psi_k$ , который является углом конуса, к оси геодода.

За оборот головной секции геодода должен переместиться на забой на величину  $h_b$ . Тогда при количестве коронок, равном  $z_k$ , длина образующей забойной части коронки  $l_3$ , м, составит

$$l_3 = \frac{h_b}{z_k}. \quad (3.31)$$

Такой длины достаточно, чтобы обрабатывать уступ нужной высоты. Необходимость в кутковой части объясняется двумя составляющими подачи – помимо радиальной подачи коронки за счет вращения геодода всегда присутствует осевая подача. Отсутствие кутковой части привело бы к тому, что торцевая часть коронки упиралась в забой согласно рисунку 3.9 – неразрушенная зона.

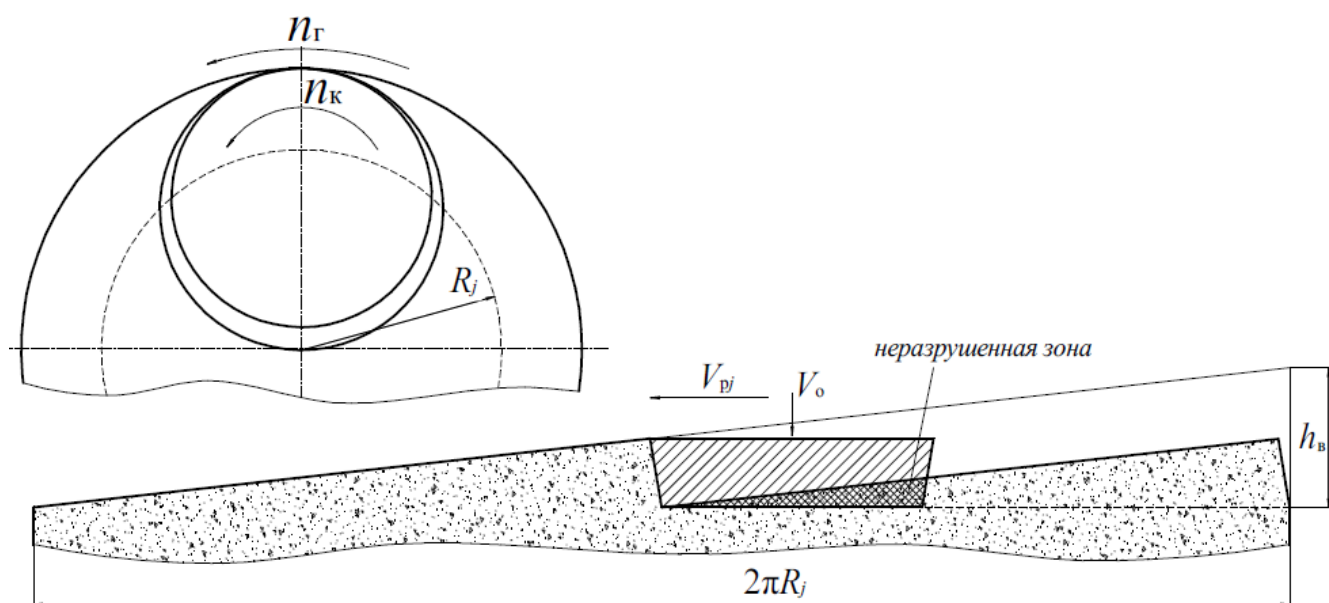


Рисунок 3.9 – Развертка цилиндрического сечения забоя, обрабатываемого корончатым ИО без кутковой части

Для обеспечения работы забойной части коронки боковой поверхностью в центральной части забоя необходимо определить критическое расстояние от оси

геохода до низшей точки на меньшем основании коронки  $r_{кр}$ , при котором радиальная и осевая составляющие скорости равны

$$V_o = V_{pj}, \quad (3.32)$$

где  $V_o$  – осевая подача геохода на забой, м/с;

$V_{pj}$  – радиальная скорость подачи ИО на радиусе  $R_j$ , м/с.

Осевая подача геохода на забой определяется по формуле

$$V_o = n_{\Gamma} h_{\text{в}}, \quad (3.33)$$

а радиальная – по уравнению

$$V_{pj} = 2\pi n_{\Gamma} R_j. \quad (3.34)$$

Подставив в уравнение (3.32) уравнения (3.33) и (3.34), выражаем  $R_j$ , которое в условии (3.32) является критическим расстоянием  $r_{кр}$ , м.

$$r_{кр} = \frac{h_{\text{в}}}{2\pi}. \quad (3.35)$$

Минимальный радиус положения центра вращения резца относительно оси геохода  $r_{\min}$ , м, составляет

$$r_{\min} = \frac{D_{\Gamma}}{4}, \quad (3.36)$$

а максимальный радиус положения центра вращения резца относительно оси геохода на забойном участке  $r_{\max}$ , м, определяется по формуле

$$r_{\max} = \frac{D_{\Gamma}}{4} + \frac{l_3 \sin 2\psi_{\text{к}}}{2}. \quad (3.37)$$

Угол наклона коронки относительно оси геохода равен углу конуса коронки  $\psi_{\text{к}}$ , рад, и, согласно рисунку 3.8, находится по уравнению

$$\psi_{\text{к}} = \frac{1}{2} \arcsin \frac{r_{кр}}{l_3}, \quad (3.38)$$

или, с учетом (3.31) и (3.35),



$$\psi_k = \frac{1}{2} \arcsin \frac{z_k}{2\pi}. \quad (3.39)$$

При подстановке уравнений (3.31) и (3.39) в (3.37) формула для определения максимального радиуса положения центра вращения резца относительно оси геохода  $r_{\max}$ , м, примет вид

$$r_{\max} = \frac{D_\Gamma}{4} + \frac{h_B}{4\pi}. \quad (3.40)$$

Средний радиус положения центра вращения резцов забойной части относительно оси геохода  $r_{\text{ср}}$ , м, с учетом (3.40), определяется по формуле

$$r_{\text{ср}} = \frac{D_\Gamma}{4} + \frac{h_B}{8\pi}. \quad (3.41)$$

Размеры кутковой части коронки определяются параметрами резца (радиальным вылетом) и шагом резания.

Суммарный момент, затрачиваемый на резание  $M$ , кНм, определяется по формуле

$$M = M_k + M_3, \quad (3.42)$$

где  $M_k$  – суммарный момент, затрачиваемый на резание на кутковых резцах, кНм;

$M_3$  – суммарный момент, затрачиваемый на резание на забойных резцах, кНм.

Суммарный момент, затрачиваемый на резание на забойных резцах  $M_3$ , кНм, для корончатых ИО определяется по формуле [41]

$$M_3 = P_{z_{\text{ср}3}} z_{\text{р.лр}3} z_{\text{лр}3} r_{z_{\text{ср}}} k_q k_{\text{ос}} 10^{-3}, \quad (3.43)$$

где  $P_{z_{\text{ср}3}}$  – среднее значение силы резания по забойным резцам коронки, Н;

$r_{z_{\text{ср}}}$  – средний радиус забойной части коронки, м;

$k_q$  – коэффициент, учитывающий число резцов в контакте с забоем;

$z_{\text{р.лр}3}$  – число резцов в линии резания в забойной части коронки;

$z_{\text{лр}3}$  – число линий резания в забойной части коронки;

$k_{\text{ос}}$  – коэффициент ослабления массива, при разрушении целика  $k_{\text{ос}} = 1$  [41].

Среднее значение силы резания на  $i$ -ом резце  $P_{z_{i\text{ср}}}$ , Н, в общем случае для

коронки определяется по уравнению [47]

$$P_{zi\text{ ср}} = p_k k_\gamma k_T k_\Gamma (0,25 + 0,018 t_i h_{\text{ср}i}) + 0,1 p_k F. \quad (3.44)$$

где  $k_T$  – коэффициент, учитывающий влияние типа резца. Для поворотных резцов  $k_T = 1,5$ , для неповоротных – 1,0 [47].

Средняя толщина стружки  $h_{\text{ср}i}$ , мм, определяется по формуле [41]

$$h_{\text{ср}i} = h_{i\text{ max}} \frac{1 - \cos \gamma_{\text{охв}}}{\gamma_{\text{охв}}}, \quad (3.45)$$

где  $h_{i\text{ max}}$  – максимальная толщина стружки, мм;

$\gamma_{\text{охв}}$  – угол охвата ИО разрушаемым массивом, рад.

При равномерном отставании резцов в линии резания максимальная толщина стружки  $h_{i\text{ max}}$ , мм, с некоторым допущением определяется по уравнению [8, 41]

$$h_{i\text{ max}} = \frac{V_{\text{п}j}}{n_k z_{\text{р.лр}} \cos \psi_k} 10^3, \quad (3.46)$$

где  $V_{\text{п}j}$  – результирующая скорость подачи ИО, м/с;

$n_k$  – частота вращения коронки, с<sup>-1</sup>;

$z_{\text{р.лр}}$  – число резцов в линии резания.

Величина результирующей скорости подачи ИО  $V_{\text{п}j}$ , м/с,

$$V_{\text{п}j} = \sqrt{V_{\text{р}j}^2 + V_o^2}. \quad (3.47)$$

В работе Н.Б. Пушкиной [40] получена общая формула для определения максимальной толщины стружки роторных, барабанных и корончатых ИО  $h_{i\text{ max}}$ , мм, имеющая вид

$$h_{i\text{ max}} = \frac{i_\omega \sqrt{4\pi^2 (a + r_j)^2 + 4\pi^2 b_j^2 \sin^2 \psi_k + h_b^2}}{z_{\text{р.лр}}} 10^3, \quad (3.48)$$

где  $a, b_j$  – параметры, определяющие положение оси вращения резца относительно оси головной секции, м;

$r_j$  – радиус ИО на  $j$ -ой линии резания, м;

$i_\omega$  – отношение угловых скоростей головной секции и ИО.

Для корончатых ИО  $a = 0$  [19], а  $b_j$  определяет расстояние от оси головной секции до оси вращения резца в  $j$ -ой линии резания.

По уравнениям (3.46) и (3.48) для оценки ошибки допущений в уравнении (3.46) [8, 41] построены графики зависимости  $h_{i \max} = f(n_k)$  для параметров  $z_{p.лр.} = 2$ ,  $h_B = 0,8$  м,  $r_j = r_{cp}$ ,  $b_j = 0,8$  м,  $D_r = 3,2$  м,  $n_r = 1/600$  с<sup>-1</sup>. Графики представлены на рисунке 3.10.

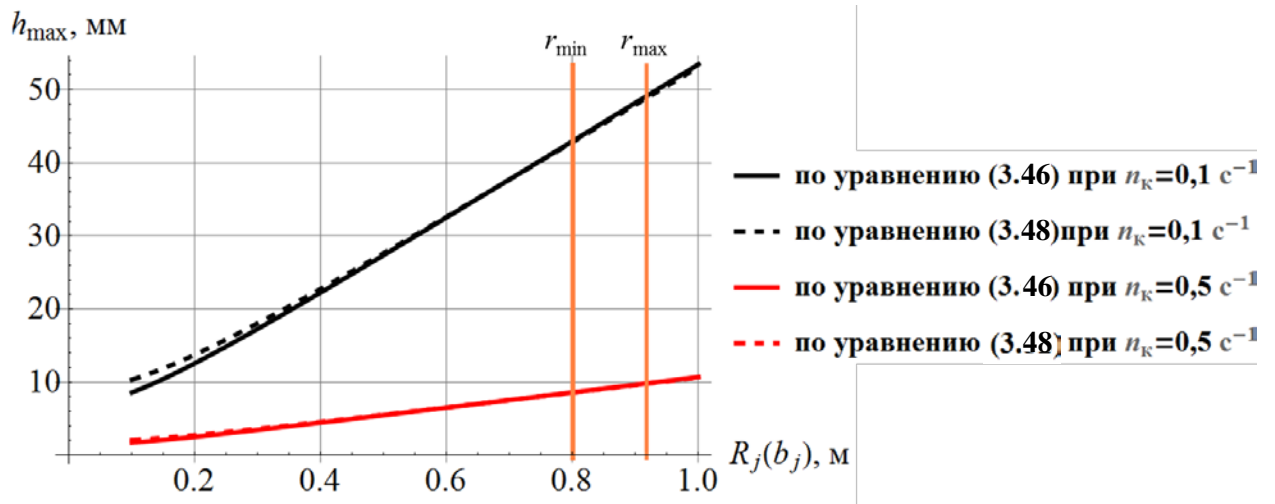


Рисунок 3.10 – Графики зависимости максимальной глубины резания от расстояния от оси головной секции до оси вращения резца в  $j$ -ой линии резания

Из графика видно, что в диапазоне возможных значений расстояний от оси головной секции до оси вращения резца в  $j$ -ой линии резания – от  $r_{\min}$  до  $r_{\max}$ , максимальные толщины стружки, определенные по различным формулам, полностью совпадают. Таким образом применение уравнения (3.46) вместо (3.48) не ведет к появлению ошибки.

Радиус положения центра вращения резца относительно оси геолода является переменным вдоль коронки и на забойной части изменяется от  $r_{\min}$  до  $r_{\max}$  (рисунок 3.8). Это связано с тем, что коронка имеет некоторый угол наклона относительно оси геолода  $\psi_k$ . Величина средней для забойных резцов на коронке толщины стружки  $h_{cpz}$ , мм, определяется через среднюю скорость подачи забойной части коронки подстановкой уравнений (3.33), (3.34), (3.41), (3.46), (3.47) в (3.45)

$$h_{\text{срз}} = 10^3 \frac{n_{\Gamma}(1 - \cos \gamma_{\text{охв}})}{n_{\text{к}} \gamma_{\text{охв}} z_{\text{р.лрз}}} \sqrt{h_{\text{в}}^2 + 4\pi^2 \left( \frac{D_{\Gamma}}{4} + \frac{h_{\text{в}}}{8\pi} \right)^2}. \quad (3.49)$$

Известно, что существует такой шаг резания, называемый оптимальным, при котором удельная энергоёмкость минимальна [8, 78]. Оптимальный шаг резания  $t_{\text{опт}}$ , мм, рассчитывается по уравнению [8]

$$t_{\text{опт}} = b + k_t h_{\text{срз}}, \quad (3.50)$$

или, с учетом (3.49),

$$t_{\text{опт}} = b + 10^3 k_t \frac{n_{\Gamma}(1 - \cos \gamma_{\text{охв}})}{n_{\text{к}} \gamma_{\text{охв}} z_{\text{р.лрз}}} \sqrt{h_{\text{в}}^2 + 4\pi^2 \left( \frac{D_{\Gamma}}{4} + \frac{h_{\text{в}}}{8\pi} \right)^2}, \quad (3.51)$$

где  $b$  – ширина резца, мм;

$k_t$  – коэффициент, зависящий от физико-механических свойств угля или породы (для породы  $k_t = 1,2-1,4$ ) [8].

Принимая для забойных резцов  $t_i = t_{\text{опт}}$  в уравнении (3.44) и с учетом (3.49) и (3.51), средняя сила резания для резцов забойной части  $P_{z_{\text{срз}}}$ , Н, составит

$$P_{z_{\text{срз}}} = p_{\text{к}} [k_{\Gamma} k_{\gamma} k_{\gamma} (0,25 + 0,018(b + k_t \frac{10^{-3} n_{\Gamma}(1 - \cos \gamma_{\text{охв}})}{n_{\text{к}} \gamma_{\text{охв}} z_{\text{р.лрз}}}) \times \sqrt{h_{\text{в}}^2 + 4\pi^2 \left( \frac{D_{\Gamma}}{4} + \frac{h_{\text{в}}}{8\pi} \right)^2} \frac{10^3 n_{\Gamma}(1 - \cos \gamma_{\text{охв}})}{n_{\text{к}} \gamma_{\text{охв}} z_{\text{р.лрз}}} \sqrt{h_{\text{в}}^2 + 4\pi^2 \left( \frac{D_{\Gamma}}{4} + \frac{h_{\text{в}}}{8\pi} \right)^2} + 0,1F]. \quad (3.52)$$

Коэффициент, учитывающий число резцов в контакте с забоем  $k_q$  зависит от угла охвата и определяется по формуле

$$k_q = \frac{\gamma_{\text{охв}}}{2\pi}. \quad (3.53)$$

Число линий резания в забойной части  $z_{\text{лрз}}$  определяется по уравнению [41]

$$z_{\text{лрз}} = \frac{1000l_3}{t_{\text{опт}}} + 1. \quad (3.54)$$

Согласно уравнению (3.50) увеличение толщины стружки позволяет увеличить шаг резания. При этом многочисленные работы по исследованию процессов

резания горных пород, в частности [41, 78, 82-84], показывают, что увеличение глубины стружки и шага резания приводит к снижению удельной энергоемкости. Но при этом возрастают силы резания и подачи. С одной стороны максимальная глубина резания ограничена радиальным вылетом резца, с другой – увеличение крепости породы накладывает дополнительные ограничения на допустимую глубину резания: максимальная сила резания, действующая на единичный резец,  $P_{z \max}$ , не должна превышать предельно допустимой силы резания для данного резца  $P_{зд}$ .

Поэтому к условию (3.11), ограничивающему максимальную толщину стружки, необходимо добавить ограничение силы резания. Тогда общее условие определения максимально допустимой толщины стружки запишется системой

$$\begin{cases} P_{z \max} \leq P_{зд}; \\ h_{\max} \leq h_{\text{возм}}. \end{cases} \quad (3.55)$$

Для определения параметров разрушения – максимальной толщины стружки и шага резания для резца РПП2, воспользуемся формулой (3.21).

В отличие от роторных ИО, толщина стружки на резцах корончатых и барабанных ИО переменная ввиду серповидной формы. Это означает невозможность обеспечить постоянство  $S_{\text{опт}}$  [78].

В данном случае  $S_{\text{опт}}$  считается реализуемой при средней толщине стружки  $h_{\text{ср}}$ . Делая допущение, что средняя площадь поперечного сечения стружки на резце  $S_{\text{ср}}$ , мм<sup>2</sup>, определяется произведением

$$S_{\text{ср}} = t_{\text{опт}} h_{\text{ср}}, \quad (3.56)$$

и приравняв (3.21) и (3.56) с учетом формулы (3.50), средняя толщина стружки  $h_{\text{ср}}$ , мм, для резцов РПП2 определится по формуле

$$h_{\text{ср}} = \frac{13,8 \sqrt{p_k (1875,9 + p_k)}}{p_k} - 15,4. \quad (3.57)$$

Приравнявая уравнения (3.49) и (3.57), частота вращения коронки  $n_k$ , с<sup>-1</sup>, составит

$$n_k = \frac{10^3 n_r (1 - \cos \gamma_{\text{оXB}})}{\gamma_{\text{оXB}} z_{\text{р.лрз}}} \sqrt{h_B^2 + 4\pi^2 \left( \frac{D_r}{4} + \frac{h_B}{8\pi} \right)^2} \times \left( \frac{p_k}{13,8 \sqrt{p_k (1875,9 + p_k)} - 15,4 p_k} \right). \quad (3.58)$$

Согласно рисунку 3.8, средний радиус забойной части коронки  $r_{3\text{cp}}$ , м,

$$r_{3\text{cp}} = \frac{d_{3\text{max}} + d_{3\text{min}}}{4} = \frac{D_r}{4 \cos \psi_k} - \frac{l_3 \sin \psi_k}{2}, \quad (3.59)$$

где  $d_{3\text{max}}$  – максимальный диаметр коронки, м;

$d_{3\text{min}}$  – минимальный диаметр забойной части коронки, м.

Кутковая часть коронки предназначена во избежание возникновения неразрушенной зоны (см. рисунок 3.9). Определение числа линий резания в кутковой части коронки выполняется согласно схеме на рисунке 3.11.

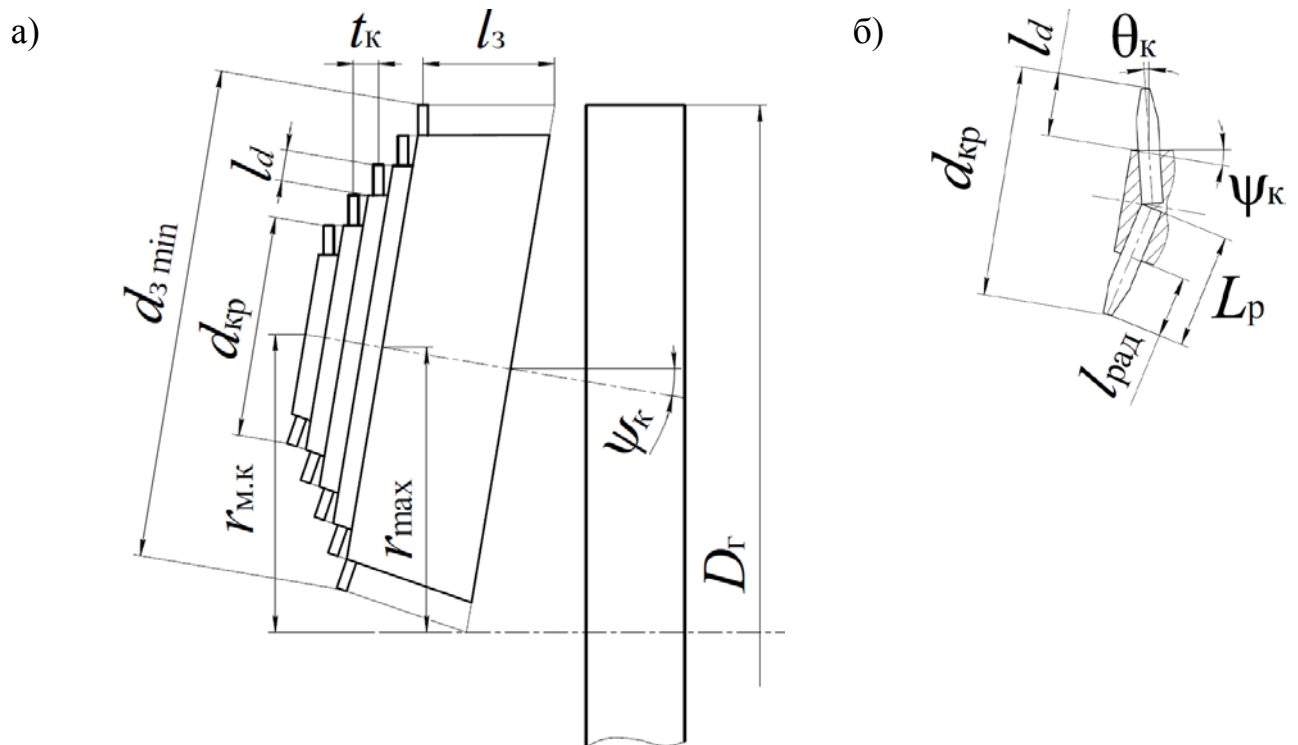


Рисунок 3.11 – Схема кутковой части коронки: а) – общая схема кутковой части; б) – схема расположения крайних кутковых резцов

Для исключения контакта торцевой части коронки, не оснащенной резцами, с неразрушенной частью уменьшение диаметра коронки  $\Delta d$ , м, между соседними

линиями резания в кутковой части  $t_{kj}$  и  $t_{kj+1}$  должно быть не более  $2l_d$ , то есть

$$\Delta d \leq 2l_d. \quad (3.60)$$

$$l_d = l_{\text{рад}} \cos(\psi_{\text{к}} + \theta_{\text{к}}) 10^{-3}, \quad (3.61)$$

где  $l_{\text{рад}}$  – радиальный вылет резца, мм;

$\theta_{\text{к}}$  – угол наклона резца к образующей коронки в кутковой части.

Конечный размер диаметра коронки в кутковой части  $d_{\text{кр}}$ , м, должен удовлетворять условию (рисунок 3.11, б)

$$d_{\text{кр}} \geq 2 \cdot 10^{-3} L_{\text{р}} \cos(\psi_{\text{к}} + \theta_{\text{к}}), \quad (3.62)$$

где  $L_{\text{р}}$  – радиальная длина резца, мм. Для радиальных резцов это их полная длина.

Считая равенством условие (3.60) и  $\theta_{\text{к}} = \text{const}$ , с учетом формул (3.61), (3.62), число линий резания в кутковой части коронки  $z_{\text{лр к}}$  должно быть

$$z_{\text{лр к}} \leq \frac{d_{3 \text{ min}}}{2 \cdot 10^{-3} l_{\text{рад}} \cos(\psi_{\text{к}} + \theta_{\text{к}})} - \frac{L_{\text{р}}}{l_{\text{рад}}}. \quad (3.63)$$

Зная фактическое число линий резания в кутковой части, конечный размер диаметра коронки в кутковой части  $d_{\text{кр}}$ , м, определяется по уравнению

$$d_{\text{кр}} = d_{3 \text{ min}} - 2 \cdot 10^{-3} l_{\text{рад}} z_{\text{лр к}} \cos(\psi_{\text{к}} + \theta_{\text{к}}). \quad (3.64)$$

Шаг резания в кутковой части определяется по формуле [6]

$$t_{\text{к}} = (0,5 - 0,8)t_3, \quad (3.65)$$

где  $t_3 = t_{\text{опт}}$  – шаг резания в забойной части, мм.

Средний радиус кутковой части коронки  $r_{\text{кр ср}}$ , м, согласно рисунку (3.11), составит

$$r_{\text{кр ср}} = \frac{d_{\text{кр}} + d_{3 \text{ min}}}{4}. \quad (3.66)$$

Минимальный диаметр забойной части коронки  $d_{3 \text{ min}}$ , который является максимальным для кутковой части, согласно рисунку 3.8 определяется по формуле

$$d_{3 \text{ min}} = \frac{D_{\text{г}}}{2 \cos \psi_{\text{к}}} - \frac{2h_{\text{в}} \sin \psi_{\text{к}}}{z_{\text{к}}}. \quad (3.67)$$

Суммарный момент, затрачиваемый на резание на кутковых резцах  $M_k$ , кНм, определяется аналогично забойным резцам по формуле (3.43) подстановкой в неё параметров кутковой части:  $P_{z_{cp\ k}}$ ,  $z_{p.lpk}$ ,  $z_{lp\ k}$ ,  $r_{k\ cp}$ .

Средняя сила резания на резцах кутковой части определяется по формуле (3.44) с подстановкой в неё  $t_i = t_k$  и  $h_{cpi} = h_{cp\ k}$ , где  $h_{cp\ k}$  – средняя для кутковых резцов на коронке толщина стружки.

Величина средней для кутковых резцов на коронке толщины стружки  $h_{cp\ k}$ , мм, определяется через среднюю скорость подачи кутковой части коронки аналогично величине средней для забойных резцов толщине стружки.

Средняя скорость подачи кутковой части коронки  $V_{пк\ ср}$ , м/с, находится по уравнению (3.47) с учетом (3.34) через средний радиус положения центра вращения резцов кутковой части относительно оси гехода  $r_{c.k}$

$$V_{пк\ ср} = \sqrt{(2\pi n_T r_{c.k})^2 + V_o^2}. \quad (3.68)$$

Средний радиус положения центра вращения резцов кутковой части относительно оси гехода  $r_{c.k}$ , м, согласно рисунку (3.11) составит

$$r_{c.k} = \frac{r_{max} + r_{m.k}}{2}, \quad (3.69)$$

где  $r_{m.k}$  – максимальный радиус положения центра вращения резцов кутковой части коронки, м.

При одинаковом шаге резания в кутковой части максимальный радиус положения центра вращения резцов  $r_{m.k}$ , м, определяется по формуле

$$r_{m.k} = r_{max} + 10^{-3} z_{lp\ k} t_k \sin \psi_k. \quad (3.70)$$

Подстановкой в уравнение (3.45) уравнений (3.46), (3.68)–(3.70) определяется величина средней для кутковых резцов на коронке толщины стружки  $h_{cp\ k}$ , по которой определяется средняя сила резания на резцах кутковой части. Для этого в формулу (3.44) необходимо подставить  $h_{cp\ k}$  и  $t_k$  по уравнению (3.65). После чего можно определить суммарный момент, затрачиваемый на резание на кутковых резцах



$M_k$ , кНм, по уравнению, аналогичному (3.43), подстановкой в него параметров кутковой части.

