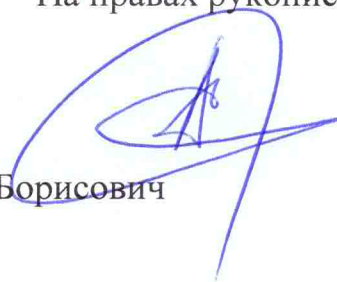


Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
Национальный исследовательский
Томский политехнический университет

На правах рукописи

Ефременков Андрей Борисович



РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ГЕОХОДА

Специальность 05.05.06 – Горные машины

Диссертация
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор технических наук
Аксенов Владимир Валерьевич

Юрга – 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 Горнопроходческие системы	13
1.1 Объёмы подземного строительства	13
1.2 Существующие горнопроходческие системы (ГПС)	17
1.2.1 Проходческие комбайны	17
1.2.2 Проходческие щиты	23
1.3 Винтоповоротные проходческие агрегаты	26
1.4 Исполнительные органы геогодов	34
1.5 Решение задач контактного взаимодействия	38
1.5.1 Метод конечных элементов	39
1.5.2 Применение вычислительной техники для реализации МКЭ	41
1.6 Трансмиссии горных машин и ВПА	43
1.6.1 Трансмиссии проходческих комбайнов и проходческих щитов	43
1.6.2 Трансмиссии винтоповоротных проходческих агрегатов	48
1.7 Выводы	49
2 Разработка требований к геогодам и определение необходимых силовых параметров	51
2.1 Общий подход	51
2.2 Особенности работы геогодов	54
2.3 Требования, предъявляемые к геогодам	56
2.4 Состав геогода	59
2.4.1 Синтез конструктивных и компоновочных решений геогодов	60
2.4.2 Сравнение компоновочных схем геогода	63
2.4.3 Выбор приемлемых вариантов	71
2.5 Определение необходимых силовых параметров трансмиссии двухсекционного геогода при непрерывном перемещении	72
2.6 Выводы	79
3 Динамические процессы и нагрузки, формирующиеся в рабочих режимах геогода	81
3.1 Выбор основных моделей распределения геометрических параметров геогода и выработки	81
3.2 Модель распределения номинального зазора между геогодом и выработкой	94
3.3 Распределение эксплуатационного размера выработки	99
3.4 Оценивание величины зазора, формирующегося при эксплуатации	103
3.5 Исследование закономерностей циклоидального движения геогода в выработке	110
3.6 Принцип моделирования автоколебаний корпуса геогода	119
3.7 Выводы	122
4 Ножевой исполнительный орган геогода	124
4.1 Синтез конструктивных решений ножевого исполнительного органа геогода	124
4.2 Определение параметров ножевого исполнительного органа	130
4.2.1 Геометрические параметры	130
4.2.2 Определение параметров резания радиальными ножами	134
4.2.3 Определение сил резания ножевым исполнительным органом с зубьями	137

4.2.4	Порядок расчета ножевого исполнительного органа с учетом нагрузок, действующих на него	142
4.2.5	Влияние основных факторов на силовые параметры ножевого исполнительного органа	144
4.3	Выводы	151
5	Управление напряженно-деформированным состояние породы забоя	153
5.1	Моделирование процесса взаимодействия исполнительного органа геолохода с породой	153
5.1.1	Влияние суммарного воздействия ИО на НДС породы в локальной зоне действия резца	153
5.1.2	Обоснование применения распределенной нагрузки при моделировании суммарного воздействия исполнительного органа на породу	158
5.1.3	Обоснование величин нагрузок при моделировании процесса взаимодействия ИО с породой	162
5.1.4	Обоснование размеров модели	165
5.1.5	Обоснование размеров конечных элементов	168
5.2	Влияние геометрических параметров поверхности взаимодействия на напряженно-деформированное состояние (НДС) забоя	171
5.2.1	Влияние уступа на НДС забоя	171
5.2.2	Влияние формы уступа на НДС породы	176
5.2.2.1	Влияние наклона поверхности взаимодействия на НДС породы	178
5.2.2.2	Влияние степени охвата инструмента уступом на НДС породы	184
5.2.2.3	Влияние геометрических пропорций уступа на НДС породы забоя	190
5.3	Обоснование формы образующей забоя	197
5.3.1	Понятие образующей забоя	197
5.3.2	Влияние угла наклона образующей на НДС в породе забоя	198
5.3.3	Выбор направления кривизны образующей забоя	201
5.4	Рациональная форма поверхности забоя	203
5.5	Выводы	204
6	Трансмиссия геолохода с гидроприводом	207
6.1	Схемные решения трансмиссии геолохода с гидроприводом	207
6.1.1	Возможные варианты схемных решений трансмиссии геолохода	207
6.1.2	Разработка схемных решений трансмиссии с гидроцилиндрами	213
6.2	Силовые, кинематические и конструктивные параметры трансмиссии геолохода с гидроприводом	228
6.2.1	Принципы работы многофазных схем трансмиссии с гидроцилиндрами	228
6.2.2	Силовые параметры трансмиссии с гидроцилиндрами	230
6.2.2.1	Момент, развиваемый одним гидроцилиндром	230
6.2.2.2	Момент, развиваемый группой гидроцилиндров в одинаковых фазах выдвигания	233
6.2.2.3	Момент, развиваемый гидроцилиндрами в многофазных схемах	234
6.2.2.4	Неравномерность развиваемого вращающего момента	235
6.2.3	Кинематические параметры трансмиссии геолохода с гидроприводом	237
6.2.3.1	Угол поворота секции за рабочий ход гидроцилиндра	237
6.2.3.2	Определение угловой скорости вращения головной секции	238
6.2.3.3	Определение неравномерности вращения головной секции	241
6.2.4	Конструктивные параметры трансмиссии геолохода с гидроприводом	243
6.2.4.1	Габарит свободного пространства внутри геолохода	243