Суммарный путь резцов в контакте с забоем  $L_c$ , км, определяется суммой

$$L_c = L_3 + L_k, \quad (3.71)$$

где  $L_3$  – суммарный путь забойных резцов в контакте с забоем за оборот головной секции геолода, км;

$L_k$  – суммарный путь кутковых резцов в контакте с забоем за оборот головной секции геолода, км.

При условии, что средний радиус забойной части коронки делит её пополам и с каждой стороны будет одинаковое количество линий резания, средний путь резцов в забойной части коронки  $L_{3\text{cp1}}$ , м, проходимый в контакте с породой за оборот ИО определится по уравнению [40]

$$L_{3\text{cp1}} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{(r_{3\text{cp}}(1 + i_\omega \cos \psi_k) \cos i_\omega \varphi)^2 + (r_{3\text{cp}} \sin \psi_k + r_{3\text{cp}}(1 + \cos \psi_k) \sin i_\omega \varphi)^2 + \left(\frac{h_B}{2\pi} - i_\omega r_{3\text{cp}} \sin \psi_k \cos i_\omega \varphi\right)^2}, \quad (3.72)$$

где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – пределы изменения угла поворота ИО, в которых резец находится в контакте с забоем;

$i_\omega = n_T/n_k$  – отношение угловых скоростей головной секции геолода и коронки.

Разность  $\varphi_2 - \varphi_1$  есть угол охвата  $\gamma_{\text{охв}}$ . Для корончатых ИО геолодов  $\gamma_{\text{охв}} = \pi$ .

Производить интегрирование по уравнению (3.72) имеет смысл для частных случаев.

Для кутковой части средний путь резцов, проходимый в контакте с породой за оборот ИО определяется аналогично подстановкой в уравнение (3.72) вместо  $r_{3\text{cp}}$  и  $r_{\text{cp}}$  соответственно  $r_{k\text{cp}}$  и  $r_{c.k.}$

Суммарные пути забойных ( $L_3$ , км) и кутковых ( $L_k$ , км) резцов в контакте с забоем за оборот головной секции геолода составят

$$L_3 = 0,001 L_{3\text{cp1}} z_{p.lpz} z_{лрз} / i_\omega, \quad (3.73)$$

$$L_k = 0,001L_{k\text{ ср1}}z_{p.\text{лрк}}z_{\text{лр к}}/i_{\omega}. \quad (3.74)$$

Масса корончатых ИО с приводом  $m$ , кг, определяется суммой

$$m = z_k m_k + z_k m_{\text{пр}}, \quad (3.75)$$

где  $m_k$  – масса одной коронки, кг;

$z_k$  – число коронок в составе ИО;

$m_{\text{пр}}$  – масса одного привода, кг.

Привод рассматривается как совокупность редуктора и гидромотора. Планетарный редуктор может быть встроен в коронку. Такая компоновка более предпочтительна с точки зрения обеспечения свободного пространства внутри головной секции, чем вынесенные за ИО редукторы других типов [85].

Масса привода зависит от крутящего момента, затрачиваемого на резание. В таблице 3.3 приведена номенклатура планетарных редукторов с гидромоторами с параметрами выходного крутящего момента и массы.

Таблица 3.3 – Массово-силовые характеристики планетарных редукторов с гидромоторами

Планетарный редуктор	Крутящий момент, кНм	Масса, кг
Bonfiglioli 309	18	150
Bonfiglioli 313	55	235
Bonfiglioli 715 C	80	441
Caterpillar EH 10000 SC	100	410
Dinamicoil RA 3513	35	190
REXROTH GFT 0036 T3 3000	36	125
REXROTH GFT 0017 W2 4000	14	105
REXROTH GFT 0024 W3 4000	19	130
REXROTH GFT 0026 W2 2000	18	145
REXROTH GFT 0026 T2 1000	26	145
REXROTH GFT 0034 T2 4000	34	170
REXROTH GFT 0040 T2 9000	40	205
REXROTH GFT 0060 T3 7000	60	250
REXROTH GFT 0065 T2 1000	65	340
REXROTH GFT 0080 W3 6000	67	430
REXROTH GFT 0080 T3 2000	80	350
REXROTH GFT 0110 W3 4000	100	440
REXROTH GFT 0160 W3 4000	140	680
REXROTH GFT 0220 T3 9000/2	220	850

По данным таблицы 3.3 построен график зависимости массы привода  $m_{пр}$  от выходного крутящего момента (рисунок 3.12), и аппроксимацией значений методом наименьших квадратов получено уравнение регрессии первой степени с коэффициентом детерминации  $R^2 = 0,95$

$$m_{пр} = 3,85M + 60,1. \quad (3.76)$$

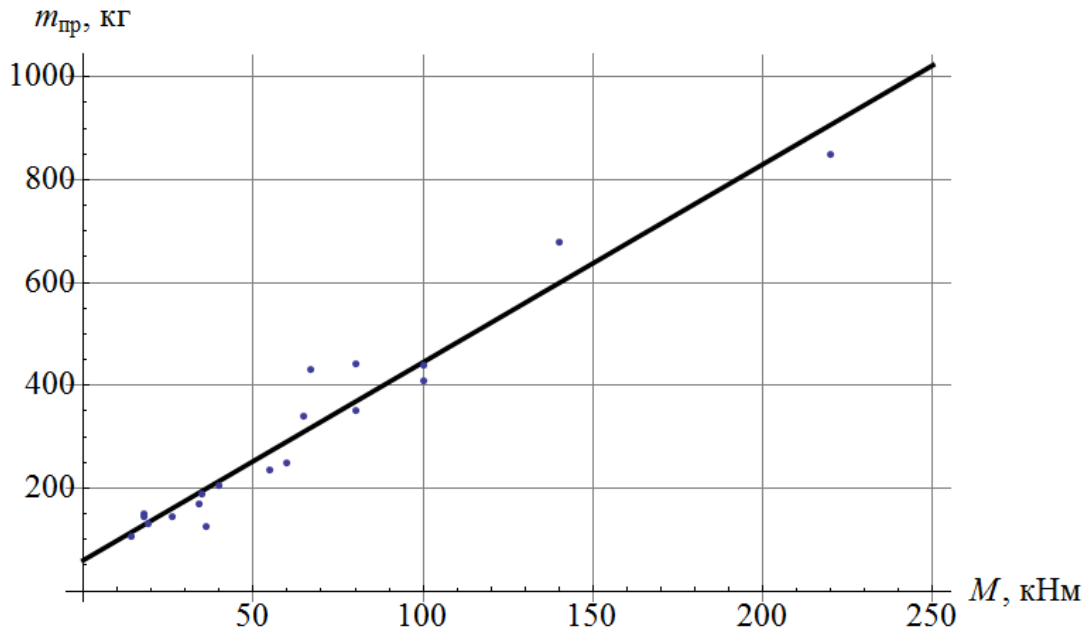


Рисунок 3.12 – График зависимости массы привода от крутящего момента

Масса коронки не может быть определена методом аналогий, как масса ротора. Это связано с отсутствием коронок, требуемых для геохода типоразмеров.

Масса коронки зависит от площади её поверхности  $F_{кор}$ ,  $m^2$ , которая определяется суммой площадей боковых поверхностей конусов забойной и кутковой частей, а также большего и меньшего оснований

$$\begin{aligned}
 F_{кор} = & \pi \frac{h_B}{z_K} \left( \frac{D_\Gamma}{2 \cos \psi_K} - \frac{h_B}{z_K} \sin \psi_K - 2 \cdot 10^{-3} l_{рад} \cos \psi_K \right) + \\
 & + 10^{-3} t_K z_{лрК} \pi \left( \frac{D_\Gamma}{2 \cos \psi_K} - \frac{2h_B}{z_K} \sin \psi_K - 10^{-3} l_{рад} z_{лрК} \cos(\psi_K + \theta_K) - \right. \\
 & \left. - 2 \cdot 10^{-3} l_{рад} \cos(\psi_K + \theta_K) \right) + \pi \left( \frac{D_\Gamma}{4 \cos \psi_K} - \frac{h_B}{z_K} \sin \psi_K - 10^{-3} l_{рад} z_{лрК} \times \right. \\
 & \left. \times \cos(\psi_K + \theta_K) - 10^{-3} l_{рад} \cos(\psi_K + \theta_K) \right)^2 + \pi \left( \frac{D_\Gamma}{4 \cos \psi_K} - 10^{-3} l_{рад} \cos(\psi_K) \right)^2
 \end{aligned} \quad (3.77)$$

Масса коронки  $m_k$ , кг, составит

$$m_k = F_{\text{кор}} s_k \rho, \quad (3.78)$$

где  $s_k$  – толщина стенки коронки, м;

$\rho$  – плотность металла, из которого изготовлена коронка, кг/м<sup>3</sup>.

### 3.4 Определение параметров барабанных исполнительных органов

Рассматриваемая схема барабанного ИО представлена на рисунке 3.13.

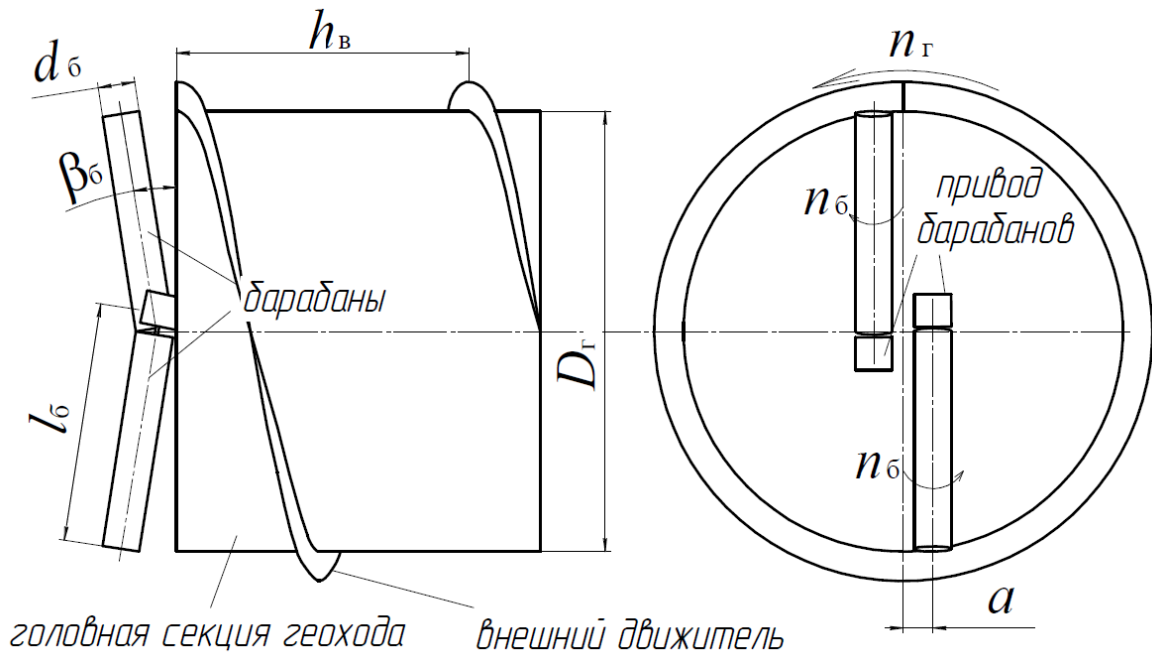


Рисунок 3.13 – Схема барабанного ИО

Барабанный ИО характеризуется рядом конструктивных, установочных и кинематических параметров (таблица 3.4).

Таблица 3.4 – Параметры барабанных ИО геолодов

Параметр	Обозначение
Диаметр барабана по резцам	$d_6$
Длина барабана	$l_6$
Смещение оси барабана относительно оси геолода	$a$
Угол наклона барабана к плоскости забоя	$\beta_6$
Частота вращения барабана	$n_6$

В отличие от корончатых, для барабанных ИО, согласно уравнению (3.47), характерно значительное изменение скорости подачи инструмента от  $V_{п\ min}$  до  $V_{п\ max}$  в зависимости от местоположения линии резания (рисунок 3.14) [86].

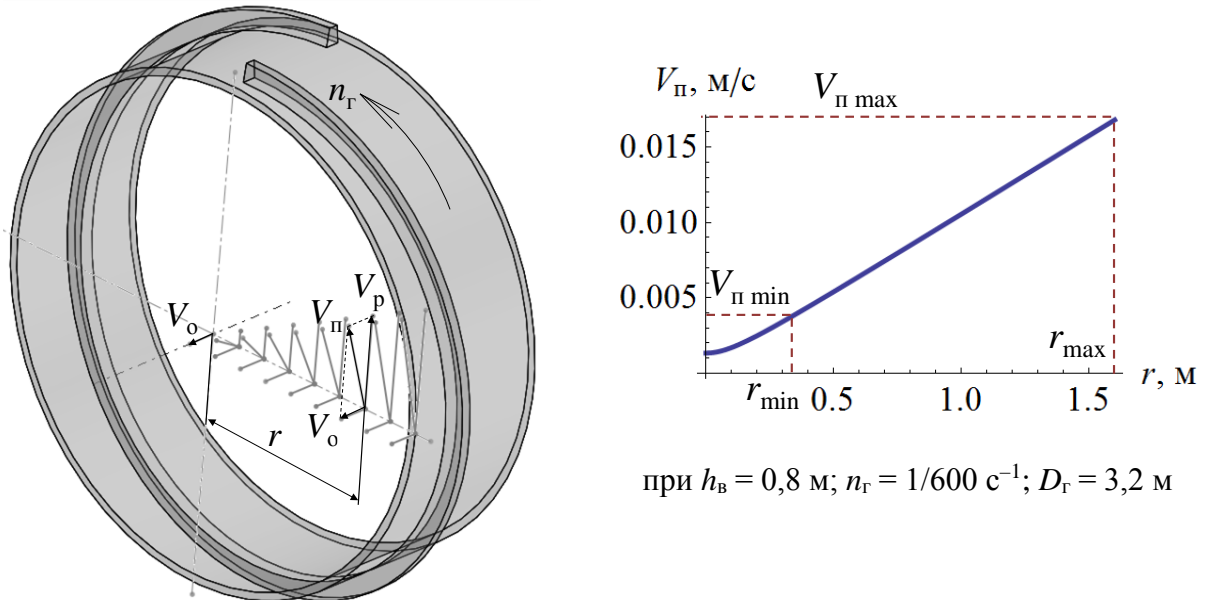


Рисунок 3.14 – Изменение скорости подачи по радиусу

Смещение барабана относительно оси геолода на величину  $a$  приводит к появлению минимального радиуса положения центра вращения резца относительно оси геолода  $r_{min}$  (рисунок 3.15). При числе барабанов  $z_b = 2$ , наименьшая величина  $a$  из условия отсутствия наложения барабанов составляет половину диаметра барабана.

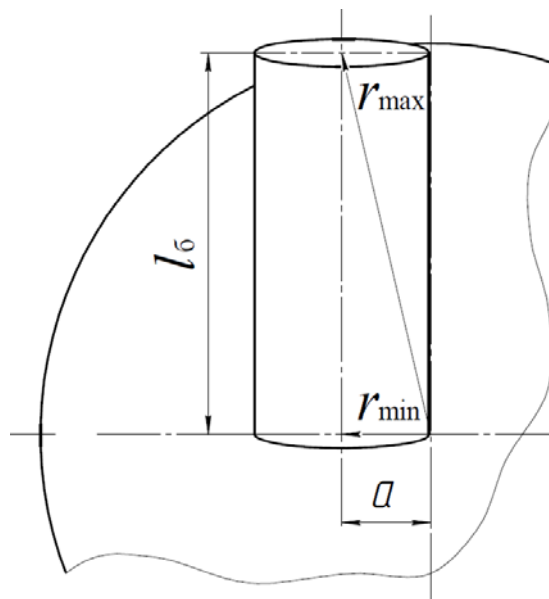


Рисунок 3.15 – Схема к определению  $r_{min}$  и  $r_{max}$

Величина формируемого барабаном уступа  $h_{уст}$  не должна превышать  $0,6d_{\sigma}$  [44]. Невыполнение этого условия может привести к неконтролируемому скалыванию крупных кусков породы в данной области. Из этого условия минимальный диаметр барабана  $d_{\sigma}$ , м, составит

$$d_{\sigma} = \frac{h_{уст}}{0,6}. \quad (3.79)$$

Величина формируемого барабаном уступа  $h_{уст}$ , м, зависит от шага винтовой лопасти внешнего движителя  $h_B$  [44]

$$h = \frac{h_B}{z_{\sigma}} \cos \beta, \quad (3.80)$$

где  $\beta$  – угол наклона образующей к забою [44];

$z_{\sigma}$  – количество барабанов.

Для цилиндрического барабана его диаметр определяется по верхнему основанию по уравнению (3.79) подстановкой в него выражения (3.80)

$$d_{\sigma} = \frac{h_B}{0,6z_{\sigma}} \cos \beta_0, \quad (3.81)$$

где  $\beta_0$  – угол наклона образующей к забою на ободу барабана.

Учитывая, что  $\cos \beta_0 = \frac{\pi D_{\Gamma}}{\sqrt{(\pi D_{\Gamma})^2 + h_B^2}}$  [44], выражение (3.81) примет вид

$$d_{\sigma} = \frac{h_B}{0,6z_{\sigma}} \frac{\pi D_{\Gamma}}{\sqrt{(\pi D_{\Gamma})^2 + h_B^2}}. \quad (3.82)$$

Тогда минимальный радиус положения центра вращения резца относительно оси геолода  $r_{\min}$ , м, определится по формуле

$$r_{\min} = a = \frac{h_B}{1,2z_{\sigma}} \frac{\pi D_{\Gamma}}{\sqrt{(\pi D_{\Gamma})^2 + h_B^2}}. \quad (3.83)$$

Согласно рисунку 3.15, максимальный радиус положения центра вращения резца относительно оси геолода  $r_{\max}$ , м, определяется по формуле

$$r_{\max} = \sqrt{a^2 + l_{\sigma}^2 \cos^2 \beta_{\sigma}}. \quad (3.84)$$

Подстановкой выражений (3.83) и (3.84) в уравнение (3.47) определяются минимальная  $V_{п\ min}$  и максимальная  $V_{п\ max}$  скорости подачи. Из графика на рисунке 3.14 видно, что при параметрах  $z_6 = 2$ ;  $h_B = 0,8$  м,  $n_r = 1/600$  с<sup>-1</sup> и  $D_r = 3,2$  м, максимальная скорость подачи более, чем в четыре раза превосходит минимальную. Согласно уравнениям (3.45) и (3.46) также будет изменяться и фактическая максимальная  $h_{i\ max}$  и средняя  $h_{i\ ср}$  толщины стружки в линиях резания. Поэтому число резцов во всех линиях резания не может быть одинаковым.

Так же, как и для корончатых ИО, толщина стружки на резцах барабанных ИО переменная ввиду серповидной формы, что приводит к невозможности обеспечения равенства между фактической площадью поперечного сечения стружки и её оптимальным значением  $S_{опт}$  на всём пути резания. Поэтому для барабанных ИО также сделано допущение, что  $S_{опт}$  реализуема при средней толщине стружки  $h_{ср}$ . В этом случае  $h_{ср}$  определяется аналогично корончатым ИО по формуле (3.57). При такой  $h_{ср}$  максимальная толщина стружки  $h_{max}$ , мм, из уравнения (3.45) будет равна

$$h_{max} = \frac{\gamma_{охв}}{1 - \cos(\gamma_{охв})} \left( \frac{13,8\sqrt{p_k(1875,9 + p_k)}}{p_k} - 15,4 \right). \quad (3.85)$$

Угол охвата барабанных ИО  $\gamma_{охв}$ , рад, определяется из рисунка 3.16 по формуле

$$\gamma_{охв} = \pi - \arccos \left( \frac{2h_B}{d_6 z_6} \frac{2\pi r}{\sqrt{(2\pi r)^2 + h_B^2}} - 1 \right), \quad (3.86)$$

или, с учетом (3.82)

$$\gamma_{охв} = \pi - \arccos \left( \frac{2,4r\sqrt{(\pi D_r)^2 + h_B^2}}{D_r\sqrt{(2\pi r)^2 + h_B^2}} - 1 \right), \quad (3.87)$$

где  $r$  – радиус положения центра вращения резца относительно оси геохода, м.

Зависимость  $\gamma_{охв} = f(r)$  показана на рисунке 3.17.

Из уравнения (3.87) и графиков следует, что угол охвата  $\gamma_{охв}$  является функцией от радиуса положения центра вращения резца относительно оси геохода  $r$ .

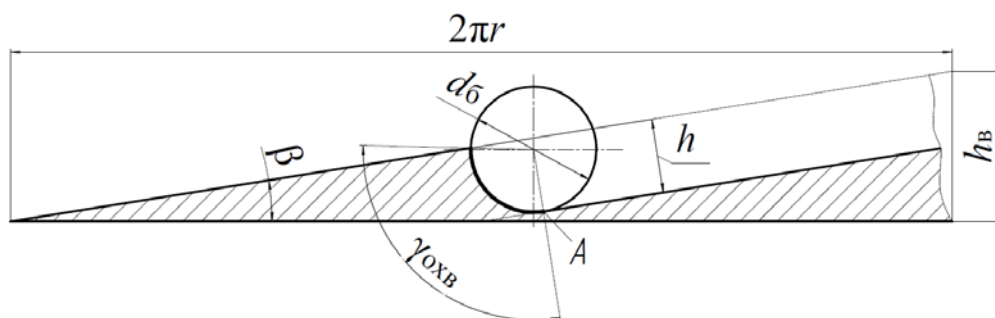


Рисунок 3.16 – Схема к определению угла охвата

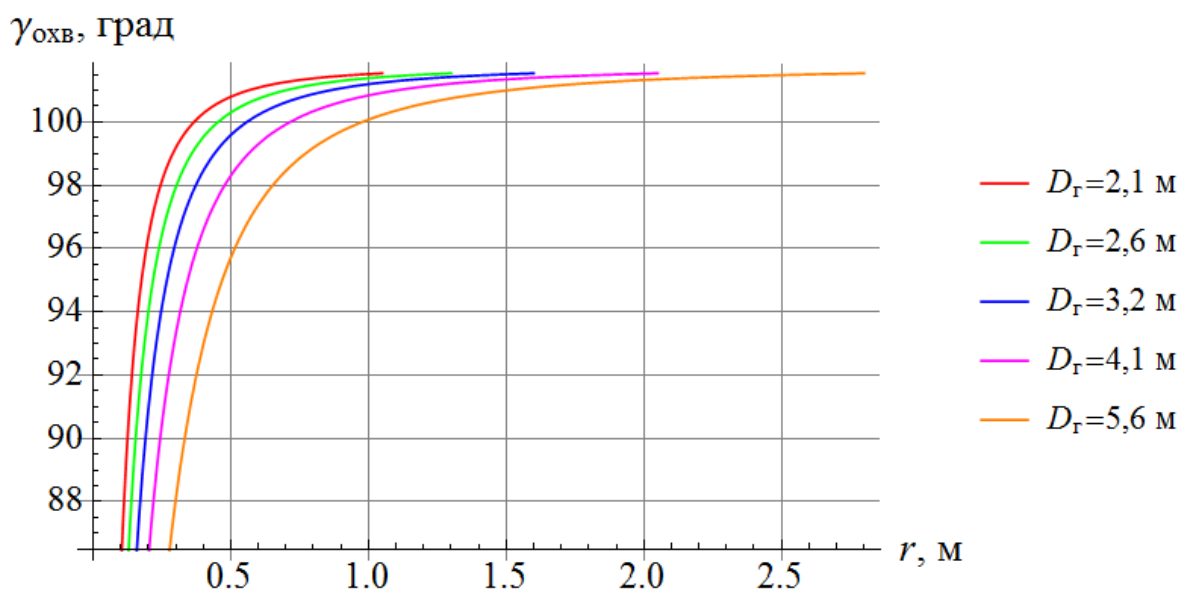


Рисунок 3.17 – График зависимости угла охвата барабанного ИО от радиуса положения центра вращения резца относительно оси геохода

Частота вращения барабана  $n_b$  определяется из условия достижения  $h_{\max}$  в крайней периферийной линии резания. Приравняв уравнения (3.46) и (3.85), с учетом  $\psi_k = 0$  (цилиндрический барабан), частота вращения барабана  $n_b, c^{-1}$ , равна

$$n_b = \frac{2400n_r r_{\pi} \sqrt{h_b^2 + (\pi D_r)^2}}{D_r z_{p.плр} \left( \frac{13,8 \sqrt{p_k (1875,9 + p_k)}}{p_k} - 15,4 \right) \left( \pi - \arccos \left( \frac{2,4 r_{\pi} \sqrt{h_b^2 + (\pi D_r)^2}}{D_r \sqrt{h_b^2 + (2\pi r_{\pi})^2}} - 1 \right) \right)}, \quad (3.88)$$

где  $r_{\pi}$  – радиус положения периферийной линии резания на барабане, м;

$z_{p.плр}$  – число резцов в периферийной линии резания.

На рисунке 3.18 показан принцип определения частоты вращения барабана и изменения числа резцов в линии резания на барабане из условия последовательного



увеличения числа резцов в линиях резания на единицу при достижении максимальной глубины резания. Графики построены для параметров  $D_r = 3,2$  м,  $h_b = 0,8$  м,  $n_r = 1/600$  с<sup>-1</sup>.

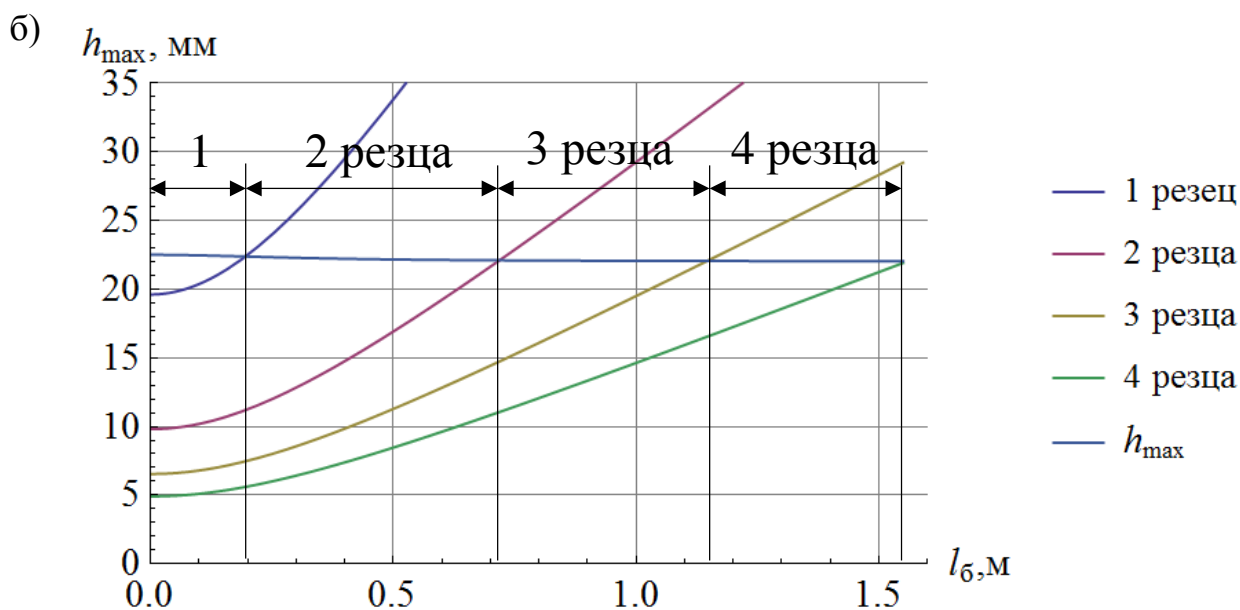
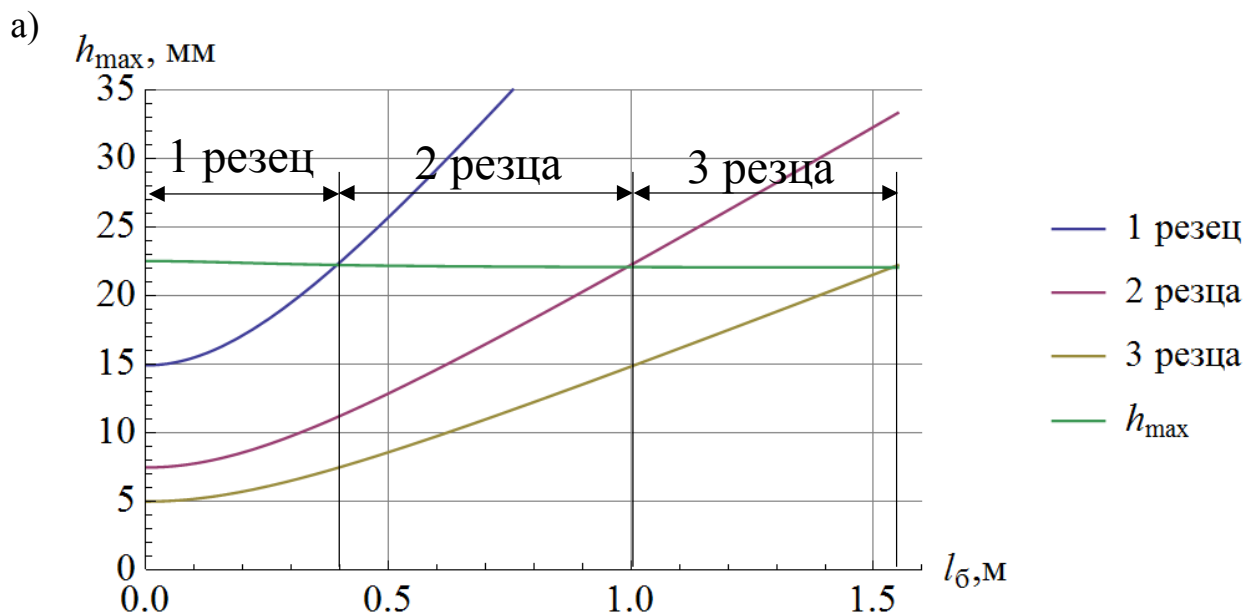


Рисунок 3.18 – Зависимость максимальной толщины стружки от положения линии резания на барабане при различном числе резцов в линии резания для  $D_r = 3,2$  м:

- а) – при трех резцах в периферийной линии резания; б) – при четырех резцах в периферийной линии резания

В первом случае (рисунок 3.18, а) максимальное число резцов в линии резания составляет 3 шт., во втором (рисунок 3.18, б) – 4 шт.

Оба случая обеспечивают соблюдение условия обеспечения  $h_{\max}$  на периферийной линии резания. При этом частота вращения барабана составит  $0,25 \text{ с}^{-1}$  и  $0,19 \text{ с}^{-1}$  соответственно, а суммарное число резцов на одном барабане будет 63 шт. – при трех резцах в периферийных линиях резания, и 83 шт. при четырех резцах.

Аналогично определяются частоты вращения и количество резцов на барабане при двух и пяти резцах в периферийных линиях резания.

Для сравнения вариантов с различным числом резцов в периферийных линиях резания с точки зрения расхода резцов за один оборот головной секции геохода определены суммарные пути резания  $L_c$  сложением путей резания каждого  $i$ -го резца.

Путь резания  $i$ -го резца  $L_i$  определяется по уравнению [40]

$$L_i = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sqrt{(a + 0,5d_{\sigma}(1 + i_{\omega} \cos \beta_{\sigma}) \cos i_{\omega} \varphi)^2 + (l_i \sin \beta_{\sigma} + 0,5d_{\sigma}(i_{\omega} + \cos \beta_{\sigma}) \sin i_{\omega} \varphi)^2 + \left(\frac{h_{\text{в}}}{2\pi} - i_{\omega} 0,5d_{\sigma} \sin \beta_{\sigma} \cos i_{\omega} \varphi\right)^2}, \quad (3.89)$$

где  $l_i$  – положение рассматриваемой линии резания относительно нижнего основания барабана, м;  $0 \leq l_i \leq l_{\sigma}$ .

Разность  $\varphi_2 - \varphi_1$  есть угол охвата  $\gamma_{\text{охв}}$ . Для барабанных ИО геоходов  $\gamma_{\text{охв}}$  определяется по формуле (3.87).

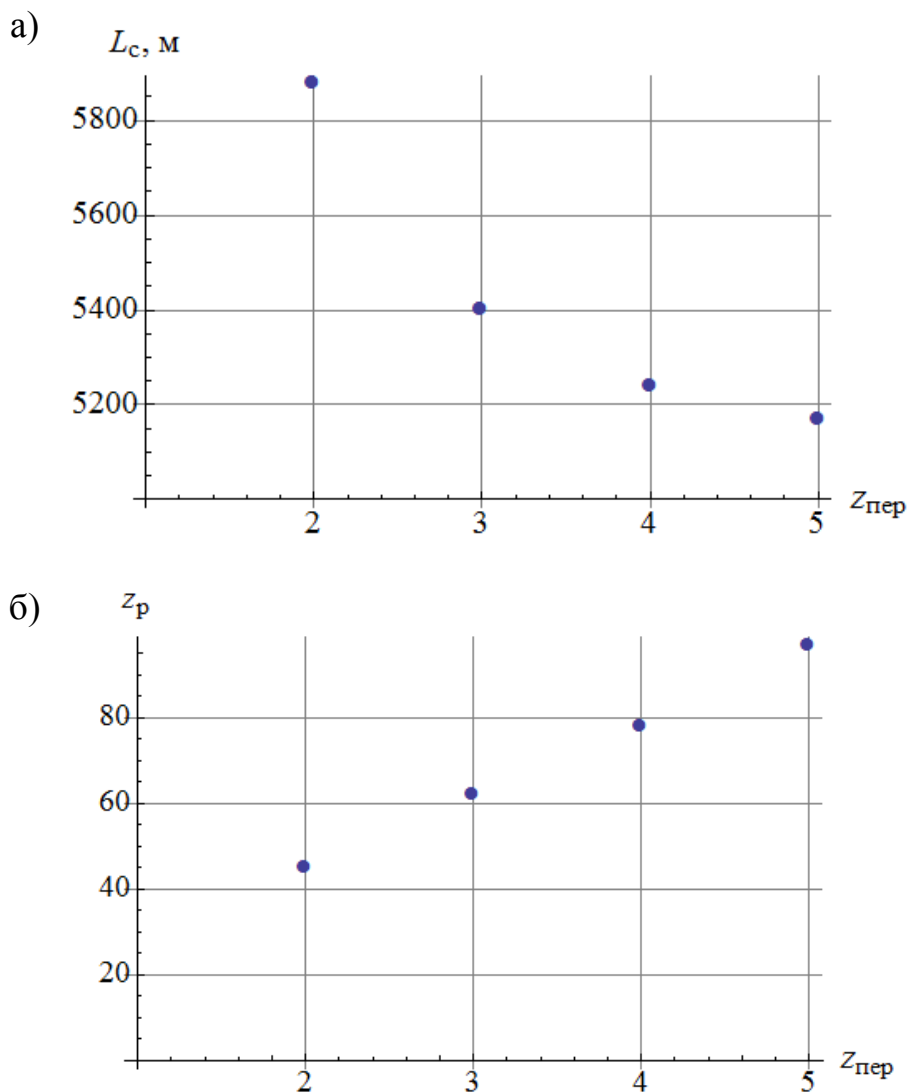
Удельный расход инструмента на одном барабане определяется по формуле (3.5).

Полная картина изменения суммарного пути резания и числа резцов на барабане при изменении количества резцов в периферийных линиях резания от 2 до 5 проиллюстрирована на рисунке 3.19.

Графики свидетельствуют о линейном росте числа резцов на барабане  $Z_{\text{бар}}$  при увеличении количества резцов в периферийных линиях резания от 2 до 5. При этом суммарный путь резания уменьшается и при попарном сравнении 2-3, 3-4 и 4-5 резцов в периферийных линиях резания уменьшение путей резания составляет 8, 3 и

1% соответственно. Удельный расход инструмента, приходящийся на  $1 \text{ м}^3$  разрушаемой породы, имеет такой же процент уменьшения значений.

Для определения рационального количества резцов в периферийных линиях резания необходимо учесть равномерность толщин срезаемых стружек в различных зонах барабана (с различным количеством резцов в линиях резания) – по уравнению (3.45), и удельную энергоёмкость разрушения забоя.



$Z_{\text{пер}}$  – количество резцов в периферийных линиях резания;  $z_p$  – суммарное число резцов на одном барабане;  $L_c$  – суммарный путь резания за оборот геолода

Рисунок 3.19 – Величины суммарного пути резания (а) и числа резцов на барабане (б) от количества резцов в периферийных линиях резания для  $D_r = 3,2 \text{ м}$

Изменение средних толщин стружек на резцах, расположенных в различных линиях резания, показано на рисунке 3.20.

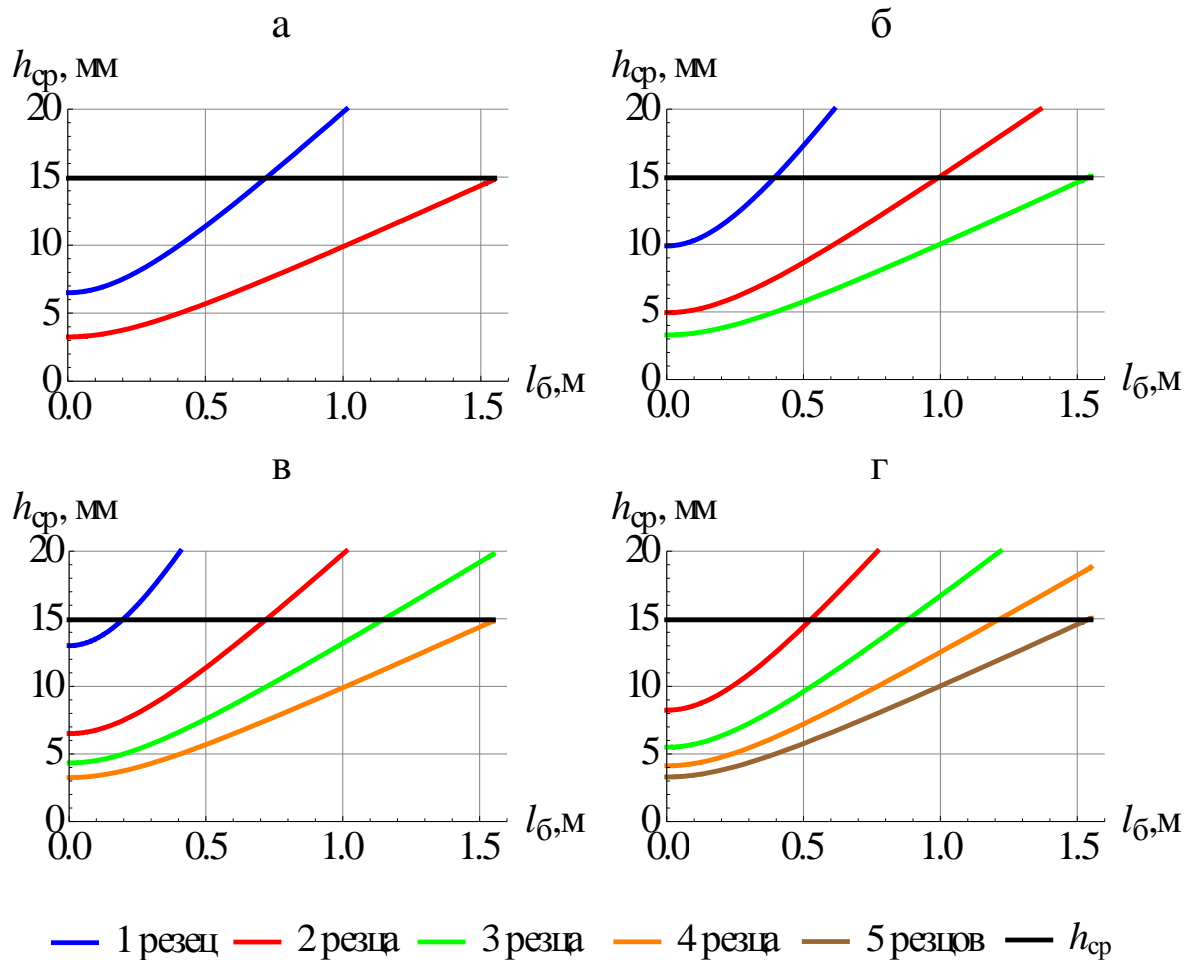


Рисунок 3.20 – Изменение средних толщин стружек вдоль барабана при различном числе резцов в периферийных линиях резания: а) – с двумя резцами в периферийной линии резания; б) – с тремя резцами в периферийной линии резания; в) – с 4-мя резцами; г) – с 5-ю резцами

На рисунке 3.21 представлены гистограммы распределения средних толщин стружек по резцам.

Для варианта с двумя резцами в периферийных линиях резания (рисунок 3.21, а) около 38 % резцов, установленных на барабане, работают со средней толщиной стружки менее 10 мм, а 12 % – 6-8 мм, при этом уменьшение толщины стружки не влияет на износ инструмента [87]. Сравнение остальных вариантов не приводит к очевидным выводам по предпочтительности какого-либо решения, так как в диапазоне толщин стружек 10-15 мм при трех резцах в периферийных линиях резания работает 86 % резцов, при 4 и 5 резцах – 89 %.

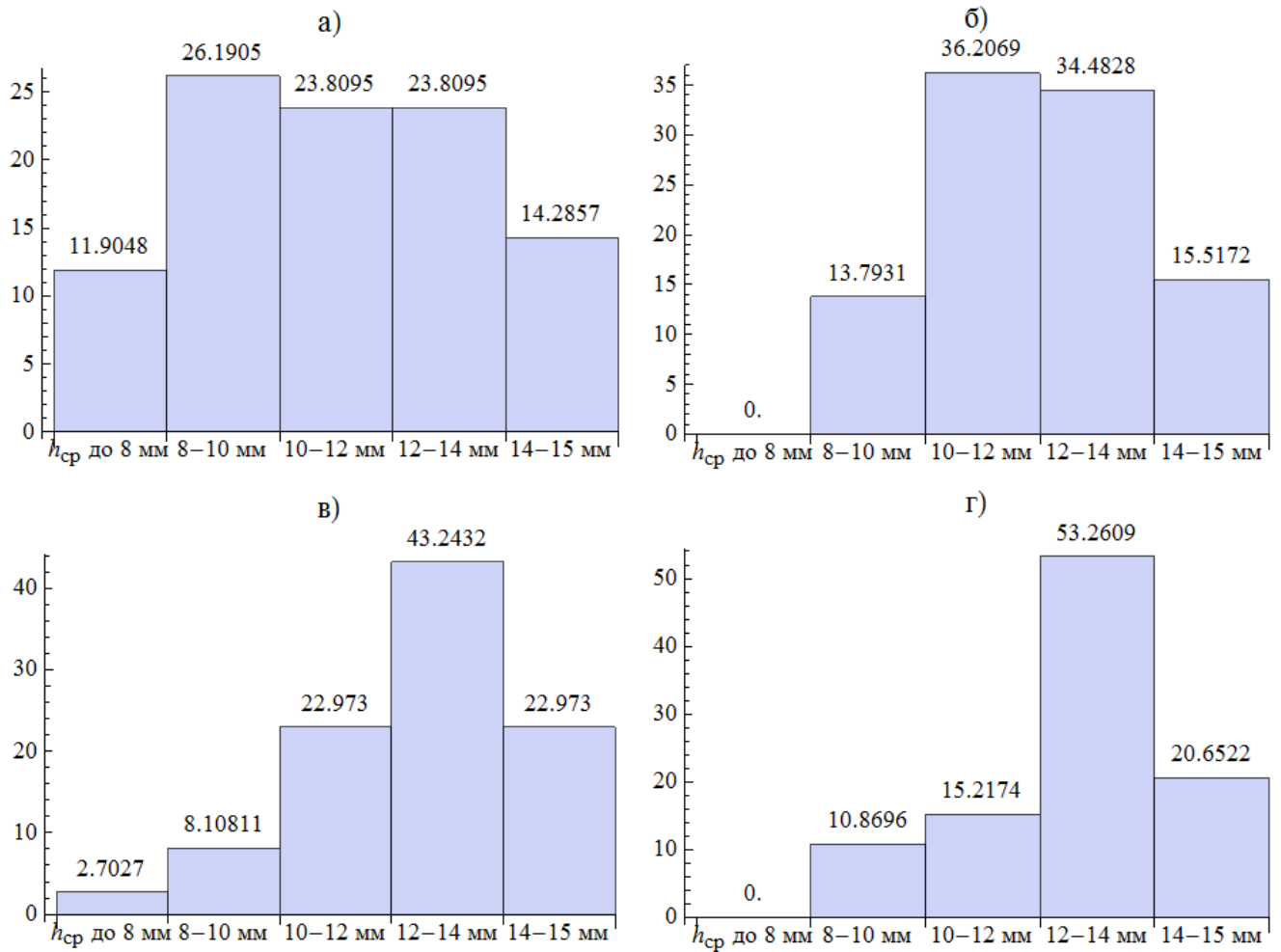


Рисунок 3.21 – Гистограммы распределения средних толщин стружек по резцам:

- а) – с двумя резцами в периферийной линии резания; б) – с тремя резцами в периферийной линии резания; в) – с 4-мя резцами; г) – с 5-ю резцами

Удельная энергоёмкость определяется по уравнению (3.2), в котором суммарная мощность на резание, кВт, определяется по формуле

$$N_p = \pi n_6 d_6 \sum_{i=1}^{z_p} P_{zicp} \cdot 10^{-3}, \quad (3.90)$$

где  $P_{zicp}$  – среднее значение силы резания на  $i$ -ом резце, Н;

$z_p$  – число резцов на барабане.

Среднее значение силы резания на резце находится по уравнению (3.44) с подстановкой в него средней толщины стружки  $h_{cp_i}$ , определяемой по уравнению (3.45).

В таблице 3.5 представлены значения частот вращения барабанов, числа резцов на барабане, суммарных путей резания, удельного расхода инструмента и удельной энергоёмкости при различном количестве резцов в периферийных линиях резания. Данные в таблице приведены для одного барабана при  $D_r = 3,2$  м,  $p_k = 490$  МПа,  $\alpha = 7$  мг.

Таблица 3.5 – Кинематические и энергетические параметры барабанных ИО при различном количестве резцов в периферийных линиях резания

Параметр	Число резцов в периферийных линиях резания			
	2	3	4	5
Частота вращения барабанов, $c^{-1}$	0,38	0,25	0,19	0,15
Число резцов на барабане, шт.	45	62	78	97
Суммарный путь резания за оборот геолода, м	5877,9	5403,5	5240,0	5170,8
Удельный расход инструмента, шт./м <sup>3</sup>	1,81	1,66	1,61	1,59
Удельная энергоёмкость, кВт·ч/м <sup>3</sup>	2,32	2,29	2,25	2,27

Вариант с двумя резцами в периферийных линиях резания не рационален согласно выводам, сделанным ранее (около 38 % резцов работают при толщине стружки менее 10 мм).

Максимальное отличие в значениях параметров удельного расхода инструмента для 3, 4 и 5 резцов, приведённых в таблице 3.5, составляет 4%, а удельной энергоёмкости – 2%.

Более существенно отличается число резцов на барабане. Так, при сравнении вариантов с 3 и 4 резцами отличие составляет 16 резцов или 20%. Такой же процент будет при сравнении вариантов с 4 и 5 резцами.

Таким образом при сравнении вариантов с числом резцов в периферийных линиях резания 3, 4 и 5 при диаметре геолода 3,2 м наиболее рациональным является вариант с наименьшим числом резцов.

В рассматриваемом случае принимается вариант с тремя резцами в периферийных линиях резания.

Аналогичным образом определяются варианты с рациональным числом в периферийных линиях резания для геолодов других типоразмеров.

Удельная мощность, реализуемая на одном резце, находится по формуле

(3.3), в которой число резцов в контакте с забоем составит

$$q = z_{\delta} z_p \frac{\gamma_{\text{охв}}}{2\pi}. \quad (3.91)$$

Масса барабанных ИО с приводом определяется по формуле (3.76) подстановкой в неё параметров барабана.

Рассматривая компоновку привода со встроенным в барабан редуктором как наиболее предпочтительную с точки зрения обеспечения свободного пространства внутри головной секции геолода, масса привода определяется по формуле (3.76).

Масса барабана определяется так же, как и для корончатых ИО, через площадь барабана  $F_{\text{бар}}$  по формуле (3.78) подстановкой в неё параметров барабана.

Площадь цилиндрического барабана  $F_{\text{бар}}$ , м<sup>2</sup>, составит

$$F_{\text{бар}} = \frac{\pi d_{\delta}^2}{2} + \pi d_{\delta} l_{\delta}. \quad (3.92)$$

Полученные зависимости позволяют определить значения параметров для оценки технического уровня ИО геолодов.

### 3.5 Определение исполнительного органа с наибольшим значением технического уровня

По полученным в подразделах 3.1–3.4 зависимостям определены и приведены в таблице 3.6 значения параметров для оценки технического уровня ИО геолодов различных диаметров – 2,1; 2,6; 3,2; 4,1 и 5,6 м [88], и для различных крепостей породы – 3, 4 и 5 ед. по шкале М.М. Протодяконова.

Значения параметров в таблице определены при условии достижения одинаковой скорости проходки независимо от типоразмера геолода, которая составляет по техническим требованиям к комплексному проекту «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назна-

чения – геологов» (договор №02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.) [89], в рамках которого выполнена диссертационная работа,  $8 \cdot 10^{-2}$  м/мин.

Таблица 3.6 – Значения параметров для оценки технического уровня ИО геологов для пород средней крепости

Тип исполнительного органа	Параметр				
	Масса ИО с приводом $m_{ио}$ , кг	Суммарная мощность на разрушение забоя $N$ , кВт	Удельная энергоёмкость разрушения забоя $H_w$ , кВт·ч/м <sup>3</sup>	Удельная мощность, реализуемая на одном резце, кВт	Удельный расход инструмента, $Z_{расх}$ , шт/м <sup>3</sup>
<b>Для крепости породы <math>f = 3</math> ед. по шкале Протождьяконова</b>					
Диаметр геолога 2,1 м					
Корончатый	1389	38,0	3,11	0,792	0,66
Барабанный	1312	28,8	1,73	1,192	0,61
Роторный	11482	48,8	1,69	0,116	0,57
Диаметр геолога 2,6 м					
Корончатый	2090	55,5	2,97	0,991	0,63
Барабанный	1981	48,2	1,89	1,589	0,65
Роторный	15012	75,5	1,70	0,114	0,57
Диаметр геолога 3,2 м					
Корончатый	3130	80,6	2,84	1,185	0,61
Барабанный	2955	73,2	1,90	2,007	0,67
Роторный	20019	110,3	1,67	0,112	0,55
Диаметр геолога 4,1 м					
Корончатый	5156	132,4	2,83	1,439	0,61
Барабанный	4750	111,2	1,76	2,574	0,63
Роторный	29102	183,5	1,68	0,113	0,56
Диаметр геолога 5,6 м					
Корончатый	9732	251,1	2,88	1,962	0,62
Барабанный	8843	216,0	1,83	3,666	0,66
Роторный	48437	338,9	1,67	0,112	0,55
<b>Для крепости породы <math>f = 4</math> ед. по шкале Протождьяконова</b>					
Диаметр геолога 2,1 м					
Корончатый	1389	61,6	4,93	1,284	1,38
Барабанный	1312	43,8	2,63	1,814	0,93
Роторный	11482	74,3	2,58	0,177	0,88
Диаметр геолога 2,6 м					
Корончатый	2090	90,0	4,70	1,607	1,32
Барабанный	1981	73,3	2,88	2,419	1,01
Роторный	15012	114,9	2,59	0,174	0,88



Тип исполнительного органа	Параметр				
	Масса ИО с приводом $m_{ио}$ , кг	Суммарная мощность на разрушение забоя $N$ , кВт	Удельная энергоёмкость разрушения забоя $H_w$ , кВт·ч/м <sup>3</sup>	Удельная мощность, реализуемая на одном резце, кВт	Удельный расход инструмента, $Z_{расх}$ , шт/м <sup>3</sup>
Диаметр геолода 3,2 м					
Корончатый	3130	130,8	4,50	1,923	1,27
Барабанный	2955	111,4	2,88	3,054	1,03
Роторный	20019	167,8	2,54	0,171	0,85
Диаметр геолода 4,1 м					
Корончатый	5156	214,9	4,48	2,336	1,28
Барабанный	4750	169,3	2,67	3,918	0,98
Роторный	29102	279,3	2,56	0,172	0,86
Диаметр геолода 5,6 м					
Корончатый	9732	407,7	4,55	3,185	1,30
Барабанный	8843	328,7	2,78	5,579	1,02
Роторный	48437	515,8	2,54	0,170	0,85
<b>Для крепости породы <math>f = 5</math> ед. по шкале Протоdjяконова</b>					
Диаметр геолода 2,1 м					
Корончатый	1389	92,4	7,19	1,926	2,57
Барабанный	1312	61,3	3,69	2,540	1,33
Роторный	11481	104,1	3,61	0,248	1,25
Диаметр геолода 2,6 м					
Корончатый	2090	134,9	6,86	2,409	2,45
Барабанный	1981	102,6	4,02	3,386	1,45
Роторный	15012	160,8	3,63	0,244	1,26
Диаметр геолода 3,2 м					
Корончатый	3130	196,2	6,57	2,885	2,36
Барабанный	2955	155,9	4,04	4,275	1,47
Роторный	20019	234,9	3,55	0,239	1,21
Диаметр геолода 4,1 м					
Корончатый	5156	322,6	6,54	3,507	2,37
Барабанный	4750	237,0	3,74	5,485	1,40
Роторный	29102	391,0	3,58	0,240	1,23
Диаметр геолода 5,6 м					
Корончатый	9732	611,9	6,65	4,781	2,41
Барабанный	8843	460,2	3,89	7,811	1,46
Роторный	48437	722,1	3,56	0,239	1,21

Принятая для оценки ТУ ИО геолодов методика основана на определении обобщенного показателя степени соответствия объекта функциональному назначе-

нию  $K_{\text{ТУ}}$ . Тот вариант, у которого  $K_{\text{ТУ}}$  наибольший, считается предпочтительным [32].

Обобщенный показатель степени соответствия  $K_{\text{ТУ}}$  определяется по формуле [32]

$$K_{\text{ТУ}} = \frac{\sum_{i=1}^k q_i}{k}, \quad (3.93)$$

где  $q_i$  – относительный показатель сопоставимости,

$$q_i = \frac{p_{i\bar{0}}}{p_i}, \quad (3.94)$$

$p_i$  – абсолютное значение  $i$ -го показателя оцениваемого ИО;

$p_{i\bar{0}}$  – базовое абсолютное значение  $i$ -го показателя;

$k$  – число показателей,  $k = 5$ .

Параметры для оценки технического уровня должны удовлетворять условию [72, 76]: для всех параметров уменьшение их абсолютных значений приводило к улучшению технического уровня оцениваемой машины. При несоблюдении данного условия необходимо рассматривать не абсолютные значения показателя, а его обратную величину:

$$p_{i\text{обр}} = \frac{1}{p_i}. \quad (3.95)$$

В таблице 3.6 все параметры удовлетворяют данному условию, кроме удельной мощности, реализуемой на одном резце.

Так как существующие ИО не рассматриваются, базовые показатели выбираются как минимальные значения из имеющихся для каждого  $i$ -го параметра. Базовые показатели приведены в таблице 3.7.