6.2.4.2	Конструктивные параметры размещения гидроцилиндров внутри секций	244
6.3	Определение влияния особенностей трансмиссии и параметров геохода на основные параметры трансмиссии	249
6.3.1	Методика определения основных параметров трансмиссии	249
6.3.1.1	Исходные данные ($M_{BP,TP}, n_{TP}, D_{ГС}$)	249
6.3.1.2	Основные параметры гидроцилиндров трансмиссии ($D_{П}, d_{ШТ}, L_{P,max}, L_P, L_X, p$)	249
6.3.1.3	Определение вращающего момента трансмиссии M_{BP}	250
6.3.1.4	Определение коэффициентов неравномерности – Δ_M, δ_ω и габарита свободного внутреннего пространства – $R_{ГАБ}$	251
6.3.1.5	Определение расхода рабочей жидкости Q_Σ	251
6.3.2	Влияние на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента и коэффициента неравномерности её конструктивных параметров и количества гидроцилиндров	252
6.3.3	Влияние размеров геохода на конструктивные параметры трансмиссии	256
6.4	Выводы	261
7	Создание опытного образца геохода и использование результатов научного исследования	263
7.1	Исходные данные для создания опытного образца	263
7.2	Создание систем и узлов опытного образца геохода	268
7.2.1	Проектирование корпуса геохода	268
7.2.1.1	Исходные данные к проектированию корпуса геохода	268
7.2.1.2	Исходные данные к прочностному расчету варианта корпуса геохода, принятого к дальнейшему рассмотрению	269
7.2.2	Исследование компьютерных моделей	272
7.2.3	Определение параметров гидроцилиндров трансмиссии геохода	273
7.2.3.1	Определение параметров храпового венца	275
7.2.3.2	Выводы по расчетам варианта трансмиссии	276
7.2.4	Определение параметров энергосиловой установки опытного образца геохода	277
7.2.4.1	Расчёт насосной станции ФЮРА 612322.401.0.11.10.000	277
7.2.4.2	Расчёт насосной станции ФЮРА 612322.401.0.11.15.000	278
7.2.5	Принятые технические решения систем опытного образца геохода	279
7.3	Объемы выполненных НИОКТР	279
7.4	Изготовление систем и узлов опытного образца геохода	280
7.5	Выводы	285
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	287
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	293
	ПРИЛОЖЕНИЯ	312

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В последнее годы объемы освоения подземного пространства, странами международного сообщества, включая Российскую Федерацию, имеют тенденцию к постоянному увеличению. Сооружение капитальных подземных выработок горнодобывающих предприятий, магистралей и тоннелей метро – дорогостоящий процесс.

Традиционное представление проходки выработки, как процесса образования полости в массиве горных пород, всегда определяло и до сих пор определяет направления совершенствования геотехнологий строительства подземных сооружений и, соответственно, создания проходческого оборудования для освоения подземного пространства. В то же время, известные технологии проведения горных выработок, развиваясь по пути увеличения мощности и металлоемкости оборудования, практически исчерпали свои возможности в увеличении производительности, обеспечении безопасности работ и расширения области применения.

Дальнейшее развитие работ в области геотехнологий и геотехники может идти по двум направлениям: первое, – модернизация существующего горношахтного оборудования и его совершенствование путем создания систем нового технического уровня и второе, – поиск и создание принципиально нового, альтернативного инструментария (технологий и геотехники) для освоения недр и формирования подземного пространства.