Значения относительных показателей сопоставимости  $q_i$ , определенных по формуле (3.94), и обобщенных показателей степени соответствия ИО геоходов функциональному назначению  $K_{\text{ТУ}}$  (по формуле (3.93)) представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.7 – Значения базовых параметров ИО геоходов

Диаметр геохода, м	Масса ИО с приводом $m_{ио}$ , кг	Суммарная мощность на разрушение забоя $N$ , кВт	Удельная энергоемкость разрушения забоя $H_w$ , кВт·ч/м <sup>3</sup>	Обратная величина удельной мощности, реализуемая на одном резце, кВт <sup>-1</sup>	Удельный расход инструмента, $Z_{расч}$ , шт/м <sup>3</sup>
	$p_{1б}$	$p_{2б}$	$p_{3б}$	$p_{4б}$	$p_{5б}$
<b>Для крепости породы <math>f = 3</math> ед. по шкале Протоdjьяконова</b>					
2,1	1312	28,8	1,69	0,83	0,57
2,6	1981	48,2	1,7	0,62	0,57
3,2	2955	73,2	1,67	0,49	0,55
4,1	4750	111,2	1,68	0,38	0,56
5,6	8843	216	1,67	0,27	0,55
<b>Для крепости породы <math>f = 4</math> ед. по шкале Протоdjьяконова</b>					
2,1	1312	43,8	2,58	0,55	0,88
2,6	1981	73,3	2,59	0,41	0,88
3,2	2955	111,4	2,54	0,32	0,85
4,1	4750	169,3	2,56	0,25	0,86
5,6	8843	328,7	2,54	0,17	0,85
<b>Для крепости породы <math>f = 5</math> ед. по шкале Протоdjьяконова</b>					
2,1	1312	61,3	3,61	0,39	1,25
2,6	1981	102,6	3,63	0,29	1,26
3,2	2955	155,9	3,55	0,23	1,21
4,1	4750	237	3,58	0,18	1,23
5,6	8843	460,2	3,56	0,12	1,21

Таблица 3.8 – Значения относительных показателей сопоставимости и обобщенных показателей степени соответствия ИО геоходов функциональному назначению

Тип ИО	Относительные показатели сопоставимости					Обобщенный показатель
	$q_1$	$q_2$	$q_3$	$q_4$	$q_5$	$K_{гв}$
<b>Для крепости породы <math>f = 3</math> ед. по шкале Протоdjьяконова</b>						
Диаметр геохода 2,1 м						
Корончатый	0,94	0,76	0,54	0,66	0,86	0,75
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,98	<b>1,00</b>	0,93	<b>0,98</b>
Роторный	0,11	0,59	<b>1,00</b>	0,10	<b>1,00</b>	0,56
Диаметр геохода 2,6 м						
Корончатый	0,95	0,87	0,57	0,62	0,90	0,78
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,90	<b>1,00</b>	0,88	<b>0,96</b>
Роторный	0,13	0,64	<b>1,00</b>	0,07	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геохода 3,2 м						
Корончатый	0,94	0,91	0,59	0,59	0,90	0,79
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,88	<b>1,00</b>	0,82	<b>0,94</b>
Роторный	0,15	0,66	<b>1,00</b>	0,06	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геохода 4,1 м						
Корончатый	0,92	0,84	0,59	0,56	0,92	0,77
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,95	<b>1,00</b>	0,89	<b>0,97</b>
Роторный	0,16	0,61	<b>1,00</b>	0,04	<b>1,00</b>	0,56

Тип ИО	Относительные показатели сопоставимости					Обобщенный показатель
	$q_1$	$q_2$	$q_3$	$q_4$	$q_5$	$K_{ту}$
Диаметр геотода 5,6 м						
Корончатый	0,9	0,86	0,58	0,53	0,88	0,75
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,91	<b>1,00</b>	0,83	<b>0,95</b>
Роторный	0,18	0,64	<b>1,00</b>	0,03	<b>1,00</b>	0,57
Для крепости породы $f = 4$ ед. по шкале Протождьяконова						
Диаметр геотода 2,1 м						
Корончатый	0,94	0,71	0,52	0,71	0,64	0,70
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,98	<b>1,00</b>	0,95	<b>0,99</b>
Роторный	0,11	0,59	<b>1,00</b>	0,10	<b>1,00</b>	0,56
Диаметр геотода 2,6 м						
Корончатый	0,95	0,81	0,55	0,66	0,67	0,73
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,90	<b>1,00</b>	0,87	<b>0,95</b>
Роторный	0,13	0,64	<b>1,00</b>	0,07	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геотода 3,2 м						
Корончатый	0,94	0,85	0,56	0,63	0,67	0,73
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,88	<b>1,00</b>	0,83	<b>0,94</b>
Роторный	0,15	0,66	<b>1,00</b>	0,06	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геотода 4,1 м						
Корончатый	0,92	0,79	0,57	0,60	0,67	0,71
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,96	<b>1,00</b>	0,88	<b>0,97</b>
Роторный	0,16	0,61	<b>1,00</b>	0,04	<b>1,00</b>	0,56
Диаметр геотода 5,6 м						
Корончатый	0,90	0,80	0,55	0,57	0,65	0,70
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,91	<b>1,00</b>	0,83	<b>0,95</b>
Роторный	0,18	0,63	<b>1,00</b>	0,03	<b>1,00</b>	0,57
Для крепости породы $f = 5$ ед. по шкале Протождьяконова						
Диаметр геотода 2,1 м						
Корончатый	0,94	0,66	0,50	0,76	0,49	0,67
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,98	<b>1,00</b>	0,94	<b>0,98</b>
Роторный	0,11	0,59	<b>1,00</b>	0,10	<b>1,00</b>	0,56
Диаметр геотода 2,6 м						
Корончатый	0,95	0,76	0,53	0,71	0,51	0,69
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,90	<b>1,00</b>	0,87	<b>0,95</b>
Роторный	0,13	0,64	<b>1,00</b>	0,07	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геотода 3,2 м						
Корончатый	0,94	0,79	0,54	0,67	0,51	0,69
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,88	<b>1,00</b>	0,82	<b>0,94</b>
Роторный	0,15	0,66	<b>1,00</b>	0,06	<b>1,00</b>	0,57
Диаметр геотода 4,1 м						
Корончатый	0,92	0,73	0,55	0,64	0,52	0,67
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,96	1,00	0,88	<b>0,97</b>
Роторный	0,16	0,61	<b>1,00</b>	0,04	<b>1,00</b>	0,56
Диаметр геотода 5,6 м						
Корончатый	0,90	0,75	0,53	0,61	0,50	0,66
Барабанный	<b>1,00</b>	<b>1,00</b>	0,91	<b>1,00</b>	0,82	<b>0,95</b>
Роторный	0,18	0,63	<b>1,00</b>	0,03	<b>1,00</b>	0,57

Графическая интерпретация полученных значений представлена на рисунке 3.22.

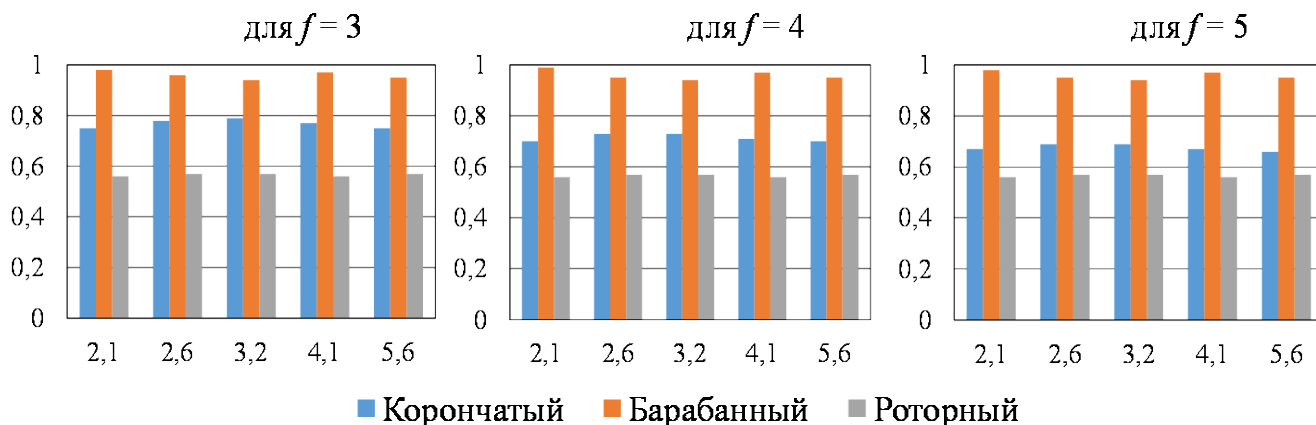


Рисунок 3.22 – Значения обобщенного показателя степени соответствия ИО геоходов функциональному назначению

Анализ таблицы 3.8 и диаграмм на рисунке 3.22 показывает, что наибольший обобщенный показатель, а значит и технической уровень, у барабанного ИО. Усредненное значение показателя степени соответствия барабанного ИО составляет  $K_{\text{ту}} = 0,95$ , корончатого –  $K_{\text{ту}} = 0,72$ , роторного –  $K_{\text{ту}} = 0,57$ . Таким образом для геоходов диаметром от 2,1 до 5,6 м при разрушении пород средней крепости из всех сравниваемых схемных решений барабанный ИО является предпочтительным.

### 3.6 Выводы

1. Определена номенклатура показателей для выбора рационального схемного решения ИО геохода для разрушения пород средней крепости, получены аналитические выражения для их определения для ИО роторного, корончатого и барабанного типов.
2. Получено уравнение, характеризующее зависимость возрастания угла охвата  $\gamma_{\text{охв}}$  барабанного ИО геохода при удалении радиуса центра вращения резца от оси геохода.

3. Установлено, что для барабанных ИО геогодов число резцов в линиях резания определяется зонами удалением от оси геогода от минимальных значений в центральной зоне до максимальных в периферийной.

4. Доказано, что для геогодов диаметром от 2,1 до 5,6 м при разрушении пород средней крепости из всех сравниваемых схемных решений ИО наибольшее значение обобщенного показателя степени соответствия ИО геогода функциональному назначению имеет барабанный ИО, который рекомендуется для разработки конструкции и практического использования. Усредненное значение  $K_{\text{г}}$  для барабанных ИО составляет 0,95, для корончатых – 0,72, для роторных – 0,57.

## 4 РАЗРАБОТКА БАРАБАННОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ДЛЯ ГЕОХОДА ДИАМЕТРОМ 3,2 МЕТРА

### 4.1 Определение геометрических параметров барабана

К геометрическим параметрам барабана в виде прямого кругового цилиндра относятся (см. рисунок 3.13) диаметр основания  $d_6$  и длина (высота)  $l_6$ .

Диаметр барабана определяется по формуле (3.82) и зависит от числа установленных барабанов, диаметра геолода и шага внешнего движителя.

Определение длины барабана  $l_6$  связано с задачей поиска её зависимости от установочных параметров барабана.

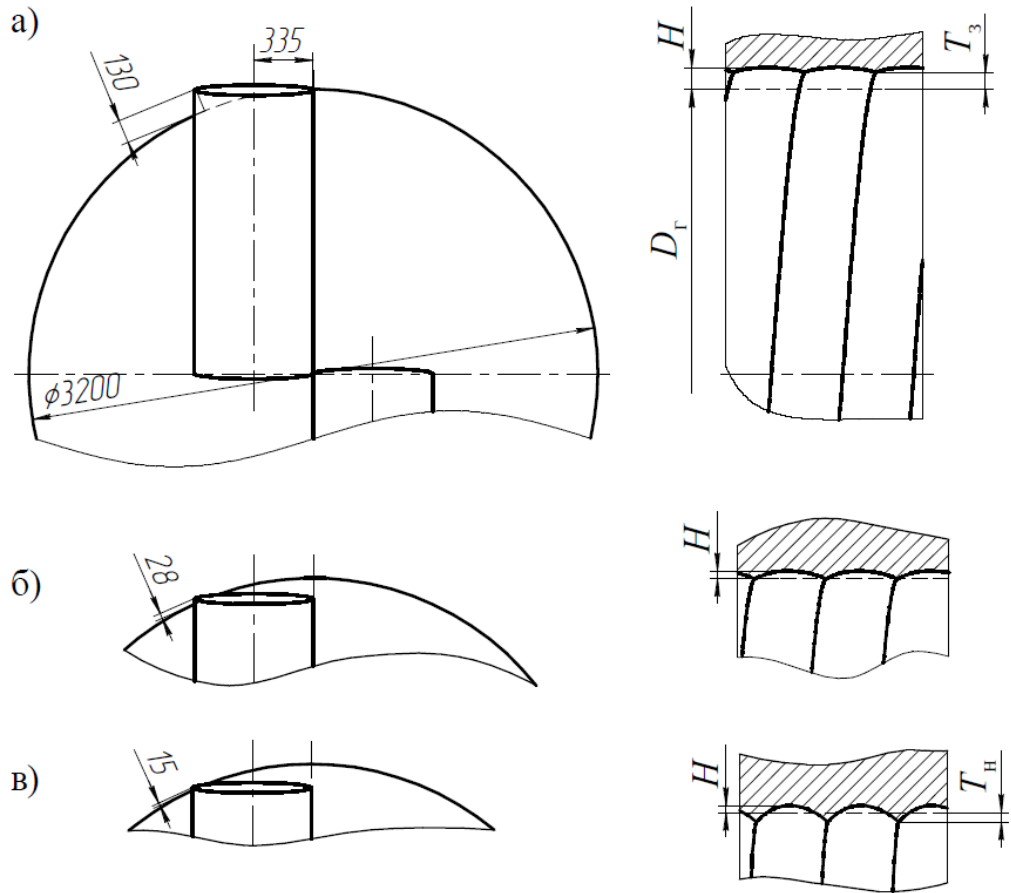
Установка барабана на геолоде характеризуется смещением оси барабана относительно оси геолода  $a$  и углом наклона барабана к плоскости забоя  $\beta_6$  (см. рисунок 3.13) [90].

На рисунке 4.1 показаны формируемые при работе двух барабанов профили массива за контуром выработки при различных  $l_6$ , полученные моделированием работы ИО в среде SolidWorks, а именно вырезом твердотельной модели (породного массива) путем вытягивания профиля твердого тела (исполнительного органа) вдоль спирали с шагом, равным шагу винтовой лопасти внешнего движителя  $h_в$ .

Анализ результатов моделирования показывает наличие перебора [91] – зоны  $H$ , характеризующей величину разрушения породы за проектным контуром выработки. Под величиной перебора  $H$  понимается максимальный зазор между оболочкой геолода и контуром выработки, измеренный по нормали к оси геолода. При увеличенной длине барабана (рисунок 4.1, а) происходит увеличение перебора на величину  $T_з$ . При недостаточной длине барабана (рисунок 4.1, в) остается неразрушенный целик – недобор  $T_н$ , который затруднит продвижение геолода.

В связи с изложенным, длина барабана  $l_6$  зависит от угла наклона барабана к

плоскости забоя  $\beta_6$  и смещения оси барабана относительно оси геолода  $a$ , а её рациональная величина будет при  $T_3 = T_H = 0$  (рисунок 4.1, б).



$H$  – величина перебора;  $T_H$  – величина недобора;  $T_3$  – увеличенный перебор

Рисунок 4.1 – Формируемый барабанным ИО профиль выработки в продольном сечении с углом наклона барабанов 5 градусов: а) – барабаны увеличенной длины; б) – барабаны рациональной длины; в) – барабаны недостающей длины

Минимальное смещение оси барабана относительно оси геолода  $a$  составляет  $0,5d_6$  (уравнение (3.83)) и зависит от тех же параметров, что и диаметр барабана – числа установленных барабанов, диаметра геолода и шага внешнего движителя. То есть смещение оси барабана относительно оси геолода является определенной для данного типоразмера геолода величиной.

Влияние угла наклона барабана  $\beta_6$  на длину  $l_6$  и величину перебора  $H$  (при  $T_3 = T_H = 0$ ) устанавливается моделированием в среде SolidWorks через получаемый профиль выработки в продольном сечении аналогично профилю на рисунке 4.1. Моделирование проводилось для  $D_r = 3,2$  м и  $h_b = 0,8$  м. Результаты представлены



в таблице 4.1. и на рисунке 4.2.

Таблица 4.1 – Результаты моделирования по определению влияния угла наклона барабана на его длину и величину перебора

Параметр	Угол наклона барабана к плоскости забоя $\beta_b$ , град																					
	0	1	2	3	4	5	7	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
$H$ , мм	25,4	25,9	26,0	27,1	27,1	29,0	30,1	32,8	34,5	36,9	40,65	40,5	47,8	49,0	55,35	60,3	65,6	70,5	74,0	78,2	83,9	
$l_b$ , мм	1482	1483	1484	1485	1486,5	1489	1493	1500	1505	1509	1516	1520	1531	1539	1547	1557	1568	1579	1586	1601	1615	

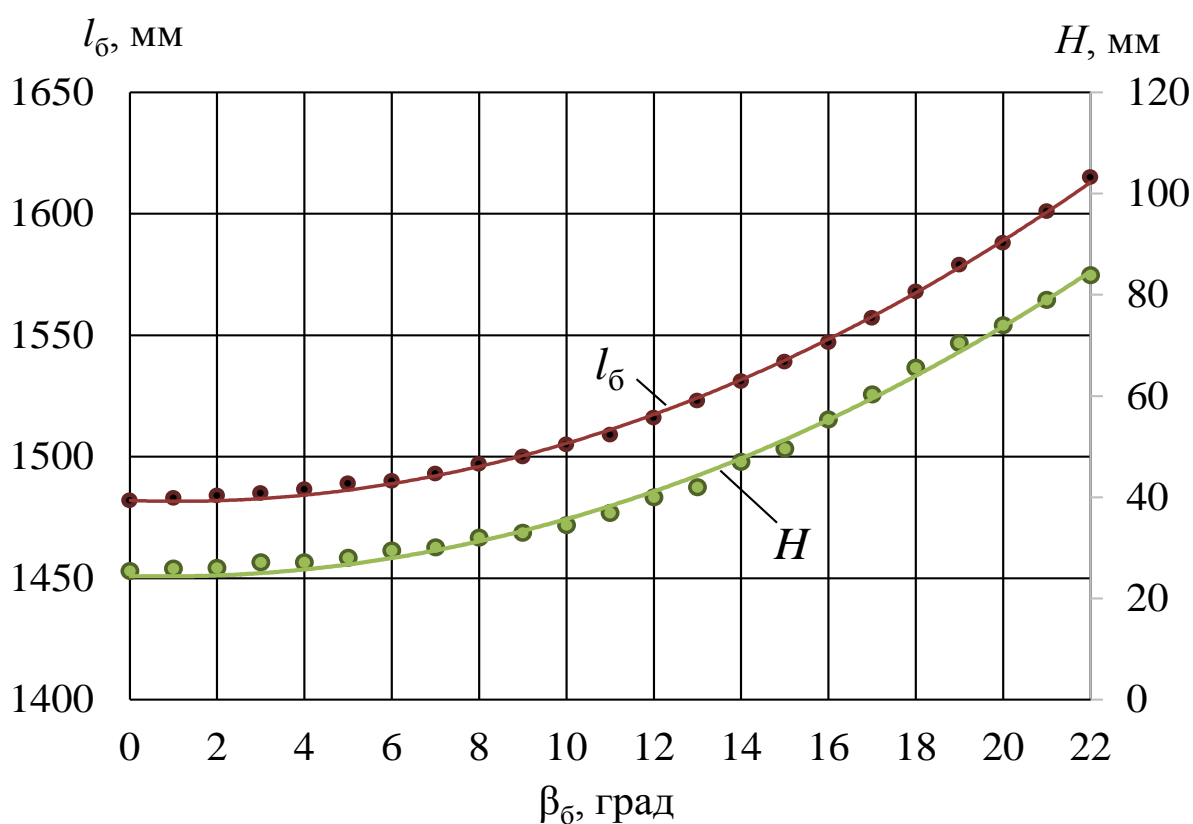


Рисунок 4.2 – Графики зависимости величины перебора  $H$  и длины барабана  $l_b$  от угла установки барабана

В диапазоне углов наклона барабана от 0 до 22° аппроксимацией значений получены уравнения регрессии для  $l_b$  и  $H$  (оба параметра в мм) с коэффициентами детерминации  $R^2=0,99$

$$l_b = \frac{1678}{\cos \beta_b} - 196. \quad (4.1)$$

$$H = \frac{763}{\cos \beta_6} - 738. \quad (4.2)$$

Согласно полученным результатам, при увеличении угла наклона барабана  $\beta_6$  в рассматриваемом диапазоне величина перебора  $H$  и длина барабана  $l_6$  возрастают.

Минимальная величина перебора составляет  $H_{\min} = 25$  мм и соответствует нулевому углу установки. При  $\beta_6 = 16^\circ$  величина перебора увеличивается более чем в два раза по сравнению с минимальным значением, а при  $\beta_6 = 21^\circ$  она утраивается.

Минимальная длина барабана при  $\beta_6 = 0^\circ$  составляет 1482 мм и при увеличении угла установки барабанов до 22 градусов возрастает до 1615 мм или на 8%.

Проведенный анализ влияния  $\beta_6$  на  $H$  и  $l_6$  позволяет заключить, что, с точки зрения уменьшения  $H$  и  $l_6$ , предпочтительным является меньший угол  $\beta_6$ .

Нулевой угол установки барабанов был бы предпочтительным, однако в этом случае в центральной зоне забоя барабан работает торцом, а, так как наиболее приемлемой является схема компоновки привода именно в центральной зоне [68] (см. рисунок 3.13), барабан должен иметь отличный от нуля установочный угол. Таким образом рациональным является минимальный угол наклона барабана при условии отсутствия контакта привода с неразрушенной частью массива. Допустимым углом наклона барабана (рисунок 4.2) можно считать угол до  $14-15^\circ$ . При больших углах величина перебора значительно (более, чем на 100 %) возрастает по сравнению с минимальной  $H_{\min} = 25$  мм.

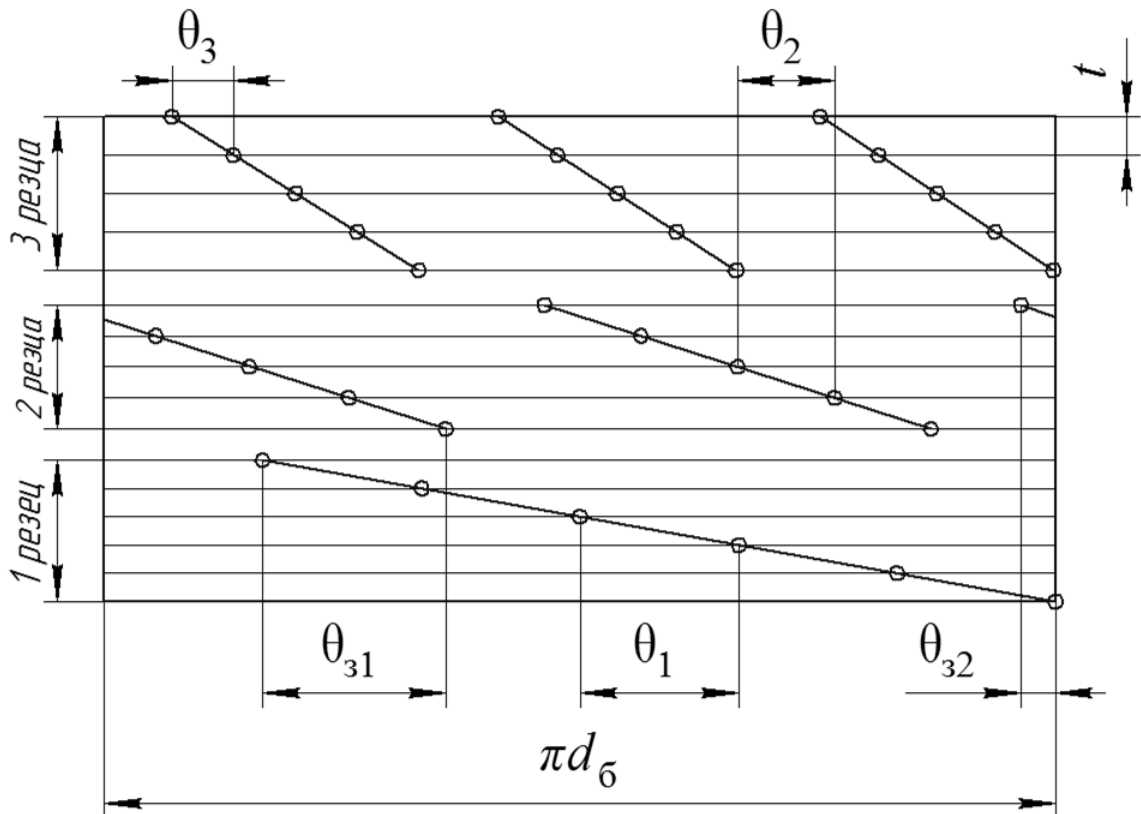
#### 4.2 Разработка рациональной схемы расстановки резцов

Традиционно параметрами схемы расстановки резцов служат [6]: шаг резания  $t$ , угловое расстояние между соседними резцами  $\theta$ , число резцов в линии резания  $Z_{р.лр}$ .

Шаг резания, имеющий оптимальное значение  $t_{\text{опт}}$  [78], определяется по уравнению (3.50). В этом уравнении средняя толщина стружки  $h_{\text{ср}}$  определяется так же, как в подразделе 3.4. Угловое расстояние между соседними резцами  $\theta$  в рамках каждой зоны определяется согласно [49].

В подразделе 3.4 установлено, что число резцов не может быть одинаковым во всех линиях резания, а наиболее рациональным вариантом является схема с тремя резцами в периферийных линиях резания. Границы зон с одним, двумя и тремя резцами определяются согласно рассуждениям, приведенным в подразделе 3.4.

Наличие зон с различным числом резцов в линии резания приводит к необходимости включения в перечень параметров схемы набора резцов углового расстояния между крайними резцами, расположенными в соседних зонах  $\theta_3$  (рисунок 4.3).



$\theta_1, \theta_2, \theta_3$  – угловые расстояния между соседними резцами для зон с одним, двумя и тремя резцами в линии резания соответственно;  $\theta_{31}, \theta_{32}$  – угловые расстояния между крайними резцами, расположенными в соседних зонах

Рисунок 4.3 – Схема набора резцов с обозначением параметров

При разработке схемы расстановки резцов необходимо руководствоваться следующими требованиями:

- обеспечением конструктивной вписываемости резцов и резцедержателей в свободное пространство между соседними резцами;
- обеспечением минимальной неравномерности формируемого момента сил сопротивления на ИО в пределах одного оборота [8, 49].

Если первое требование определяется геометрически, то для оценки неравномерности момента сил сопротивления используется коэффициент вариации  $v$ , определяемый по уравнению [6]

$$v = \frac{x_M}{\sigma_M}, \quad (4.3)$$

где  $x_M$  – математическое ожидание момента сил сопротивления на ИО, кН·м;

$\sigma_M$  – среднее квадратическое отклонение момента на ИО, кН·м.

Для определения этих параметров необходимо знать положения всех резцов, находящихся в контакте с забоем в каждый момент времени (или минимум 120 положений [47]) за период одного оборота ИО. Это требует определения точки входа резцов в контакт с забоем.

#### 4.2.1 Определение точки входа резца в контакт с породой

Особенностью данной задачи для барабанных ИО геологов является то, что точки входа резцов в контакт с забоем отличаются в различных линиях резания. Это связано с различием скоростей подачи  $V_{\text{п}}$  (см. рисунок 3.14), определяемых по уравнению (3.47). Наглядно отличие точек входа резцов в контакт с забоем в различных линиях резания просматривается в работе Беглякова В.Ю. (рисунок 4.4) [44]. Однако в рамках его работы решались другие задачи, и данный вопрос затронут не был.

Упрощенно вход резца, установленного на барабане исполнительного органа, в контакт с породой можно продемонстрировать на развертке цилиндрического сечения забоя радиусом  $r$  (рисунок 4.5) [92]. Упрощение сводится к тому, что барабан считается не наклонённым и установленным без смещения относительно центра

геохода ( $\beta_6 = 0$  и  $a = 0$ ), а диаметр барабана  $d_6$  много меньше радиуса развертки  $r$ , что возможно при большом числе барабанов. Это позволяет принять сечение барабана в виде окружности.

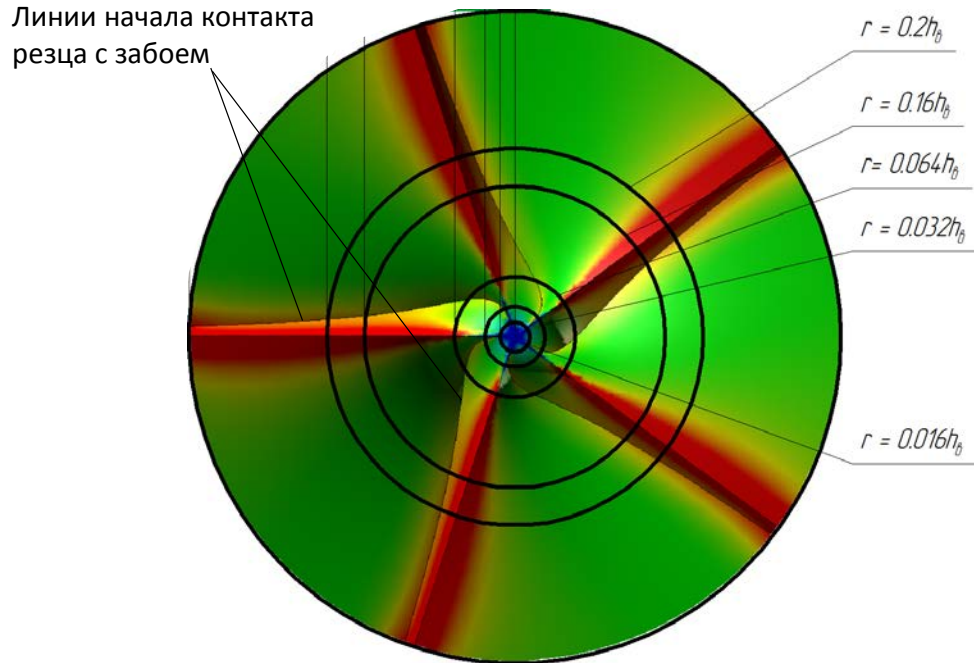


Рисунок 4.4 – Линия смещения входа резца в контакт с забоем на эпюре главных напряжений в породе

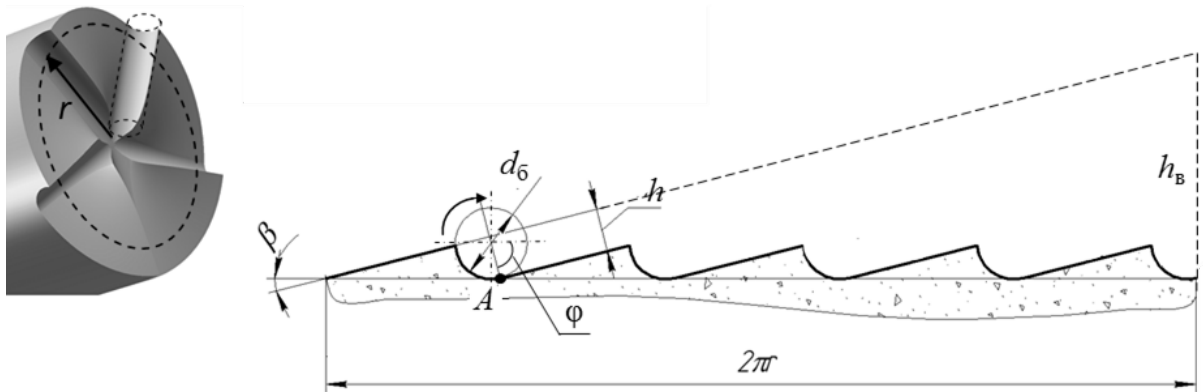


Рисунок 4.5 – Развертка цилиндрического сечения забоя

При работе барабанного ИО в режиме попутного фрезерования [68] вход резца в контакт с породой (точка  $A$ ) определяется касательной, являющейся образующей забоя, к линии резания, в которой установлен резец, а угол поворота барабана  $\varphi$ , при котором происходит вход, составляет

$$\varphi = 90 - \beta, \quad (4.4)$$

где  $\beta$  – угол подъема винтовой линии на расстоянии  $r$  от оси выработки, град.

В данном случае угол  $\beta$  на рассматриваемом радиусе  $r$  определяется по формуле [44]

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{h_{\text{в}}}{2\pi r}. \quad (4.5)$$

Если рассмотреть линию резания на барабане, установленном под углом  $\beta_6$  к плоскости забоя и ось которого смещена относительно оси геохода на величину  $a$  (рисунок 4.6), то при изменении угловой координаты резца  $\varphi_i$  происходит постоянное изменение радиуса  $r_{ij}$  (индекс  $i$  обозначает текущее положение резца, а  $j$  – номер линии резания, в которой находится рассматриваемый резец), а это значит, что и угол  $\beta$  постоянно изменяется, а линия образующей забоя к рассматриваемой точке не лежит в плоскости резания.

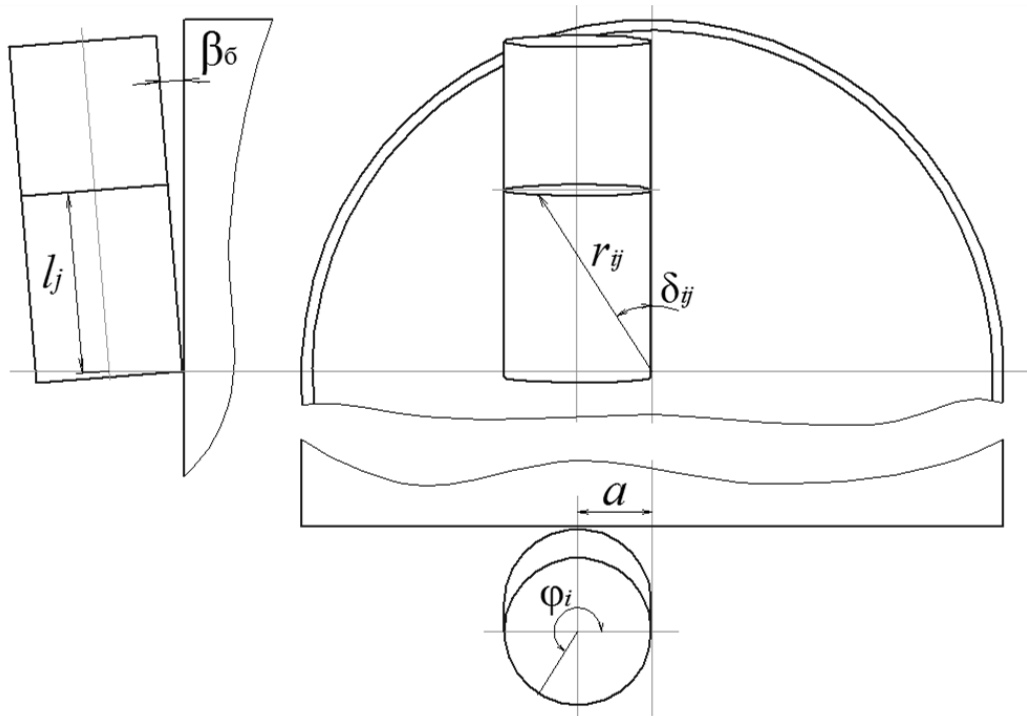


Рисунок 4.6 – Схема к определению точки входа резца в контакт с породой

Для определения угла поворота барабана, при котором происходит вход резца в контакт с породой, необходимо определить проекцию угла наклона образующей  $\beta_{ij}$  на плоскость резания.

Зависимость радиуса  $r_{ij}$  от положения линии резания на барабане, задаваемого расстоянием  $l_j$ , и угловой координаты резца  $\varphi_i$ , определяется по формуле

$$r_{ij} = \sqrt{(a + R_{\delta} \cos(\varphi_i))^2 + (l_j \cos(\beta_{\delta}) + R_{\delta} \sin(\beta_{\delta}) \sin(\varphi_i))^2}, \quad (4.6)$$

где  $R_{\delta} = 0,5d_{\delta}$  – радиус барабана, м;

$l_j$  – расстояние от нижнего основания барабана до  $j$ -ой линии резания по оси барабана, м.

Угол наклона радиуса во фронтальной плоскости  $\delta_{ij}$  находится по формуле

$$\delta_{ij} = \operatorname{arctg} \frac{a + R_{\delta} \cos \varphi_i}{l_j \cos \beta_{\delta} + R_{\delta} \sin \beta_{\delta} \sin \varphi_i}. \quad (4.7)$$

Обозначив проекцию угла  $\beta_{ij}$  на плоскость резания через  $\xi_{ij}$ , из уравнения (4.5), с учетом уравнений (4.6) и (4.7), получаем

$$\operatorname{tg} \xi_{ij} = \frac{h_b \cos \beta_{\delta}}{2\pi \sqrt{(a + R_{\delta} \cos \varphi_i)^2 \sin^2 \beta_{\delta} + (l_j \cos \beta_{\delta} + R_{\delta} \sin \beta_{\delta} \sin \varphi_i)^2}}. \quad (4.8)$$

На  $j$ -ой линии резания существует такое положение резца (точка  $A$  с координатами  $(x_0, y_0)$ ), задаваемое углом его поворота  $\varphi_A$ , в котором проекция образующей заобя на плоскость резания является касательной к окружности (рисунок 4.7).

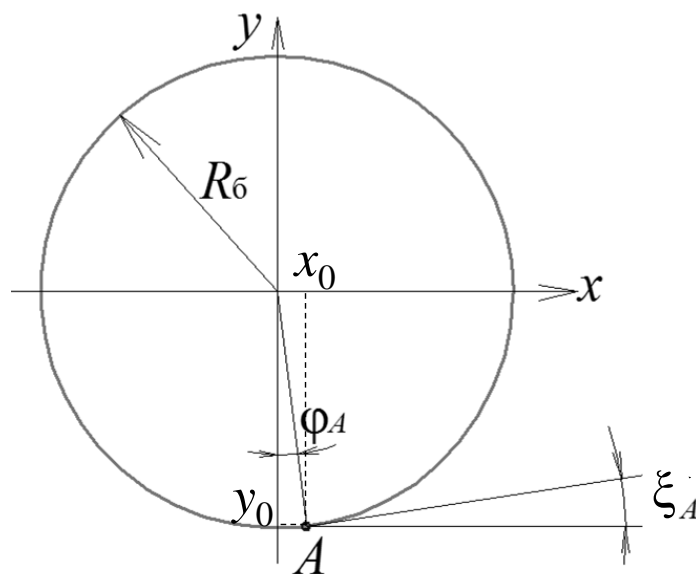


Рисунок 4.7 – Схема к нахождению касательной

Уравнение нижней части окружности с центром в начале координат имеет вид

$$y = -\sqrt{R_6^2 - x^2}. \quad (4.9)$$

Дифференцирование данного уравнения по  $x$  с последующей подстановкой в него  $x_0$  даёт следующий результат

$$y' = \frac{x_0}{\sqrt{R_6^2 - x_0^2}}. \quad (4.10)$$

Геометрический смысл производной формулируется теоремой о том, что значение производной  $f'(x_0)$  равно тангенсу угла, образованного касательной к графику функции  $y = f(x)$  в точке  $A(x_0, y_0)$  с осью абсцисс [93].

Из геометрического смысла производной получаем равенство

$$\operatorname{tg} \xi_{ij} = \frac{x_0}{\sqrt{R_6^2 - x_0^2}}, \quad (4.11)$$

или, с учетом того, что  $y_0^2 = R_6^2 - x_0^2$

$$\operatorname{tg} \xi_{ij} = \operatorname{tg} \varphi_A. \quad (4.12)$$

Подставляя уравнение (4.8) в (4.12), приравняв  $\varphi_i$  с  $\varphi_A$ , можно определить угол входа резца в контакт с породой. Выражение в общем виде для определения  $\varphi_A$  получить не удастся, однако оно решается для конкретных геометрических и установочных параметров барабана и определенной линии резания.

Для параметров барабана:  $a = 0,34$  м,  $d_6 = 0,667$  м,  $\beta_6 = 6^\circ$  и ряда значений  $l_j$  определены частные значения углов входа резца в контакт с породой (таблица 4.2), которые позволили получить линию начала резания на барабане, показанную на рисунке 4.8.

Таблица 4.2 – Значения углов входа резца в контакт с породой при различных  $l_j$

$l_j$ , м	$\varphi_A$ , град	$l_j$ , м	$\varphi_A$ , град	$l_j$ , м	$\varphi_A$ , град
0	0,18	0,1	33,82	1,1	83,24
0,01	3,72	0,4	71,25	1,3	84,3
0,05	18,15	0,8	80,66	1,4	84,7



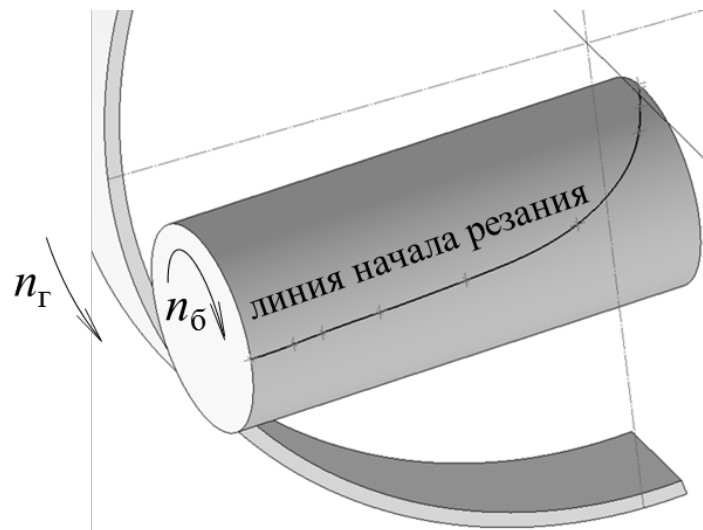


Рисунок 4.8 – Линия начала резания породы на барабане

Линия начала резания на рисунке 4.8 определяется частным решением уравнения (4.12) и показывает смещение угла входа в контакт с породой резцов, расположенных в различных линиях резания.

#### 4.2.2 Определение суммарного момента на резание на барабане исполнительного органа геолода

Суммарный момент  $M_k$  на барабане ИО, затрачиваемый на резание, находится как совокупность моментов на резание от единичных резцов в рассматриваемом положении барабана [8].

Момент, затрачиваемый на резание при работе  $i$ -го резца в  $k$ -ом положении барабана ( $M_{ik}$ , кН·м), определяется по формуле [49]

$$M_{ik} = 0,5d_б P_{zik} 10^{-3}, \quad (4.13)$$

где  $P_{zik}$  – усилие резания на  $i$ -ом резце в  $k$ -ом положении барабана, Н.

Формула для определения усилия резания на  $i$ -ом резце в  $k$ -ом положении барабана аналогична формуле (3.44) [47] с подстановкой в нее текущего значения толщины стружки  $h_{ik}$  вместо среднего  $h_{срi}$ .

При допущении, что траектория движения резца в рамках одного оборота барабана – окружность, текущее значение толщины стружки  $h_{ik}$  определяется по формуле [8, 46]

$$h_{ik} = h_{i \max} \sin \varphi_{ik}, \quad (4.14)$$

где  $\varphi_{ik}$  – угловая координата  $i$ -го резца в  $k$ -ом положении, рад, лежащая в диапазоне

$$\varphi_{Ai} \leq \varphi_{ik} \leq \varphi_{Ai} + \gamma_{\text{охви}}. \quad (4.15)$$

Сделанное допущение о траектории движения резца в рамках одного оборота барабана справедливо при значительном превосходстве скорости резания над скоростью подачи ИО. Из таблицы 3.5 минимальное значение частоты вращения барабана  $n_{\text{б}} = 0,15 \text{ с}^{-1}$  при  $d_{\text{б}} = 0,667 \text{ м}$ , скорость резания составит  $V_{\text{рез}} = 0,31 \text{ м/с}$ . Максимальная скорость подачи барабана из рисунка 3.14 равна  $V_{\text{п max}} = 0,017 \text{ м/с}$ . Таким образом скорость резания в 18 раз превосходит скорость подачи, и допущение можно считать корректным.

Максимальное значение толщины стружки  $h_{i \max}$  определяется по уравнению (3.46).

Для определения суммарного момента  $M_k$  на барабане ИО, затрачиваемого на резание при поиске решения такой расстановки резцов, при которой коэффициент вариации  $v$  (уравнение (4.3)) имел бы минимальное значение, целесообразно применение имитационного моделирования. Оно позволяет сократить время поиска рациональной схемы расстановки резцов по сравнению с ручным перебором вариантов. Для проведения исследований использовалась имитационная модель, разработанная в среде MatLab/Simulink с библиотекой SimMechanics (рисунок 4.9) [94]. Модель верифицирована, и различия в значениях при определении силовых параметров не превышают 2% по сравнению с аналитическими результатами [94].

В настоящее время наиболее характерно применение тангенциальных поворотных резцов в качестве разрушающих инструментов ИО проходческих комбайнов [95-97]. В связи с этим для реализации имитационной модели использованы параметры тангенциальных резцов. В качестве частного случая рассматриваются резцы ПС2-16, предназначенные для работы в породах с верхним пределом прочности на одноосное сжатие  $\sigma_{\text{сж}} = 100 \text{ МПа}$  ( $f = 9$  ед. по шкале М.М. Протодяконова [98]) и абразивностью до 15 мг по Л.И. Барону и А.В. Кузнецову.

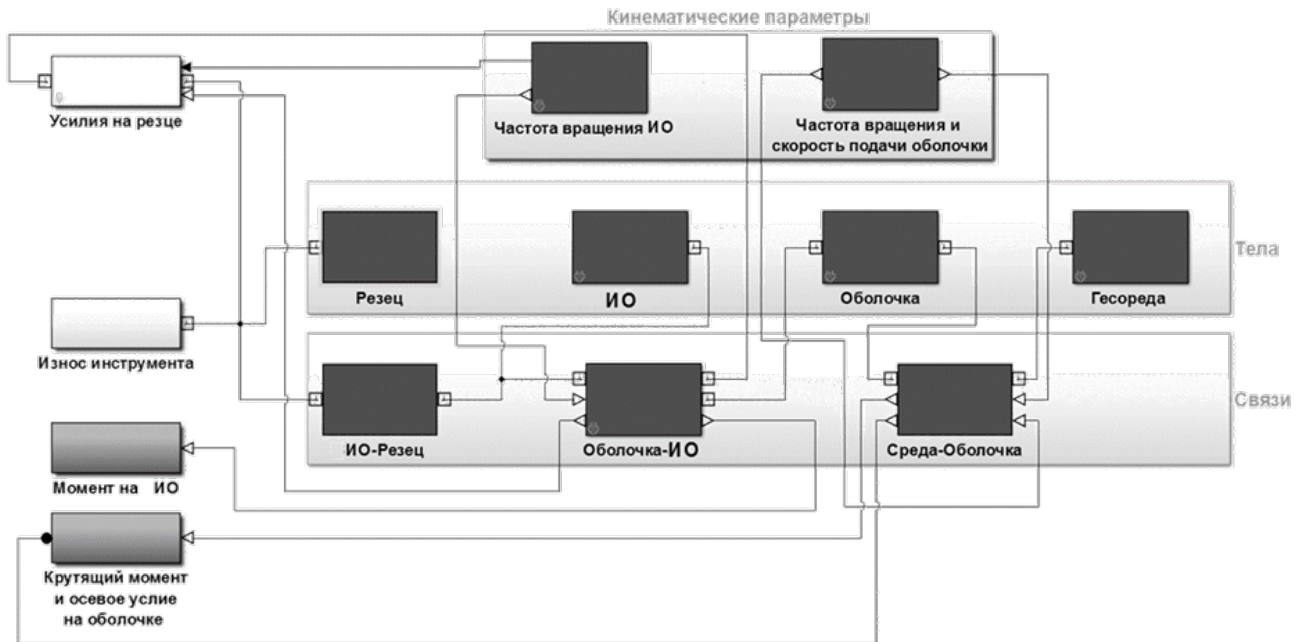


Рисунок 4.9 – Математическая модель работы ИО геохода в MatLab/Simulink

Для определения параметров резания требуется найти оптимальное значение площади сечения стружки  $S_{\text{опт}}$  по уравнению (3.13). При этом сведения о предельной допустимой силе резания на резец для ПС2-16 не найдены. Однако известно, что для резца РКС-2 предельная допустимая сила резания составляет 10 кН [99]. При одинаковых диаметрах державки у ПС2-16 и РКС-2 – 32 мм (рисунок 4.10), у резца ПС2-16 державка имеет ступенчатую форму с диаметром опорной поверхности 50 мм. В связи с этим предельная допустимая сила резания для резца типа ПС2-16 будет не менее, чем у РКС-2 и принимается равной 10 кН. Тогда  $S_{\text{опт}}$  для резца ПС2-16 будет

$$S_{\text{опт}} = \frac{295634}{P_k} - 6,9 - (13,6\alpha^{0,5} - 2,1\alpha^{0,7}). \quad (4.16)$$

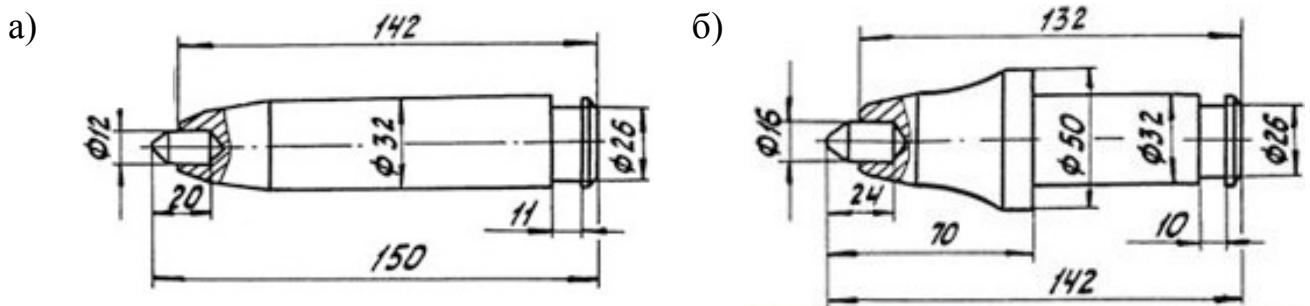


Рисунок 4.10 – Конструкции резцов: а) – резец РКС-2; б) – резец ПС2-16

В подразделе 3.2 установлено, что абразивность породы незначительно влияет на оптимальное значение площади сечения стружки (см. рисунок 3.2). Приняв  $\alpha = 7$  мг, и считая контактную прочность максимальной на рассматриваемом диапазоне, то есть  $p_k = 490$  МПа, оптимальное значение площади сечения стружки  $S_{\text{опт}} = 568$  мм<sup>2</sup>. При этом значении частота вращения барабана, определяемая аналогично как для резца РПП2 (подраздел 3.4), при трех резцах в периферийных линиях резания будет равна  $n_6 = 0,23$  с<sup>-1</sup>.

Угловое расстояние между соседними резцами  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$  определяется по методике [49] с учетом вписываемости резцов и резцедержателей. В последовательности, примененной в подразделе 3.4, определены параметры резания и расстановки резцов для зон с одним, двумя и тремя резцами при угле установки барабана  $\beta_6 = 6^\circ$ , а именно: шаг резания  $t = 31$  мм, суммарное число линий резания  $z_{\text{лр}} = 51$ , число линий резания в зоне с одним резцом  $z_{\text{лр1}} = 13$ , число линий резания в зоне с двумя резцами  $z_{\text{лр2}} = 20$ , число линий резания в зоне с тремя резцами  $z_{\text{лр3}} = 18$ , угловое расстояние между соседними резцами в зоне с одним резцом  $\theta_1 = 45^\circ$ , угловое расстояние между соседними резцами в зоне с двумя резцами  $\theta_2 = 30^\circ$ , угловое расстояние между соседними резцами в зоне с тремя резцами  $\theta_3 = 16,5^\circ$ .

Для определения углового расстояния между крайними резцами, расположенными в соседних зонах  $\theta_3$  (рисунок 4.3), методики отсутствуют, и задачей моделирования является определение таких углов  $\theta_{31}$  и  $\theta_{32}$ , при которых коэффициент вариации наименьший.

На рисунке 4.11 приведены графики суммарного момента  $M_k$  на барабане, полученные в результате моделирования для некоторых значений  $\theta_{31}$  и  $\theta_{32}$ .

Наименьший коэффициент вариации составляет  $v = 0,061$  при  $\theta_{31} = 46^\circ$  и  $\theta_{32} = 53^\circ$ . Для проходческих комбайнов избирательного действия удовлетворительным считается коэффициент вариации, не превышающий 0,6 [47].

Барабанные ИО геологов характеризуются значительно большим числом резцов, одновременно находящихся в контакте с породой. Этим объясняется их весьма низкий коэффициент вариации.

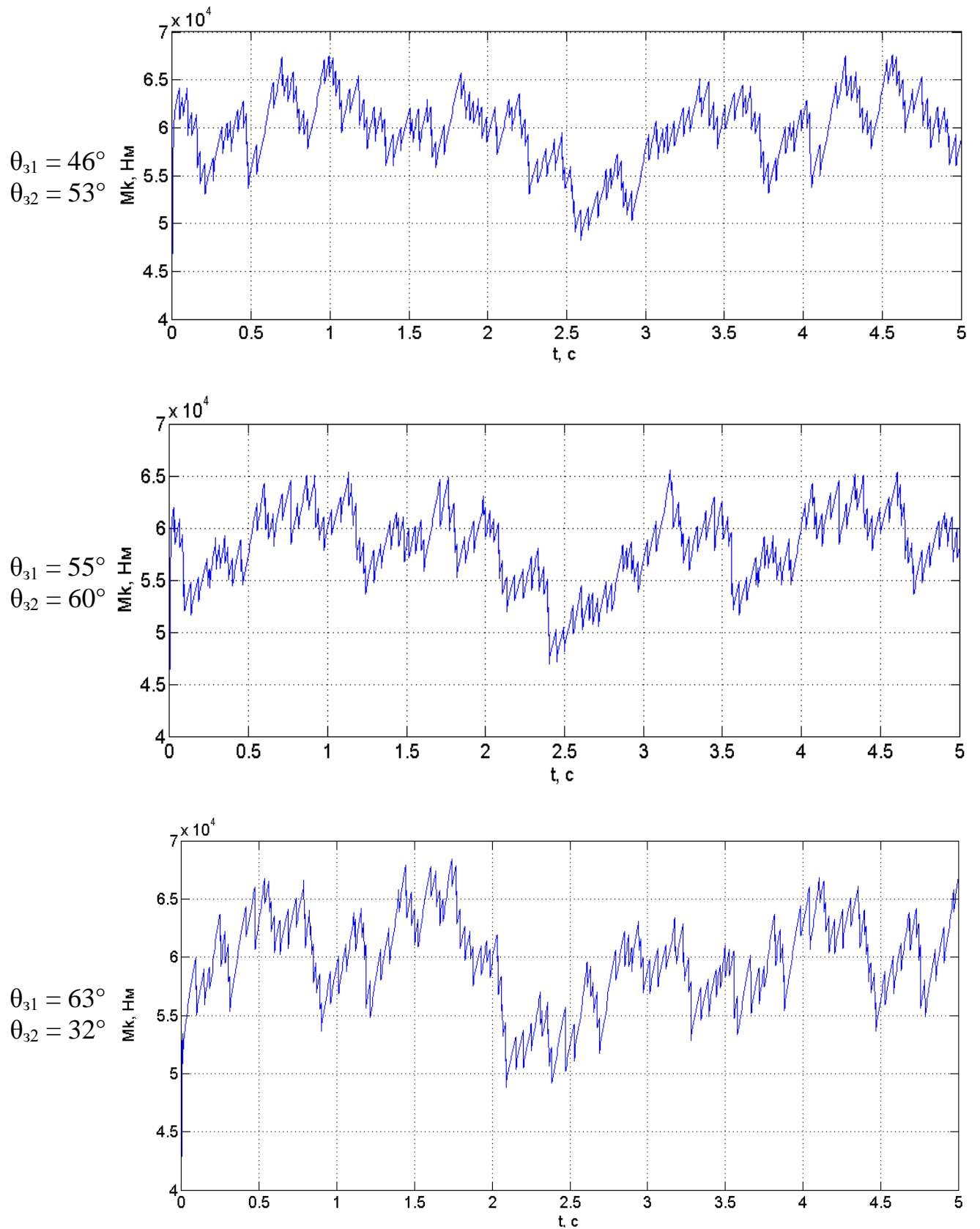


Рисунок 4.11 – Графики зависимости суммарного момента на барабане от времени

### 4.3 Определение влияния результирующих силовых параметров барабанного исполнительного органа на трансмиссию геодода

Согласно математической модели взаимодействия геодода с геосредой [100-103], от работы барабанного ИО на геододе возникают (рисунок 4.12):

- осевое усилие  $P_o$  – проекция результирующей силы на ось вращения геодода от работы ИО [103];
- вращающий момент на головной секции геодода от работы ИО  $M_{ИО}$  [103].

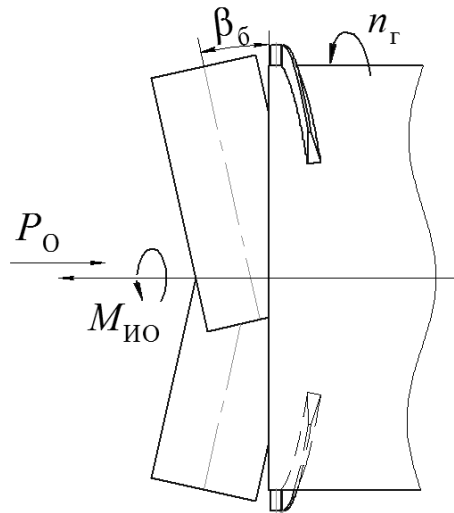


Рисунок 4.12 – Фрагмент схемы сил, действующих на геодода от ИО

Для определения указанных составляющих необходимо:

- в прямоугольной системе координат ИО определить равнодействующие значения сил резания  $P_{zij}$  и подачи  $P_{yij}$  в направлении подачи барабана –  $R_{bi}$  и в нормальном к подаче направлении –  $R_{ci}$  [49] (рисунок 4.13) для  $i$ -ого резца в  $k$ -ом положении;
- определить суммарные равнодействующие  $R_{bc_{\Sigma}}$  и  $R_{cc_{\Sigma}}$  для каждого рассмотренного  $k$ -ого положения барабана;
- определить координаты линий действия равнодействующих суммарных сил  $R_{bc_{\Sigma}}$  и  $R_{cc_{\Sigma}}$ , характеризуемые расстояниями  $L_{baj}$ ,  $L_{bcj}$ ,  $L_{caj}$ ,  $L_{cbj}$  от соответствующих координатных осей в системе координат ИО до линий действия равнодействующих для  $k$ -ых положений барабана [49] (рисунок 4.13);
- учитывая геометрию установки барабанов на геододе (расстояние  $a$  от оси геодода

до оси барабана и угол наклона барабана к плоскости забоя  $\beta_6$ ), переложить полученные максимальные значения равнодействующих  $R_{b\text{сум}}$  и  $R_{c\text{сум}}$  на геоход.

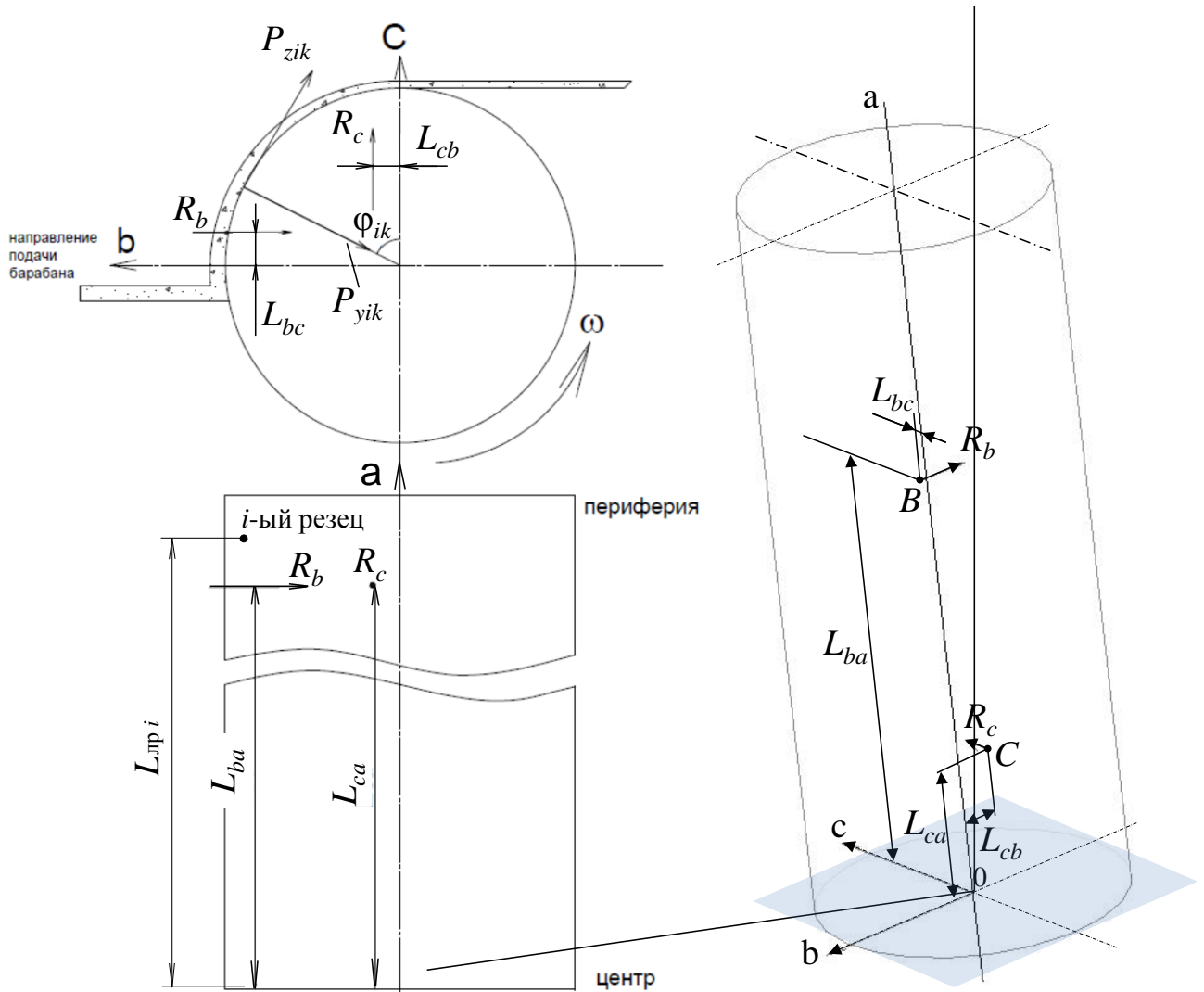


Рисунок 4.13 – Схема расположения линий действия равнодействующих суммарных сил на барабане

Методика определения равнодействующих сил резания и подачи приведена в работах [40, 49].

Определение равнодействующей в направлении подачи ИО производится по формуле [40, 49]

$$R_{bik} = -P_{yik} \sin \varphi_{ik} - P_{zik} \cos \varphi_{ik}. \quad (4.17)$$

Равнодействующая в нормальном к подаче ИО направлении производится по формуле [40, 49]

$$R_{cik} = -P_{yik} \cos \varphi_{ik} + P_{zik} \sin \varphi_{ik}. \quad (4.18)$$

Для каждого рассмотренного  $k$ -ого положения барабана определяются суммарные равнодействующие  $R_{bcумk}$  и  $R_{ccумk}$  по уравнениям

$$R_{bcумk} = \sum_{i=1}^q R_{bik}; \quad R_{ccумk} = \sum_{i=1}^q R_{cik}. \quad (4.19)$$

где  $q$  – число резцов в контакте с забоем в данном положении барабана.

Положение линии действия силы  $R_{bk}$  для  $k$ -го положения барабана характеризуется расстояниями  $L_{bak}$  и  $L_{bck}$ , определяемые по уравнениям [49]

$$L_{bak} = \frac{\sum_{i=1}^q L_{лpi} R_{bik}}{\sum_{i=1}^q R_{bik}}; \quad L_{bck} = \frac{0,5d_6 \sum_{i=1}^q R_{bik} \cos \varphi_{ik}}{\sum_{i=1}^q R_{bik}}, \quad (4.20)$$

где  $L_{лpi}$  – расстояние от нижнего основания барабана до  $i$ -ого резца (рисунок 4.13).

Положение линии действия силы  $R_{ck}$  характеризуется расстояниями  $L_{cak}$  и  $L_{cbk}$ , определяемые по уравнениям [49]

$$L_{cak} = \frac{\sum_{i=1}^q L_{лpi} R_{cik}}{\sum_{i=1}^q R_{cik}}; \quad L_{cbk} = \frac{0,5d_6 \sum_{i=1}^q R_{cik} \sin \varphi_{ik}}{\sum_{i=1}^q R_{cik}}. \quad (4.21)$$

Переложение полученных значений равнодействующих  $R_{bcумk}$  и  $R_{ccумk}$  на геолод производится с учетом геометрии установки барабанов на геолоде –  $a$  и  $\beta_6$ .

Равнодействующая  $R_{bcумk}$  направлена вдоль линии, совпадающей с направлением подачи барабана на забой в месте приложения равнодействующей. Ввиду того, что подача инструмента на забой непосредственно связана с поворотом головной секции, направление подачи на различных радиусах относительно оси геолода будет осуществляться под различными углами к формируемой поверхности. Данный угол  $\beta_{bk}$  соответствует углу подъема винтовой линии.

$$\beta_{bk} = \arctg \frac{h_B}{2\pi \sqrt{(L_{bak} \cos \beta_6)^2 + (L_{bck} + a)^2}}. \quad (4.22)$$



С учетом угла  $\beta_{bk}$ , характеризующего направление подачи барабана на рассматриваемом радиусе, определяются момент  $M_{ИОбк}$  и осевая составляющая  $P_{обк}$  от  $R_{bcyMK}$ .

$$M_{ИОбк} = R_{bcyMK} \cos \beta_{bk} L_{bk}, \quad (4.23)$$

где  $L_{bk}$  – плечо проекции равнодействующей  $R_{bcyMK}$  на фронтальную плоскость геолода.

$$P_{обк} = R_{bcyMK} \sin \beta_{bk} \cos \beta_{\sigma}. \quad (4.24)$$

Равнодействующая  $R_{ccyMK}$  направлена вдоль линии, перпендикулярной направлению подачи барабана на забой в месте приложения равнодействующей. Угол  $\beta_{ck}$ , аналогичный углу  $\beta_{bk}$ , определяется, как

$$\beta_{ck} = \arctg \frac{h_B}{2\pi \sqrt{(L_{cak} \cos \beta_{\sigma})^2 + a^2}}. \quad (4.25)$$

С учетом угла, характеризующего направление подачи барабана на рассматриваемом радиусе  $\beta_{ck}$  определяется момент  $M_{ИОck}$  и осевая составляющая  $P_{ock}$  от  $R_{ccyMK}$ .

$$M_{ИОck} = R_{ccyMK} \cos \beta_{ck} L_{ck}, \quad (4.26)$$

где  $L_{ck}$  – плечо проекции равнодействующей  $R_{ccyMK}$  на фронтальную плоскость геолода.

$$P_{ock} = R_{ccyMK} \sin \beta_{ck} \cos \beta_{\sigma}. \quad (4.27)$$

Если считать, что барабаны работают в одной фазе, то есть положения резцов на обоих барабанах одинаково, проекция полной результирующей силы в  $k$ -ом положении барабана  $P_{ok}$  и вращающий момент на головной секции  $M_{ИОk}$  составят

$$P_{ok} = (P_{ock} + P_{обк}) z_{\sigma}, \quad (4.28)$$

$$M_{ИОk} = (M_{ИОck} + M_{ИОбк}) z_{\sigma}, \quad (4.29)$$

где  $z_{\sigma}$  – число барабанов.

При помощи уже примененной математической модели, разработанной в

среде MatLab/Simulink, для расстановки резцов с наименьшим коэффициентом вариации исследованы значения  $P_{ок}$  и  $M_{ИЮк}$ , получаемые для различных направлений вращения барабанов (режимы встречного и попутного фрезерований) и для опережающей и отстающей схем установки барабанов (рисунок 4.14).

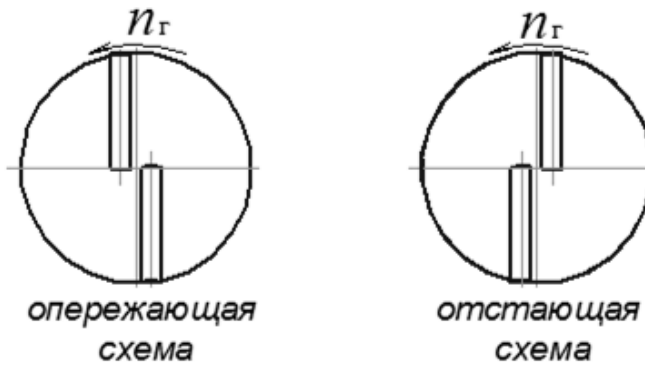


Рисунок 4.14 – Схемы расположения барабанов

Графики для рассмотренных 4 случаев представлены на рисунке 4.15. Средние и максимальные (по модулю) значения моментов  $M_{ИЮ}$  и усилий  $P_o$  показаны в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Значения моментов  $M_{ИЮ}$  и усилий  $P_o$  для различных вариантов схем установки барабанов и режимов работы

Параметр	Попутное фрезерование		Встречное фрезерование	
	Отстающая схема	Опережающая схема	Отстающая схема	Опережающая схема
Максимальный момент, кНм	290	280	224	236
Средний момент, кНм	261	253	200	214
Максимальное осевое усилие, кН	203		306	
Среднее осевое усилие, кН	149		252	

Положительным направлением осевого усилия считается направление подачи гехода. Положительный вращающий момент направлен против часовой стрелки при взгляде на забой от гехода. Такое направление противоположно направлению вращения головной секции.

Полученные результаты показывают, что осевое усилие на геходе от работы барабанных ИЮ направлено против направления движения, и ему препятствует

независимо от режима работы барабанов и их расположения. При этом среднее осевое усилие при встречном фрезеровании превышает среднее осевое усилие при попутном фрезеровании в 1,7 раза или на 41%.

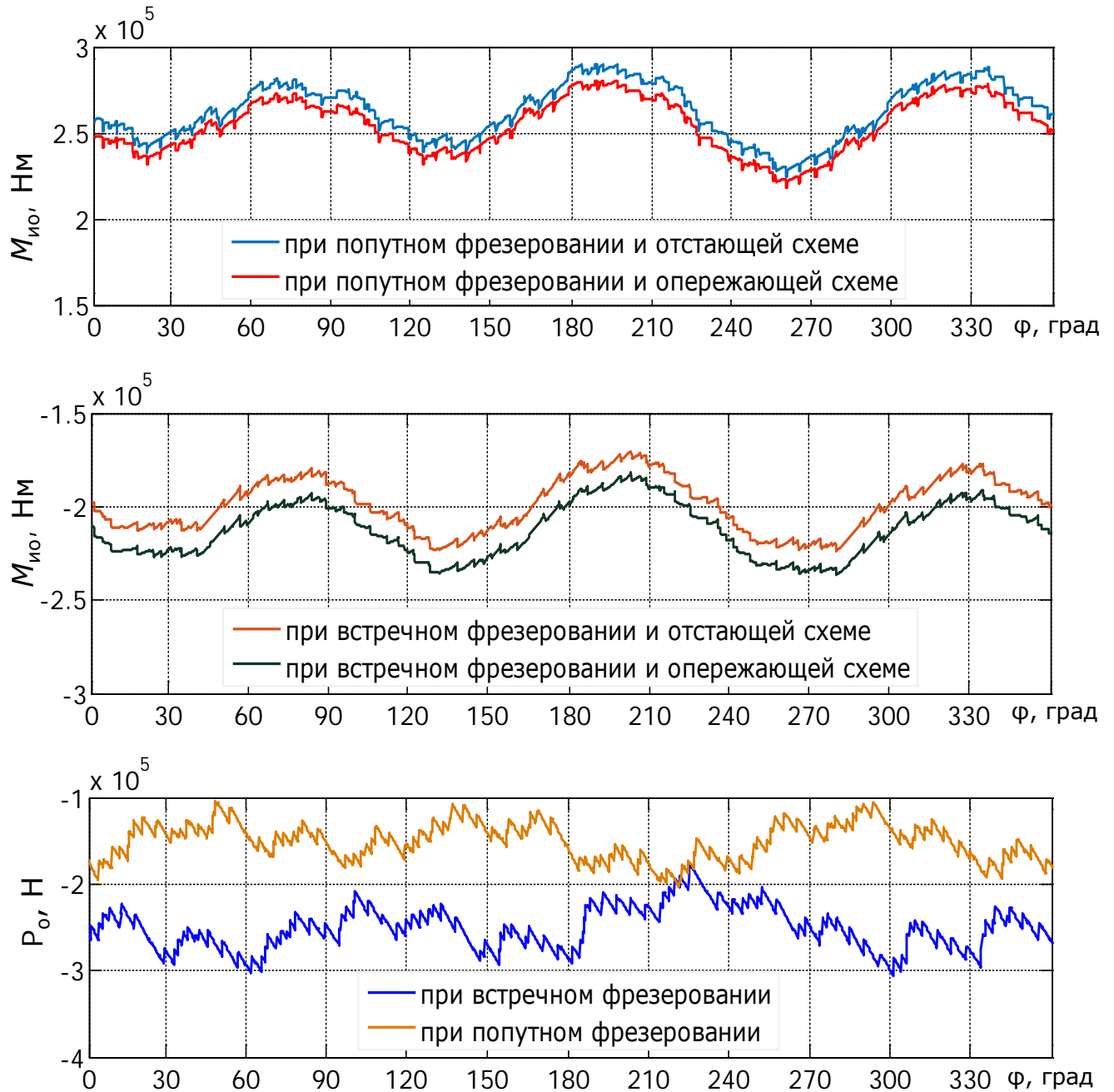


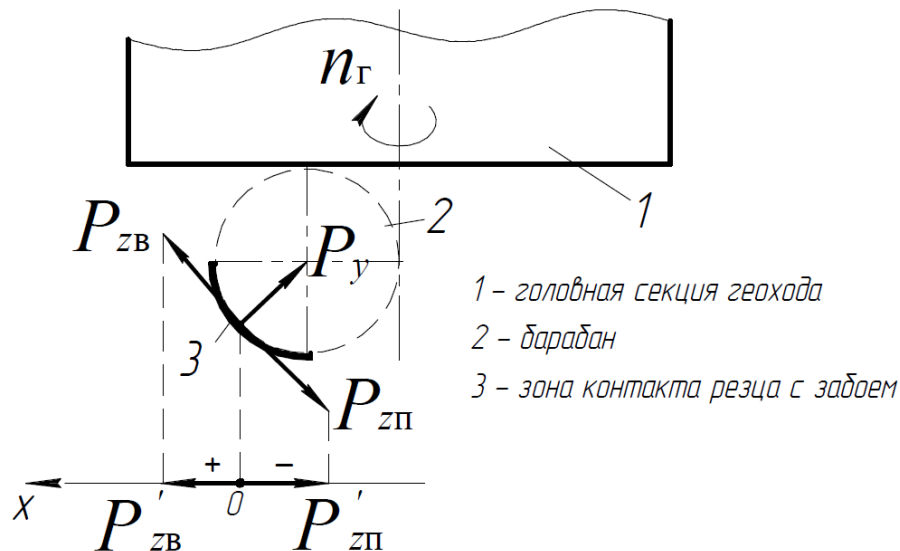
Рисунок 4.15 – Графики изменения вращающих моментов и осевых усилий на геоходе от работы барабанного ИО за один оборот барабанов

С точки зрения трансмиссии геохода, работа ИО в режиме встречного фрезерования является предпочтительной, так как вращающий момент от работы ИО на головной секции геохода  $M_{Ю}$  совпадает по направлению с вращением головной

секции геолода и не препятствует, а помогает трансмиссии в создании требуемых тяговых усилий. Осевое же усилие  $P_o$ , независимо от режима работы барабанов, действует против направления движения и ему препятствует.

Опережающая и отстающая схемы не имеют принципиального отличия с точки зрения момента  $M_{ИО}$ , передающегося на головную секцию геолода – при попутном фрезеровании средний момент при опережающей схеме меньше, чем при отстающей на 3% (8 кН·м); при встречном фрезеровании – на 6,5% (14 кН·м). Осевое усилие не зависит от схемы установки барабанов.

На схеме рисунка 4.16 объясняется причина изменения знака у  $M_{ИО}$  в зависимости от режима работы – при попутном или встречном фрезеровании.



$P_{zB}, P_{zП}$  – усилия сопротивления резанию при встречном и попутном фрезеровании соответственно;  $P'_{zB}, P'_{zП}$  – проекции усилий сопротивления резанию при встречном и попутном фрезеровании на ось  $x$ ;  $P_y$  – сопротивление усилию подачи

Рисунок 4.16 – Схема сил при попутном и встречном фрезеровании

При проецировании усилий сопротивления резанию для встречного и попутного фрезерования  $P_{zB}$  и  $P_{zП}$  на ось  $x$  получаются усилия  $P'_{zB}$  и  $P'_{zП}$ , имеющие противоположные направления. Это приводит к тому, что от силы  $P'_{zB}$  возникает положительный момент, то есть совпадающий с направлением вращения головной секции геолода, а от силы  $P'_{zП}$  – отрицательный, противодействующий вращению головной секции. При этом усилие  $P_y$  одинаково и при встречном и при попутном фрезеровании.

#### 4.4 Разработка исполнительного органа для опытного образца геохода диаметром 3,2 м

Основаниями для разработки послужил комплексный проект «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геоходов» (руководитель НИОКТР – Аксенов В.В.), выполняемый в рамках Постановления Правительства РФ от 09.04.2010 № 218 "О мерах государственной поддержки развития кооперации российских образовательных организаций высшего образования, государственных научных учреждений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства" (договор №.02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.), согласно которому и исходя из особенностей производства [104, 105] геоход должен иметь технические характеристики, приведенные в таблице 4.4 [89].

Таблица 4.4 – Исходные данные:

Параметр	Единицы измерения	Значение
Диаметр геохода (по оболочке)	м	3,2
Крепость пород	единицы по шкале Протодяконова	до 5
Тип привода	-	гидравлический
Длина геохода	м	до 4,5
Производительность	м <sup>3</sup> /мин	0,2...0,3
Скорость проходки	м/час	4...6
Угол подъема винтовой лопасти внешнего движителя	градусы	4,55
Шаг винтовой лопасти внешнего движителя	м	0,8

Диаметр барабана по резцам определяется по уравнению (3.81) и минимальное его значение составляет 0,667 м.

В качестве породоразрушающего инструмента приняты резцы РШ32-70L75/17.5 производства ООО «Горный инструмент». С учетом радиального вылета резцов диаметр тела барабана составляет 440 мм.

Исходя из конструктивных соображений размещения опор барабанов и привода, принят угол установки барабанов  $12^\circ$  и смещение барабанов  $a = 0,4$  м, при

которых длина барабана составит 1,5 м.

Параметры схемы набора резцов (из подраздела 4.2): шаг резания  $t = 31$  мм,  $\theta_1 = 45^\circ$ ,  $\theta_2 = 30^\circ$ ,  $\theta_3 = 16,5^\circ$ ,  $\theta_{31} = 46^\circ$ ,  $\theta_{32} = 53^\circ$ .

При такой схеме набора резцов частота вращения барабанов составит  $n_6 = 0,2-0,5$  с<sup>-1</sup> (в зависимости от крепости породы), а максимальный крутящий момент на барабане  $M = 56$  кНм.

Энергосиловой установкой разрабатываемого геохода служит гидравлическая насосная станция [106, 107] (рисунок 4.17).

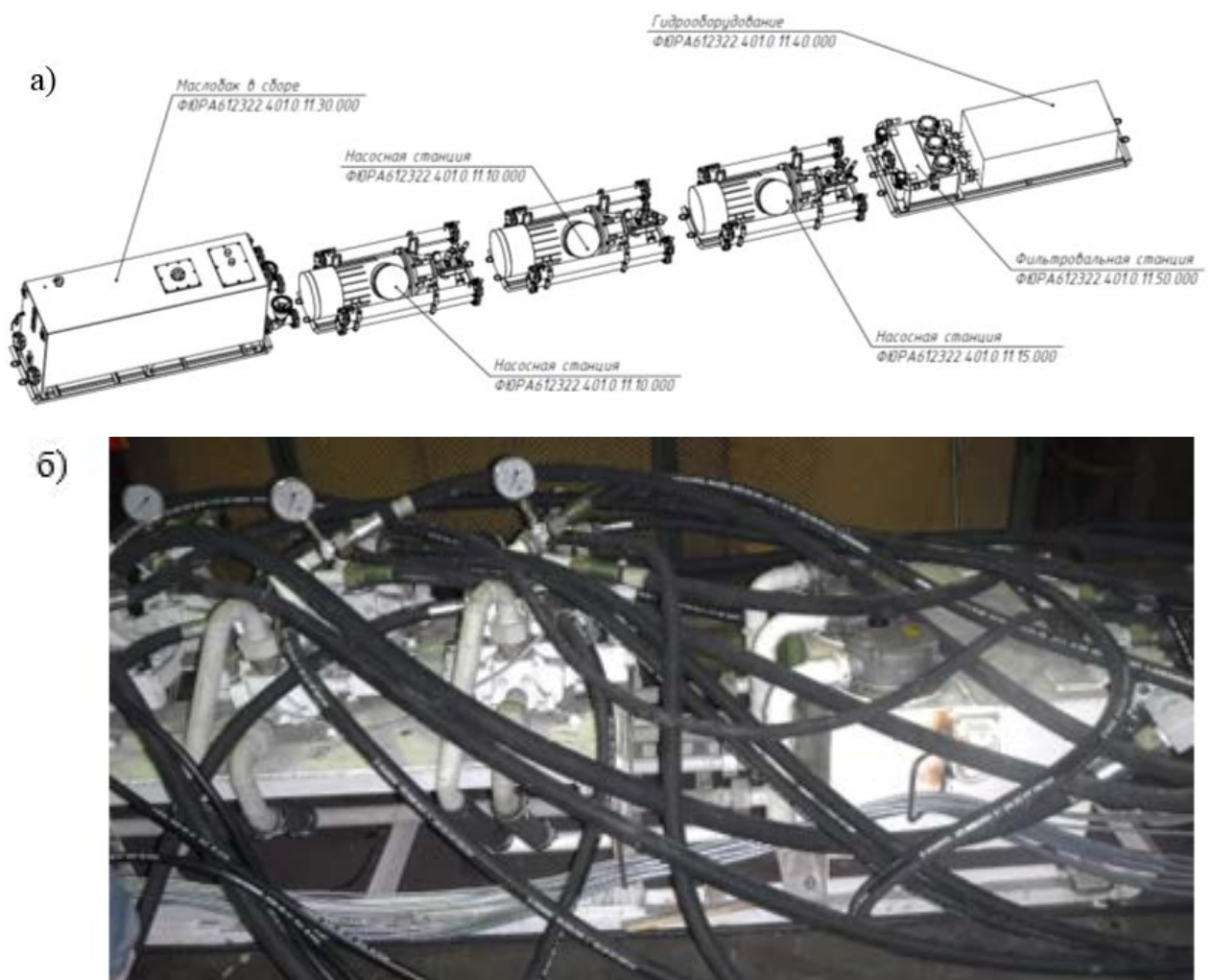


Рисунок 4.17 – Гидравлическая насосная станция для опытного образца геохода:

а) – общий вид; б) – конструктивное исполнение

Гидропривод обладает рядом преимуществ перед электроприводом [108]:

- малая удельная масса;
- возможность простой и надежной защиты приводного двигателя от перегрузок;

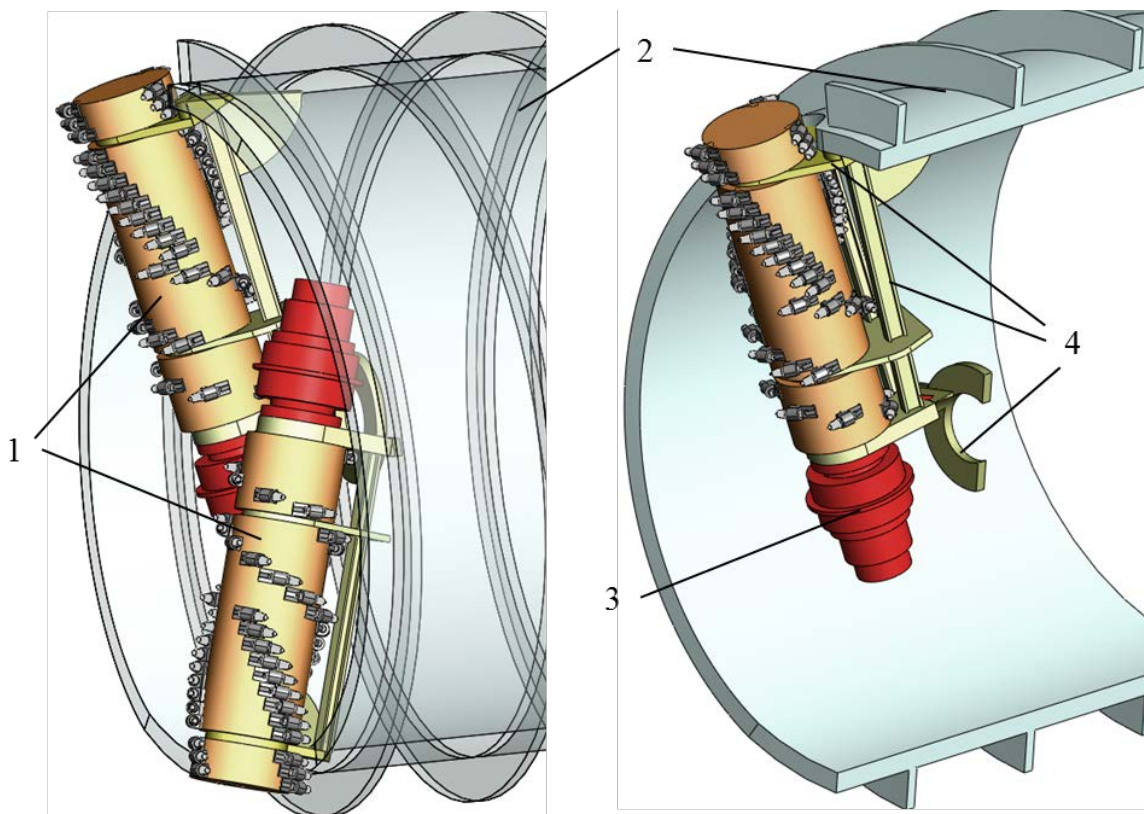
- жесткая механическая характеристика гидромоторов и возможность неограниченной по времени работы при малых скоростях движения.

Особо значимы такие преимущества, как малые габариты и масса гидropередачи, следствием чего является и малая инерционность движущихся частей гидромашин. Так, габариты современного гидромотора составляют всего лишь 10-12% габаритов электродвигателей той же мощности.

Рассмотрено два варианта присоединения приводного двигателя к барабану: без редуктора и с редуктором.

Исходными данными для выбора привода служат частота вращения барабанов  $n_6 = 0,2-0,5 \text{ с}^{-1}$  и максимальный крутящий момент на ИО  $M = 56 \text{ кНм}$ .

При безредукторной схеме гидромотор подсоединяется к барабану напрямую (рисунок 4.18).



1 – барабаны с резцами, 2 – головная секция геохода, 3 – гидромотор, 4 – опорные элементы

Рисунок 4.18 – Барабанный ИО с безредукторным приводом на геоходе

В таблице 4.5 приведены гидромоторы, удовлетворяющие требуемым параметрам.

Таблица 4.5 – Характеристики высокомоментных гидромоторов

Наименование	Рабочий объем	Давление	Крутящий момент	Номинальная частота вращения	Мощность	Габариты $A \times C \times B$ (рисунок 4.19)	Масса
	см <sup>3</sup> /об	МПа	кН·м	с <sup>-1</sup>	кВт	мм	кг
Hagglunds CA 210 180	11314	max 35	60 (при 35 МПа)	1,6	-	600×510×644,5	395
Hagglunds VIKING 64-11100	11080	max 32	56 (при 32 МПа)	1,1	max 150	$A \times 858 \times 450$	750
Poclain MA88	7920	max 45	57 (при 45 МПа)	1,5	265	500 × 375 × 580	370

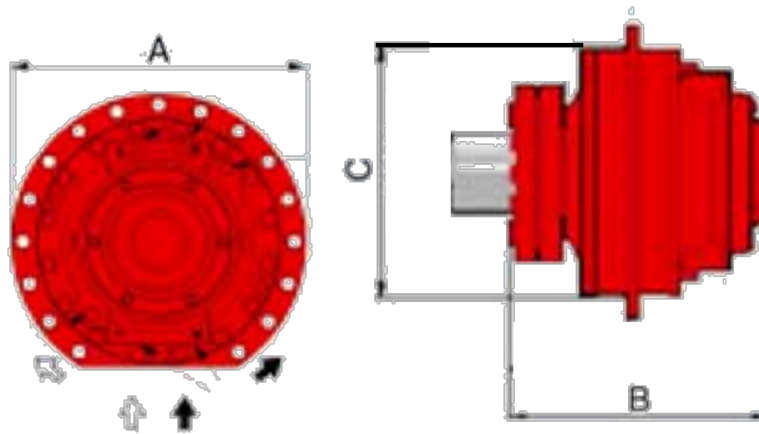


Рисунок 4.19 – Габаритные размеры гидромоторов

По массовым и габаритным параметрам гидромотор Poclain MA88 (рисунок 4.20) более предпочтителен, чем Hagglunds VIKING 64-11100 и Rexroth Hagglunds CA 210 180.

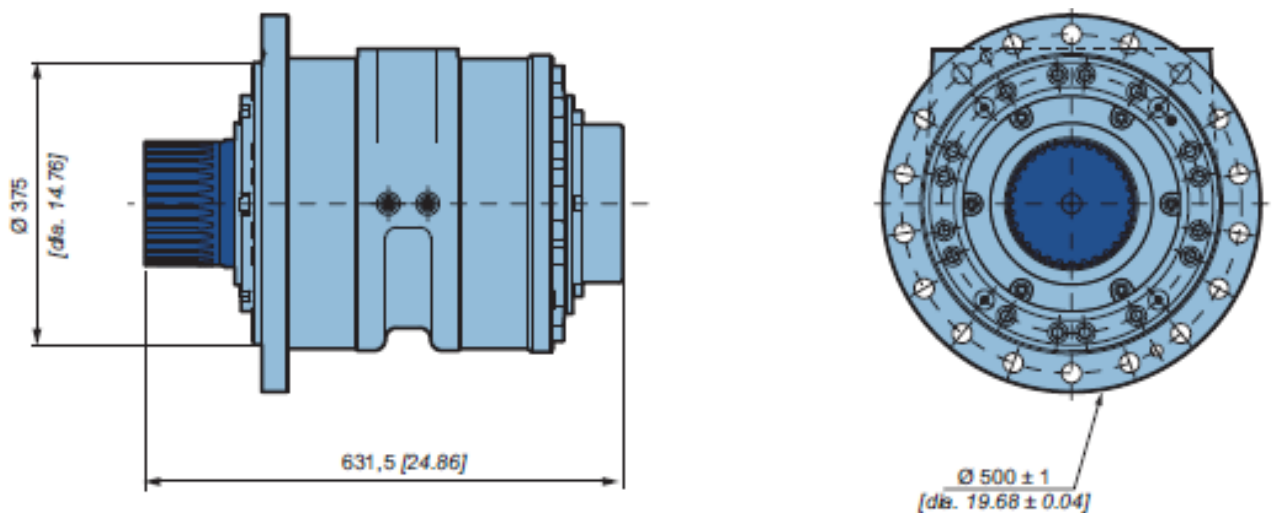
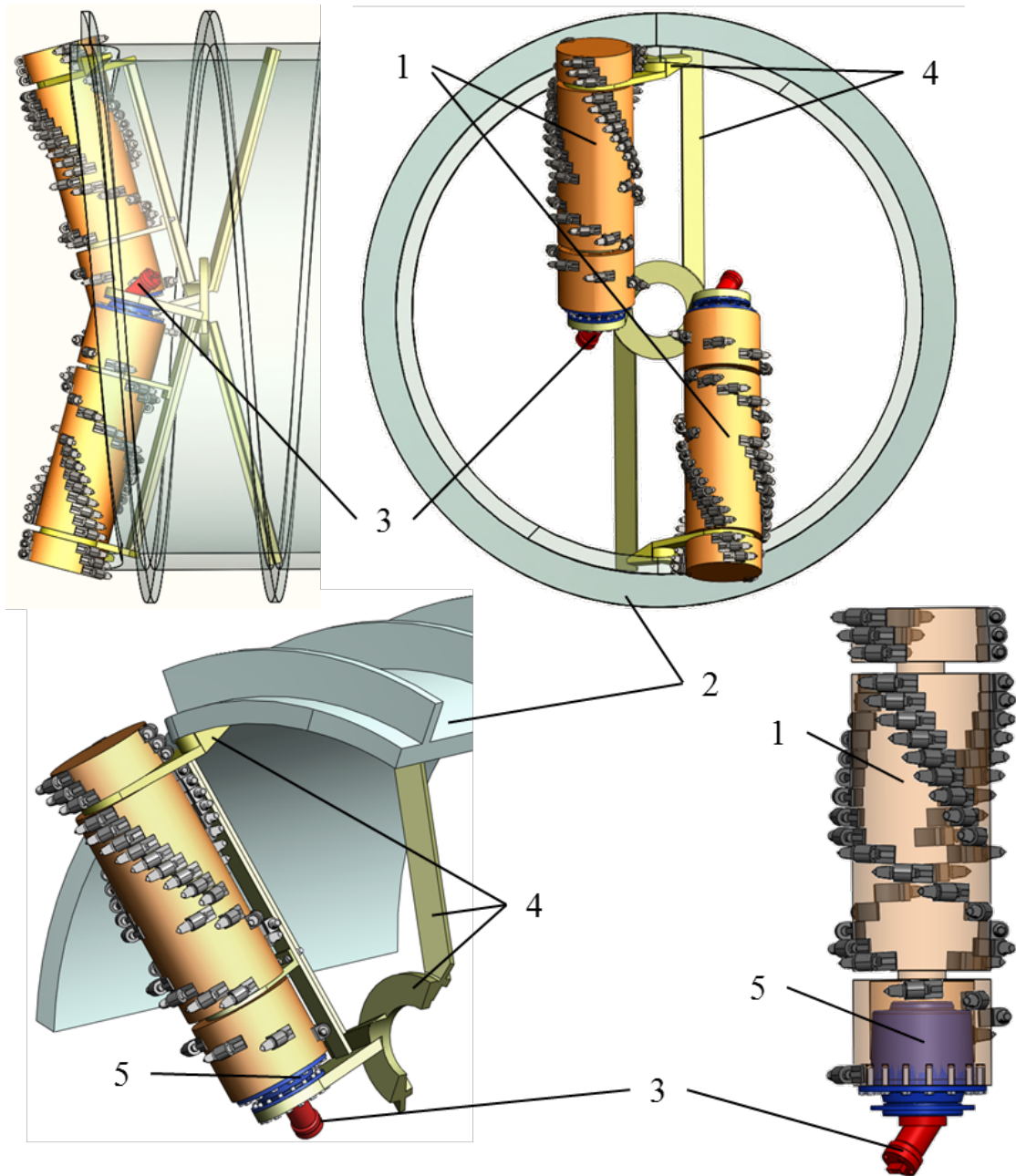


Рисунок 4.20 – Гидромотор Poclain MA88



Для уменьшения габаритных параметров привода в целом рациональным является подход, при котором редуктор будет располагаться внутри барабана (рисунок 4.21). Такому условию соответствуют планетарные редукторы для привода мобильных машин. При этом редукторы фирмы Rexroth-Bosh group предлагаются сразу с рекомендуемыми гидромоторами собственного изготовления.



1 – барабанный ИО с резцами, 2 – головная секция геохода, 3 – гидромотор, 4 – элементы крепления барабана к геоходу, 5 – редуктор

Рисунок 4.21 – Расположение барабанного ИО с редуктором на геоходе

Крутящему моменту  $M_{кр} = 56 \text{ кН}\cdot\text{м}$  соответствует редуктор Rexroth GFT 0060

ТЗ (рисунок 4.22) с гидромотором А2FE 63 (рисунок 4.23). Максимальный выходной крутящий момент редуктора  $M_{\text{вых}} = 60 \text{ кН}\cdot\text{м}$ , масса редуктора  $m_p = 250 \text{ кг}$ .

Характеристики гидромотора А2FE 63 – в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Характеристики гидромотора А2FE 63

Рабочий объем	Номинальное давление	Крутящий момент	Частота вращения	Масса
см <sup>3</sup> /об	МПа	Н·м	мин <sup>-1</sup>	кг
63	40	351 при 35 МПа	50-5000	19

Габаритные размеры редуктора приведены в таблице 4.7, гидромотора – в таблице 4.8.

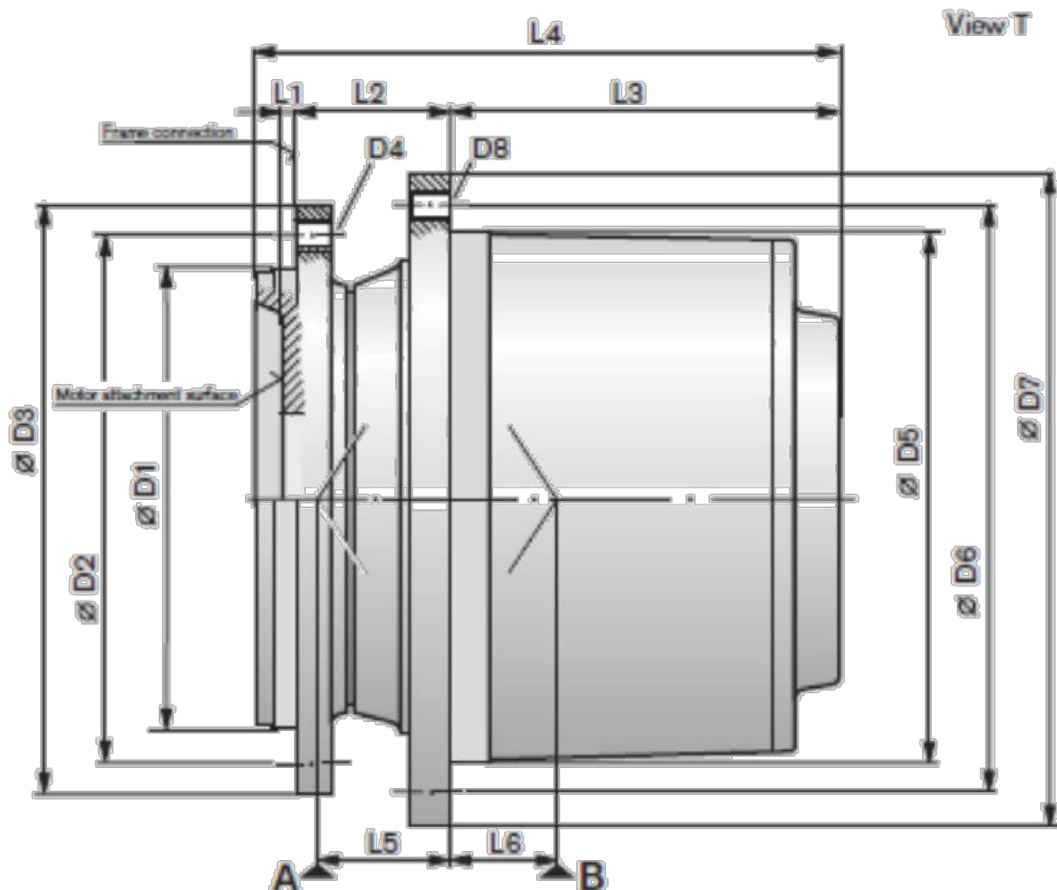


Рисунок 4.22 – Редуктор Rexroth GFT 0060 ТЗ

Таблица 4.7 – Размеры редуктора Rexroth GFT 0060 ТЗ в миллиметрах

D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	L1	L2	L3	L4	L5	L6
330	370	410	20xM20	400	430	450	20xM20x1.5	-	90	308	423	55	62

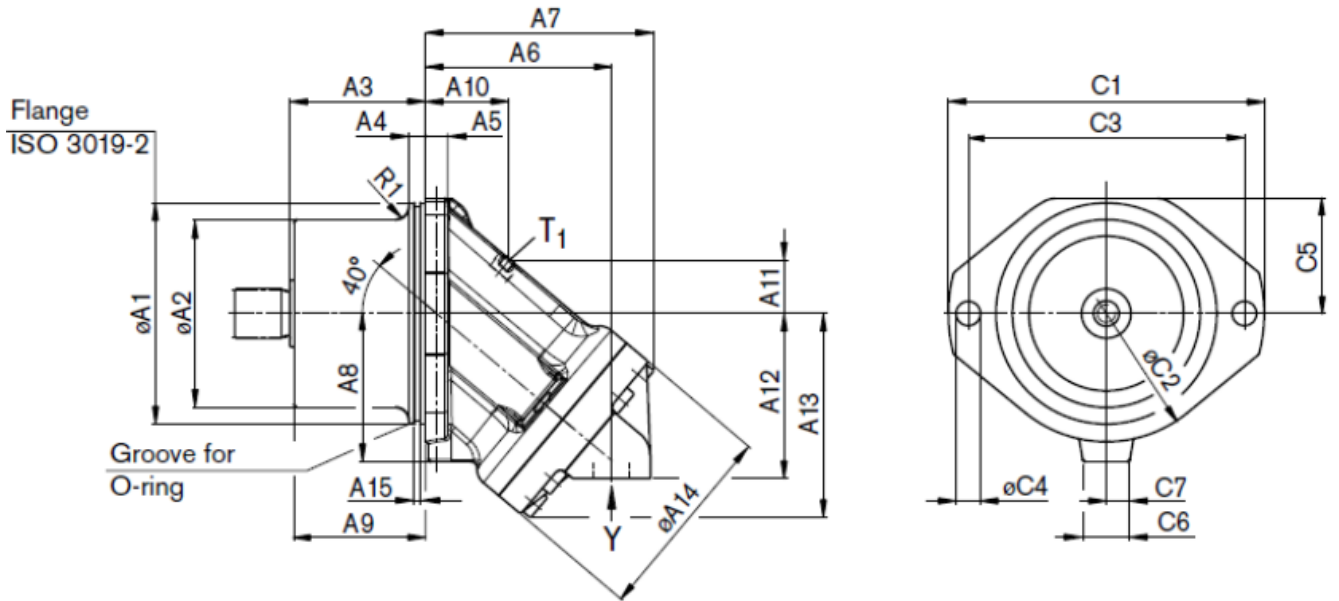


Рисунок 4.23 – Гидромотор A2FE 63

Таблица 4.8 – Габаритные размеры гидромотора A2FE 63 в миллиметрах

A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A9	A10	A11	A12	A13	A14	A15
160	121	92,3	15	18	122	146	109	90	59	34	107	130	128	5,2
B1	B2	B3	B4		B5	B6	B7	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
50,8	23,8	19	M10x1,5		75	147	48	235	190	200	18	82	36	0

Сравнение вариантов применения барабанных ИО с редуктором и без редуктора показывает, что по массовым и габаритным характеристикам более предпочтительным является вариант с редуктором, так как в данном случае масса привода составляет

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{ГД}} + m_{\text{ред}} = 19 + 250 = 269 \text{ кг},$$

где  $m_{\text{ГД}} = 19$  кг – масса гидродвигателя;

$m_{\text{ред}} = 250$  кг – масса редуктора.

Это меньше, чем масса гидромотора Poclain MA88 (370 кг), принятого к рассмотрению в качестве безредукторного привода на 27%. Вариант с редуктором более компактен, так как редуктор находится внутри барабана, а габаритные размеры гидромотора A2FE 63 меньше размеров гидромотора Poclain MA88 на 42 % (размер вдоль оси гидромотора у A2FE 63 (с наружной частью редуктора) составляет 261 мм, а у Poclain MA88 – 450 мм). Такими же преимуществами по массово-габаритным характеристикам обладают аналоги редуктора Rexroth GFT 0060 T3 перед

безредукторным приводом. Например, редуктор Bonfiglioli 711C3B имеет массу 270 кг, а совместно с тем же гидромотором A2FE 63 – 289 кг. Размер вдоль оси с гидромотором составляет 256 мм, чем так же превосходит Poclain MA88 (на 43 %).

Таким образом вариант с редуктором, встроенным в барабан, является предпочтительным.

Для поворота геохода (маневрирования) необходимо обеспечить выход барабанов за контур выработки, что отражено в требованиях к ИО геоходов (см. таблицу 2.1). Из трех вариантов, обеспечивающих выход барабана за контур выработки (см. рисунок 2.9), наиболее предпочтителен вариант выдвижения барабанов вдоль оси их вращения, так как при этом параметры резания остаются постоянными.

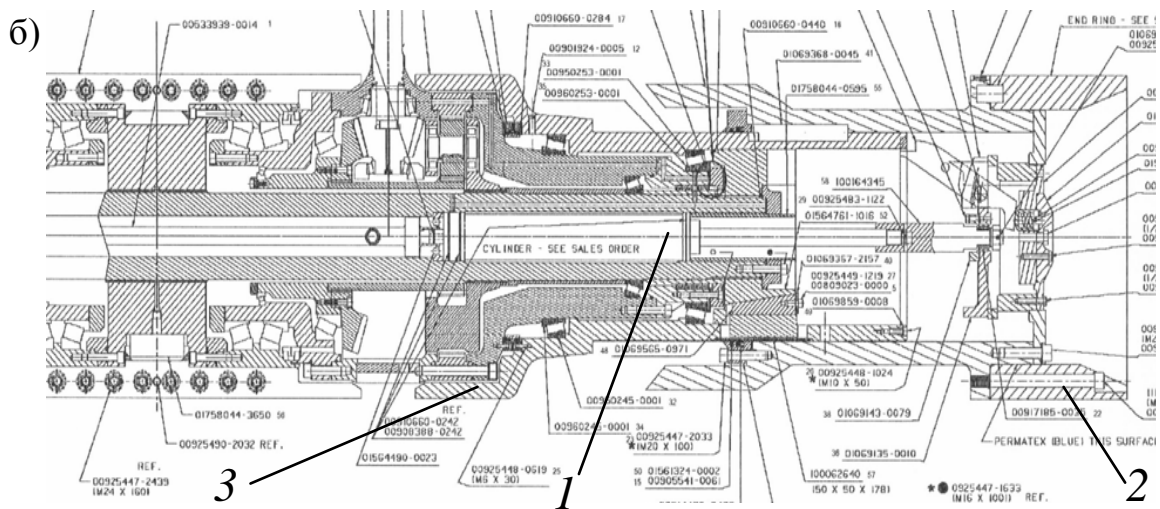
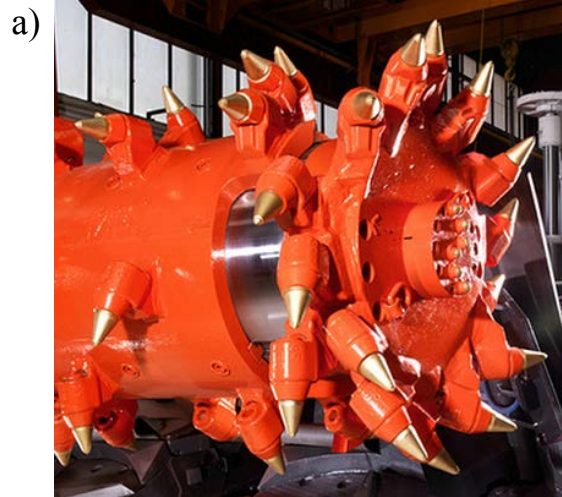
Реализация рассматриваемого варианта возможна следующим образом: раздвижением, раскладыванием и выдвижением барабанов [109].

Раздвижение характерно для барабанных ИО проходческо-очистных комбайнов типа continuous-miner, например, Sandvik MB250, Joy 12CM15, Sandvik MF220 [110] (рисунок 4.24). При этом барабан разделен на части: раздвижную и нераздвижную. Такой способ предусматривает наличие гидроцилиндра, осуществляющего раздвижку и размещенного внутри барабана.

В комбайнах типа ABM25, Sandvik MB600 и др. применяется второй способ выхода барабанных ИО за контур выработки, при котором на концевых частях барабана смонтированы «лепестки», раскладывающиеся при помощи гидроцилиндров (рисунок 4.25).

Для реализации способа выдвижения барабанов за контур требуется составная рама, включающая подвижную и неподвижную части. К подвижной части крепятся барабаны и за счет гидроцилиндров подвижная рама выдвигается вместе с барабанами.

Недостатками первого и второго способов являются усложнения конструкции за счет размещения гидроцилиндров внутри барабанов (что также усложнит подведение гидравлической жидкости к гидроцилиндрам) и необходимости разделения барабанов на части, подвижные относительно друг друга.



1 – гидроцилиндр раздвижки; 2 – раздвижная часть; 3 – нераздвижная часть

Рисунок 4.24 – Раздвижные барабаны Sandvik (а) и Joy (б)



Рисунок 4.25 – Барабан с раскладывающейся частью

Недостатком способа выдвигения барабанов является утяжеление конструкции за счет появления дополнительной подвижной части рамы. Однако этот способ лишен недостатков, присущих первому и второму способам. На этом основании

для реализации в конструкции опытного образца геодода принят способ выдвижения барабанов.

По полученным данным на ОАО «КОРМЗ» разработана конструкторская документация ИО опытного образца геодода и создан опытный образец геодода 3,2 м с барабанным ИО, общий вид которого представлен на рисунке 4.26.



Рисунок 4.26 – Опытный образец геодода с барабанным ИО

На рисунке 4.27 проказан гидроцилиндр выдвижения барабана.



Рисунок 4.27 – Гидроцилиндр выдвижения барабана на опытном образце геолода

Приводной гидромотор со встроенным в барабан редуктором показан на рисунке 4.28.



Рисунок 4.28 – Привод барабана

Проведенные исследования позволили разработать и изготовить барабанный ИО для опытного образца геолода диаметром 3,2 м.

#### 4.5 Выводы

1. Установлено, что при работе барабанных ИО геолодов (с длиной барабанов, необходимой и достаточной для разрушения всей площади выработки) при любых конструктивных и установочных параметрах барабанов возникает перебор  $H$ . Для геолода диаметром 3,2 м при минимальном диаметре барабанов  $d_6 = 0,667$  м по резцам, минимальном смещении  $a = d_6/2$  и нулевом угле установки барабанов ( $\beta_6 = 0$ ) величина перебора составляет 25 мм и является минимальной. Увеличение угла наклона барабанов  $\beta_6$  до 15 градусов приводит к удвоению величины перебора  $H$  относительно минимального значения.

Диапазон рациональных значений углов наклона барабанов исполнительного органа геолода диаметром 3,2 м к плоскости забоя  $\beta_6$  составляет от 0 до 15 градусов.

2. Определены параметры, характеризующие схему набора резцов на барабанном ИО геолода. К традиционным параметрам добавляются угловые расстояния между крайними резцами, расположенными в соседних зонах с различным числом резцов в линиях резания –  $\theta_{31}$  для резцов при переходе от зоны с одним резцом к зоне с двумя резцами в линии резания,  $\theta_{32}$  – при переходе от зоны с двумя резцами к зоне с тремя резцами в линии резания.

3. Установлено, что при работе барабанного ИО геолода в режиме встречного фрезерования момент сил  $M_{ИО}$ , передающийся на головную секцию, совпадает по направлению с её вращением, а при попутном фрезеровании момент противоположен направлению вращения. Для барабанного ИО опытного образца геолода численно средние значения  $M_{ИО}$  (по модулю) составляют: при попутном фрезеровании  $M_{ИО} = 253$  кНм, при встречном –  $M_{ИО} = 214$  кНм, и различаются на 15 %.

С точки зрения геолода встречное фрезерования предпочтительно, однако с



позиции традиционных резцов предпочтительно попутное фрезерование. Для барабанных ИО геогодов необходимо создание режущего инструмента нового образца, способного успешно работать в режиме встречного фрезерования.

4. Определены конструктивные, кинематические и силовые параметры барабанного ИО опытного образца геогода диаметром 3,2 м.

Обоснована компоновка привода барабана, включающего редуктор, встроенный в барабан, и гидромотор. Такая компоновка превосходит вариант установки высокомоментного гидромотора без редуктора по массово-габаритным характеристикам. Масса редукторного привода ниже безредукторного на 20-30 %, а осевой вылет – на 42-43 %.

Обоснована рациональная схема выхода барабанов за контур выработки для обеспечения маневрирования геогода, такой схемой является выдвижение барабанов вдоль оси их вращения. На основании найденных параметров разработан и создан барабанный ИО опытного образца геогода.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе изложены новые научно обоснованные технические решения исполнительного органа геохода для проведения выработок в породах крепостью  $f \leq 5-6$  ед. по шкале М.М. Протодяконова с целью создания новых горных машин и их элементов, обладающих повышенной производительностью, имеющие существенное значение для горного машиностроения.

В рамках проведенных исследований получены следующие основные результаты:

1. Установлено, что наиболее полно комплексу обобщенных и единичных требований к исполнительным органам геоходов для разрушения пород средней крепости отвечают барабанные, зафиксировано-корончатые и роторные.

2. Обоснованно, что из трех сравниваемых типов исполнительных органов к геоходам диаметром от 2,1 до 5,6 м для разрушения пород средней крепости наиболее приоритетным является барабанный, так как характеризуется наибольшим значением обобщенного показателя степени соответствия функциональному назначению. При этом усредненное значение  $K_{\text{ту}}$  для барабанных ИО составляет 0,95, для корончатых – 0,72, для роторных – 0,57.

3. Определено, что для достижения диапазона минимальных значений величины радиального перебора от 25 до 50 мм, угол наклона двух барабанов исполнительного органа к плоскости, проходящей через забойный торец головной секции геохода должен быть зафиксирован в диапазоне от 0 до  $15^\circ$ , обеспечивая вогнутую форму забоя.

4. Выявлено, что при работе барабанного ИО с тангенциальным поворотным резцовым инструментом (ПС2-16) в режиме встречного фрезерования момент сил, передающийся на головную секцию опытного образца геохода диаметром 3,2 м, составляет (по модулю)  $M_{\text{ИО}} = 253$  кНм и совпадает по направлению с вращением головной секции, при попутном фрезеровании момент  $M_{\text{ИО}} = 214$  кНм и направлен

в противоположную сторону от направления вращения, а частота вращения барабанов достигает  $15 \text{ мин}^{-1}$  при частоте вращения головной секции геолода  $0,1 \text{ мин}^{-1}$ .

5. Разработано два варианта компоновки приводов для двух барабанов исполнительного органа опытного образца геолода диаметром 3,2 м с редукторным и безредукторным исполнением и выявлено, что первый вариант характеризуется снижением массовых характеристик на 20-30% и габаритных в виде осевых вылетов в сторону центральной зоны головной секции геолода на 40-43 %, при этом осевая радиальная подвижность вращающихся барабанов обеспечивает выполнение маневровых операций геолодом.

6. Осуществлен первый предварительный этап приемо-сдаточных испытаний трех основных частей опытного образца геолода, включая головную секцию с двухбарабанным исполнительным органом на холостых режимах в сборочном цеху завода ОАО «КОРМЗ» (г. Кемерово).

Дальнейшие исследования планируется вести в следующих направлениях:

1. Разработка концептуально новых схемных решений ИО геолодов.
2. Расширение номенклатуры показателей и поиск новых подходов для оценки ИО геолодов.
3. Экспериментальные исследования работы барабанных ИО на опытном образце геолода.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Куперман, В.Л. Подземные сооружения гидроэлектростанций / В.Л. Куперман, В.М. Мостков, В.Ф. Илюшин, Г.Я. Гевирц. – М.: Энергоатомиздат, 1996. – 320 с.
2. Копытов, А.И. Взрывные работы в горной промышленности: монография / А.И. Копытов, Ю.А. Масаев, В.В. Першин. – Новосибирск: Акад. горн. наук, Сиб. отделение, 2013. – 512 с.
3. Хечинов, Ю.Е. Механизированная проходка подземных выработок гидроэлектростанций/ Ю.Е. Хечинов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 109 с.
4. Клорикьян, С.Х. Машины и оборудование для шахт и рудников. Справочник. 6-е изд., стереотип. / С.Х. Клорикьян, В.В. Старичнев, М.А. Сребный и др. – М.: МГГУ, 2000. – 471 с.
5. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок / В.В. Аксенов. – Кемерово: ИУУ СО РАН, 2004. – 263 с.
6. Сафохин, М.С. Горные машины и оборудование: учебник для вузов / М.С. Сафохин, Б.А. Александров, В.И. Нестеров. – М.: Недра, 1995. – 463 с.
7. Кантович, Л.И. Горные машины. Учебник для техникумов / Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов. – М.: Недра, 1989. – 304 с.
8. Солод, В.И. Горные машины и автоматизированные комплексы: Учебное пособие / В.И. Солод, В.И. Зайков, К.М. Первов. – М.: Недра, 1981. – 503 с.
9. Базер, Я.И. Проходческие комбайны / Я.И. Базер, В.И. Крутилин, Ю.Л. Соколов. – М.: Недра, 1974. – 304 с.
10. Малевич, Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / Н.А. Малевич. – М.: Недра, 1980. – 384 с.
11. Топчиев, А.В. Горные машины и комплексы / А.В. Топчиев, В.И. Ведерников, М.Т. Коленцев, А.В. Астахов, П.В. Семенча. – М.: Недра, 1971. – 560 с.
12. Маметьев, Л.Е. Тенденции формирования парка проходческих комбайнов

на шахтах Кузбасса / Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2013. – № 2. – С. 14–16.

13. Современное оборудование компании Sandvik для угольных шахт // Горная Промышленность. – 2011. – № 2 (96). – С. 36-38.

14. Клорикьян, В.Х. Горнопроходческие щиты и комплексы / В.Х. Клорикьян, В.А. Ходош. – М.: Недра, 1977. – 326 с.

15. Бреннер, В.А. Щитовые проходческие комплексы: Учебное пособие / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков. – М.: Горная книга, МГГУ, 2009. – 447 с.

16. Логунцов, В.М. Механизированные проходческие щиты / В.М. Логунцов. – М.: ВИНТИ, 1971. – 269 с.

17. Самойлов, В.П. Новейшая японская техника щитовой проходки тоннелей: Справочно-информационное издание / В.П. Самойлов, В.С. Малицкий. – М.: Имперіум Пресс, 2004. – 232 с.

18. Maidl, V. Hardrock Tunnel Boring Machines / V. Maidl, L. Schmid, W. Ritz, M. Herrenknecht. Berlin: Ernst & Sohn, 2008. – 343 p.

19. Эллер, А.Ф. Винтоповоротные проходческие агрегаты / А.Ф. Эллер, В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 192 с.

20. Аксенов, В.В. Научные основы геовинчестерной технологии проведения горных выработок и создания винтоповоротных агрегатов : автореф. ... д-ра техн. наук. – Кемерово, 2004. – 34 с.

21. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология и геоходы – наукоемкий и инновационный подход к освоению недр и формированию подземного пространства / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // Уголь. – 2009. – № 2. – С. 26–29.

22. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология и геоходы – инновационный подход к освоению подземного пространства / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // Эксперт-Техника. – 2008. – № 1. – С. 18–22.

23. Эллер, А.Ф. Разработка и испытание щитового вращающегося проходче-

ского агрегата ЭЛАНГ / А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Д. Нагорный // Совершенствование техники, технологии и организации шахтного строительства / Тез. докл. – Кемерово. – 1985. – С. 30–31.

24. Эллер, А.Ф. Использование метода линий влияния для расчета щитовых крепей агрегата типа ЭЛАНГ / А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов // Совершенствование техники, технологии и организации шахтного строительства. Тез. докл. – Кемерово. – 1985. – С. 32.

25. Горбунов, В.Ф. Разработка и шахтные испытания вращающегося проходческого агрегата ЭЛАНГ / В.Ф. Горбунов, А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов // Уголь. – 1989. – № 9. – С. 33–34.

26. Терпигорев, А.М. Классификация и терминология горных машин / А.М. Терпигорев. М.: Издательство Академии Наук СССР, 1952. – 29 с.

27. Аксенов, В.В. Исполнительные органы горнопроходческих машин / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев // Природные и интеллектуальные ресурсы Сибири. Сибресурс 2012. Материалы XIV Международной научно-практической конференции: в 2 т., Кемерово, 1–2 ноября 2012 г. – Кемерово: КузГТУ, 2012. – Т. 1. – С. 106-109.

28. Пат. 2455486 РФ : МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01). Исполнительный орган проходческого комбайна / Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.Ю. Борисов, В.В. Кузнецов, С.Г. Мухортиков; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высш. профессион. образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т.Ф. Горбачева» (КузГТУ). – № 2010141881/03 ; заявл. 12.10.2010 ; опубл. 10.07.2012, Бюл. № 19. – 14 с.

29. Хорешок, А.А. Перспективы применения дискового инструмента для коронок проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2010. – № 1. – С. 52–54.

30. Хорешок, А.А. Кинематические особенности работы дисковых инструментов на рабочих органах проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, В.В. Кузне-

цов, А.Ю. Борисов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2007. – № 4. – С. 3–5.

31. Кузнецов, В.В. Обоснование параметров и разработка исполнительного органа проходческого комбайна, оснащенного дисковым инструментом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Кузнецов Владимир Всеволодович. – Кемерово, 1992. – 16 с.

32. Герике, Б.Л. Разрушение крепких горных пород дисковым скалывающим инструментом очистных комбайнов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.11; 05.05.06 / Герике Борис Людвигович. – Кемерово, 1991. – 393 с.

33. Герике, Б.Л. Промышленная апробация рабочего органа машины для поверхностного фрезерования крепких горных пород / Б.Л. Герике, П.Б. Герике // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2005. – № 4.1. – С. 16–20.

34. Хорешок, А.А. Прогнозирование максимального объема разрушенного материала дисковым инструментом / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2011. – № 9. – С. 299–304.

35. Садовец, В. Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геологов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Садовец Владимир Юрьевич. – Кемерово, 2007. – 19 с.

36. Горбунов, В.Ф. Разработка и испытание щитового вращающегося проходческого агрегата ЭЛАНГ / В.Ф. Горбунов, А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, В.Д. Нагорный, Ю.П. Савельев // Шахтное строительство. – 1985. – № 6. – С. 8–11.

37. Садовец, В.Ю. Ножевые исполнительные органы геологов / В.Ю. Садовец, В.В. Аксенов. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2011. – 141 с.

38. United States Patent (Патент США) 5,072,992. SHIELD UNIT / Valeiy F. Gorbunov, Alexandr F. Eller, Alexandr Y. Tkachenko, Vladimir V. Axenov, Vladimir D. Nagorny. – 07/543,853 ; Data of Patent: Dec. 17, 1991. – 3 p.

39. Пат. 2066762 РФ : МКИ E21 D9/06. Проходческий щитовой агрегат / А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, Н.Б. Пушкина; патентообладатель Рос. науч.-иссл. ин-т

горноспасат. дела. – № 93027076/03 ; заявл. 11.05.1993 ; опубл. 20.09.1996, Бюл.№ 19. – 3 с.

40. Пушкина, Н.Б. Разработка методов и программных средств проектирования исполнительных органов винтоповоротных проходческих агрегатов (на примере агрегата ЭЛАНГ): автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.13.16; 05.05.06 / Пушкина Нина Борисовна. – Кемерово, 1991. – 19 с.

41. Солод, В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учеб. для вузов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. – М.: Недра, 1982. – 350 с.

42. Аксенов, В.В. Разработка требований к основным системам геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №5. – С. 3–7.

43. Аксенов, В.В. Формирование требований к основным системам геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук, В.Ю. Бегляков // Горный информационно–аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования. – 2009. – № ОВ 10. – С. 107–118.

44. Бегляков, В.Ю. Обоснование параметров поверхности взаимодействия исполнительного органа геохода с породой забоя: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Бегляков Вячеслав Юрьевич. – Кемерово, 2012. – 19 с.

45. Бегляков, В.Ю. Поверхность забоя при проходке горной выработки / В.Ю. Бегляков, В.В. Аксенов. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. – 139 с.

46. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко, П.А. Горбатов, В.А. Межаков. – Москва: Недра, 1988. – 368 с.

47. РД 12.25.137-89. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. Методические указания. – М.: Минуглепром СССР, 1989. – 51 с.



48. ОСТ 12.44.197-81. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. Методика. – М.: Минуглепром СССР, 1981. – 48 с.

49. ОСТ 12.44.258-84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика. – М.: Минуглепром СССР, 1984. — 107 с.

50. Барон, Л.И. Контактная прочность горных пород / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман. – М.: Недра, 1966. – 228 с.

51. Глатман, Л.Б. О контактной прочности горных пород / Л.Б. Глатман // Научные сообщения / Ин-т горного дела им. А.А. Скочинского. М.: Госгортехиздат, 1963. – № 21. – С. 117–124.

52. Аксенов, В.В. Обзор и анализ методик определения параметров резцовых исполнительных органов / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Сборник трудов XVI Международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности». – Кемерово, 2014. – С. 92–94.

53. Габов, В.В. Классификация способов отделения угля от массива выемочными модулями / В.В. Габов, В.Ф. Тужиков, Д.А. Задков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2003. – № 6. – С. 147–149.

54. Леванковский, И.А. Научные основы создания высокоэффективных инструментов для разрушения горных пород и породосодержащих композитов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Леванковский Игорь Анатольевич. – М., 2000. – 35 с.

55. Соколова, Е.К. Теории прочности и критерии разрушения / Е.К. Соколова, А.А. Хорешок, Б.Л. Герике, П.Б. Герике, В.В. Аксенов. – Томск: НИ ТПУ, 2013. – 67с.

56. Хорешок, А.А. Образование крупных элементов и энергоемкость при разрушении угля дисковой шарошкой / А.А. Хорешок, Е.В. Прейс // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2000. – № 6. – С. 81–83.

57. Нестеров, В.И. Механика разрушения горных пород дисковым инструментом / В.И. Нестеров, Ю.Г. Полкунов, Б.Л. Герике, Ю.А. Лямин, С.П. Кольцов. – Кемерово: КузГТУ, 2001. – 159 с.

58. Давыдов, Б.Л. Расчет и конструирование угледобывающих машин / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов. – М.: Госгортехиздат, 1963. – 590 с.

59. Ларичев, О.И. Теория и методы принятия решений, а также Хроника событий в Волшебных странах: Учебник / О.И. Ларичев. – М.: Логос, 2000. – 296 с.

60. Sun X. Multiple criteria decision analysis techniques in aircraft design and evaluation processes: Diss. ... Dr.-Ing. / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Institut für Lufttransportsysteme, Hamburg. – Köln: DLR, Bibliotheks- und Informationswesen, 2013. – 181 p.

61. Петровский, А.Б. Теория принятия решений / А.Б. Петровский. – М.: Издательский центр «Академия», 2009. – 400 с.

62. Tzeng, G.-H. Multiple Attribute Decision Making: Methods and Applications / G.-H. Tzeng, J.-J. Huang. – Boca Raton, FL: Chapman and Hall/CRC, 2011. – 349 p.

63. Zopounidis, C. Handbook of Multicriteria Analysis: T. 103: Applied Optimization / C. Zopounidis, P.M. Pardalos. – Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. – 480 с.

64. Ананьев, К.А. Требования к исполнительным органам геоходов / К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков, В.Ю. Садовец // Сборник материалов VI Всероссийской, 59-й научно-практической конференции с международным участием «Россия молодая», 22-25 апр. 2014 г., Кемерово [Электронный ресурс] / ФГБОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева». – Кемерово, 2014. URL: <http://science.kuzstu.ru/wp-content/Events/Conference/RM/2014/materials/pdf1/GI/GMIK/ананьев/index.html> (дата обращения: 03.03.2016).

65. Жабин, А.Б. Управление направленным движением проходческого щита и устройства контроля его положением / А.Б. Жабин, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков, В.В. Антипов // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 2. – С. 2-7.

66. Аксенов, В.В. Использование параметров поверхности взаимодействия

исполнительного органа геолода с породой забоя для формирования исходных данных к проектированию разрушающего модуля / В.В. Аксенов, К.А. Ананьев, В.Ю. Бегляков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – № 062. – С. 56–62.

67. Аксенов, В.В. Разработка схемных решений исполнительных органов геолодов / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2014. – № 3. – С. 73–76.

68. Ананьев, К.А. Выбор принципиальной компоновочной схемы барабанных исполнительных органов разрушения забоя для геолодов / К.А. Ананьев, В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Н. Ермаков // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2014. — № 11. — С. 141–143.

69. Семенченко, А.К. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня / А.К. Семенченко, О.Е. Шабаев, Д.А. Семенченко, Н.В. Хиценко // Горная техника. Каталог-справочник. – СПб: ООО «Славутич». – 2005. – С. 60–69.

70. Ананьев К.А. Варианты создания уширений горной выработки барабанными исполнительными органами геолодов / К.А. Ананьев, К.А. Жигулина, А.Н. Ермаков // Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии: сборник докладов международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов. – Рудный: Рудненский индустриальный институт, 2015. – С. 102–105.

71. ГОСТ 15467-79. Управление качеством продукции. Основные понятия. Термины и определения. – Введ. 1979-07-01. – М.: Стандартиформ, 2009. – 22 с.

72. Скорняков, Н.М. Теоретические основы проектирования станков вращательного бурения нового технического уровня для угольных шахт: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Скорняков Николай Михайлович. – Кемерово, 1992. – 33с.

73. Ананьев, К.А. Определение технического уровня гидрофицированного бурового станка / К.А. Ананьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 5. – С. 53–56.

74. Зыков, П.А. Повышение технического уровня карьерных одноковшовых гидравлических экскаваторов на стадии проектирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Зыков Петр Анатольевич. – Кемерово, 2013. – 19 с.

75. Басманов, С.В. Оптимизация параметров карьерных автосамосвалов для повышения их технического уровня: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Басманов Сергей Владимирович. – Кемерово, 2012. – 19 с.

76. Воронов, Ю.Е. Методология проектирования станков вращательного бурения нового технического уровня для разрезов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.06 / Воронов Юрий Евгеньевич. – Кемерово, 1996. – 32 с.

77. Хазанович, Г.Ш. К вопросу об оценке эффективности горнопроходческих систем / Г.Ш. Хазанович, Э.Ю. Воронова // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 7. – С. 15–22.

78. Барон, Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Научно-методические основы. Разрушение резцовым инструментом. Том I. / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, Е.К. Губенков. – М.: Наука, 1968. – 216 с.

79. Барон, Л.И. Абразивность горных пород при добычании / Л.И. Барон, А.В. Кузнецов. – М.: Изд-во Академии наук СССР, 1961. – 182 с.

80. Sundae, L.S. In situ comparison of radial and point-attack bits / L.S. Sundae, T.A. Myren // US Department of the Interior, Bureau of Mines. – 1987. – 15 p.

81. Аксенов, В.В. Схема и порядок определения параметров корончатых исполнительных органов геологов / В.В. Аксенов, К.А. Ананьев, А.А. Хорешок, А.Н. Ермаков // Перспективы инновационного развития угольных регионов России: Сборник трудов IV Международной научно-практической конференции, Прокопьевск, 4-5 марта 2014. – Прокопьевск: изд-во филиала КузГТУ в г. Прокопьевске, 2014. — С. 258–261.

82. Крапивин, М.Г. Горные инструменты / М.Г. Крапивин, И.Я. Раков, Н.И. Сысоев. – М.: Недра, 1990. – 256 с.

83. Резание угля / А.И. Берон, А.С. Казанский, Б.М. Лейбов, Е.З. Позин. Под ред. А.И. Берона. – М: Госгортехиздат, 1962. – 439 с.

84. Докукин, А.В. Выбор параметров выемочных машин: Научно-методические основы / А.В. Докукин, Фролов А.Г., Позин Е.З. – М: Наука, 1976. –143 с.

85. Ананьев, К.А. Определение зависимости между массовыми характеристиками приводов исполнительных органов геогодов и крутящим моментом на резание породы / К.А. Ананьев, И.А. Карепов // Оценка эффективности использования механизмов государственного регулирования, направленных на комплексное развитие моногородов Казахстана, России и Белоруссии: сборник докладов международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов. – Рудный: Рудненский индустриальный институт, 2015. – С. 99–101.

86. Аксенов, В.В. Уравнение движения рабочего инструмента исполнительного органа геогода / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Н. Ермаков, К.А. Ананьев // Актуальные проблемы современного машиностроения: сборник трудов Международной научно-практической конференции, Юрга, 11-12 декабря 2014. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – С. 180–184.

87. Шабаев, О. Е. Формирование усилий резания на резцах исполнительного органа проходческого комбайна с учетом их затупления [Электронный ресурс] / О.Е. Шабаев, Н.В. Хиценко, И.И. Бридун // Прогресивні технології і системи машинобудування. – 2014. – № 2. – С. 177-183. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptsm\\_2014\\_2\\_24](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptsm_2014_2_24) (дата обращения: 03.03.2016).

88. Перешивкин, А.К. Монтаж систем внешнего водоснабжения и канализации. Справочник монтажника / А.К. Перешивкин, А.А. Александров, Н.Я. Далматова и др. – М.: Стройиздат, 1978. – 576 с.

89. Создание нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геогодов: Научно-технический отчет (промежуточ.) / ЮТИ ТПУ; Рук. В. В. Аксенов. № госрегистрации 01201374690. – Юрга, 2013. – 508 с.: ил.

90. Ананьев, К.А. Определение зависимости геометрических параметров барабанов разрушения забоя от угла их установки на геогоде / К.А. Ананьев, В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Н. Ермаков // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2014. – № 2. – С. 3–5.

91. Барон, Л. И. Горное дело. Терминологический словарь. 3-е изд., перераб.

- и доп. / Л. И. Барон, Г. П. Демидюк, Г. Д. Лидии и др. – М.: Недра, 1981. – 479 с.
92. Нестеров, В.И. Определение точки входа резца барабанного исполнительного органа геолода в контакт с породой / В.И. Нестеров, К.А. Ананьев // Горное оборудование и электромеханика. – 2015. – № 7. – С. 45–48.
93. Бермант, А.Ф. Краткий курс математического анализа для вузов / А.Ф. Бермант. – М.: Физматгиз, 1961. – 663 с.
94. Аксенов, В.В. Определение силовых и кинематических параметров исполнительных органов геолода методом имитационного моделирования / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, К.А. Ананьев, А.Н. Ермаков // Вестник кузбасского государственного технического университета. – 2016. – № 1. – С. 25-30.
95. Liu, S. Method to determine installing angle of conical point attack pick / S. Liu, X. Cui, C. Du, L. Fu // Journal of Central South University of Technology. – 2011. – Vol. 18, № 6. – P. 1994–2000.
96. Талеров, М.П. Повышение эффективности применения поворотных резцов проходческих комбайнов выбором рациональных геометрических параметров инструмента: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Талеров Михаил Павлович. – СПб, 2012. – 21 с.
97. Прокопенко, С.А. Универсальный резец многоразового применения на шахтных комбайнах / С.А. Прокопенко // Уголь. – 2012. – № 1. – С. 18–20.
98. Барон, Л.И. Коэффициенты крепости горных пород / Л.И. Барон. – М.: Наука, 1972. – 176 с.
99. РД.12.44.113-87. Методические указания. Система показателей продукции. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Определение показателей. – М.: МУП СССР, 1987. – 24 с.
100. Begljakov, V.Y. Parameters of Force Interaction of Elements the Wave Transmission with Intermediate Rolling Bodies in Geokhd's Transmission / V.Y. Begljakov, V.Y. Timofeev, M.V. Dokhnenko // Applied Mechanics and Materials. – 2014. – Vol. 682. – P. 282-287.
101. Блащук, М.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геолода с гидроприводом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Блащук Михаил Юрьевич. –

Кемерово, 2012. – 19 с.

102. Аксенов, В.В. Разработка математической модели взаимодействия геолога с геосредой // В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Горное машиностроение. – 2011. – ОВ № 2. – С. 79-91.

103. Тимофеев, В.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геолога с волновой передачей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Тимофеев Вадим Юрьевич. – Кемерово, 2012. – 19 с.

104. Аксенов, В.В. Специфика геолога как предмета производства / В.В. Аксенов, А.В. Вальтер // Научное обозрение. – 2014. – Т. 8. – № 3. — С. 945–949.

105. Аксенов, В.В. Обеспечение геометрической точности оболочки при сборке секций геолога / В.В. Аксенов, А.В. Вальтер, В.Ю. Бегляков // Обработка металлов. – 2014. – № 4. – С. 19–28.

106. Чернухин, Р.В. Обоснование параметров насосной станции энергосиловой установки геолога: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Чернухин Роман Владимирович. – Кемерово, 2014. – 19 с.

107. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости разработки энергосиловой установки для гидропривода геолога / Аксенов В.В., Блащук М.Ю., Чернухин Р.В. // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – №. ОВ7. – С. 275-281.

108. Скорняков, Н.М. Проектирование и расчет объемной гидропередачи: учеб. пособие / Н.М. Скорняков, В. В. Кузнецов, К. А. Ананьев. – Кемерово: КузГТУ, 2010. – 104 с.

109. Жигулина, К.А. Варианты выхода барабанных исполнительных органов геолога за контур выработки // Сборник материалов VII Всероссийской, научно-практической конференции с международным участием «Россия молодая», 21-24 апр. 2015 г., Кемерово [Электронный ресурс] / ФГБОУ ВПО «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т.Ф. Горбачева». – Кемерово, 2015. URL: <http://science.kuzstu.ru/wp-content/Events/Conference/RM/2015/RM15/pages/Articles/GI/8/1.pdf> (дата обращения 08.02.2016).

110. Пат. 2422634 РФ : МПК Е 21 С 27/24, Е 21 С 25/06. Раздвижной фрезерный барабан для бурильной машины / Лебег Морис К.; патентообладатель САНДВИК ИНТЕЛЕКЧУАЛ ПРОПЕРТИ АБ (SE). – № 2009136575/03; заявл. 27.04.2007 ; опубл. 27.06.2011, Бюл. № 18. – 58 с.





Ministry of Education and Science of the Russian Federation  
Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education «National Research Tomsk Polytechnic University» (TPU)  
Yurga Institute of Technology (affiliate) Federal State Autonomous Educational Institution of Higher Education  
«National Research Tomsk Polytechnic University» (YurIT TPU)  
26, Leningradskaya street, Yurga, 652055, Russia  
Tel. +7-38451-77767,  
Fax +7-38451-77767, e-mail: yitru@tpu.ru, uti.tpu.ru  
OKPO (National Classification of Enterprises and Organizations):  
27631421  
Company Number: 1027000890168  
VAT/KPP (Code of Reason for Registration)  
7018007264/423002001, BIC 043207001

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет» (ТПУ)  
Организский геологический институт (филиал) федерального государственного  
автономного образовательного учреждения высшего образования  
«Национальный исследовательский  
Томский политехнический университет» (ОГПИ ТПУ)  
Ленинградская, ул., д.26, г. Юрга, 652055, Россия  
тел.: +7-38451-77767,  
факс: +7-38451-77767, e-mail: yitru@tpu.ru, uti.tpu.ru  
ОКПО 27631421, ОГРН 1027000890168  
ИНН/КПП 7018007264/423002001, БИК 043207001

09.03.2016 г. № 02-09-130  
на № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_

### СПРАВКА

о внедрении результатов кандидатской диссертационной работы  
**Ананьева Кирилла Алексеевича**

Настоящей справкой подтверждается, что результаты диссертационной работы Ананьева Кирилла Алексеевича «Создание исполнительного органа геохода для разрушения пород средней крепости» использованы при разработке исполнительного органа опытного образца геохода диаметром 3,2 м в рамках реализации комплексного проекта «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геоходов» (договор №.02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.).

Руководитель проекта,  
д.т.н., профессор



В.В. Аксенов