Зарубежные фирмы ведут активный поиск по созданию новых технологий проведения горных выработок и формирования подземного пространства, а также созданию геотехники, способной проходить подземные выработки в любом направлении и создавать достаточное напорное усилие на исполнительном органе для разрушения горных пород.

Разработка новых технологий проходки горных выработок является одним из приоритетных критически важным для государства направлений развития науки и техники Российской Федерации.

В поисках путей совершенствования геотехнологий проведения горных выработок в ИУУ СО РАН ныне (ФИЦ УУХ СО РАН) и НИ ТПУ были рассмотрены альтернативные подходы и решения, используемые, в частности, в самолетостроении и кораблестроении. Как известно, в этих областях используются результаты исследований, в основу которых положен процесс изучения движения твердого тела соответственно в воздушной и водной средах.

В настоящее время ведутся работы по созданию опытных образцов нового класса горнопроходческих машин – геоходов, в основу которых положен принцип использования геосреды для создания силы тяги и напорных усилий у проходческого агрегата. Отсутствие научных основ создания систем нового класса горных машин, не только сдерживает процесс разработки опытных образцов геоходов, но и является **актуальной научной проблемой** в области горного машиностроения и проведения подземных выработок различного назначения и пространственного расположения.

Степень разработанности

Проблемами создания нового вида горнопроходческой техники – винтоповоротных проходческих агрегатов (ВПА) занимались Эллер А.Ф., Аксенов В.В., Нагорный В.Д., Горбунов В.Ф. При создании концептуальной модели ВПА за основу был применен принцип совмещения основных функциональных элементов для комплексной механизации проведения выработок, сформулированный на основе функционально-структурной систематизации подземных проходческих машин. Однако, в этих работах не проводились исследования по разработке систем геохода и лишь частично затрагивались вопросы взаимодействия ВПА с геосредой.

Целью работы является разработка научных основ создания систем геохода как базового средства комплексной механизации проведения горных выработок и строительства подземных сооружений.

Основная идея работы состоит в том, что вовлечение в технологический процесс проведения горных выработок приконтурной части массива горных пород в качестве опорного звена проходческого агрегата приводит к совмещению

основных операций во времени, и обеспечивает взаимное соответствие силовых параметров важнейших частей оборудования.

Задачи исследований:

1. Сформировать подход по созданию геогодов и разработать математическую модель взаимодействия геогода с геосредой.
2. Разработать модель и исследовать закономерности движения геогода в выработке.
3. Разработать модель взаимодействия ножевого исполнительного органа с геосредой и исследовать влияние различных факторов на его силовые параметры.
4. Обосновать параметры поверхности взаимодействия исполнительного органа геогода с породой забоя.
5. Разработать схемные решения трансмиссии геогода и математическую модель взаимодействия её элементов.
6. Разработать схемные и конструктивные решения, обосновать параметры опытного образца геогода диаметром 3,2 метра.

Методология, примененная при подготовке настоящей научно-квалификационной работы, заключалась в использовании принципов, приемов и подходах Советской и Российской научной школы горного машиностроения, определивших использование следующего комплекса методов исследований:

- анализ и научное обобщение опыта разработки горнопроходческого оборудования с элементами системного анализа сложных, многофункциональных объектов;
- методы теории механического разрушения горных пород и теории резания грунтов;
- методы геомеханики при обосновании моделей внешних воздействий на рабочих элементах геогода, непосредственно во время его работы в различных условиях проведения выработки;
- методы строительной механики, машиноведения и динамики машин в расчетах конструктивных и прочностных параметров элементов системы геогода;
- экспериментальные методы исследования и анализ полученных результатов.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

1. Использование приконтурной части массива горных пород в качестве базового (замыкающего) звена создает взаимную обусловленность режимных, силовых и прочностных параметров различных рабочих органов геолохода. Математическая модель взаимодействия геолохода с геосредой, учитывающая особенности функционально-компоновочной схемы геолохода, параметры геосреды и горнотехнические факторы проведения выработки, позволяет определять основные силовые параметры.

2. Согласно модели изменения радиуса выработки и в зависимости от радиуса оболочки находящегося в ней геолохода, а также нарушений его цилиндричности, заклинивание геолохода и появление «отрицательной» величины зазора маловероятно, а для деформированной оболочки геолохода вероятность еще меньше.

3. Модель взаимодействия ножевого исполнительного геолохода с геосредой, учитывающая функционально-компоновочную схему геолохода, параметры геолохода и геосреды, позволяет определять силовые и геометрические параметры различных конструктивных решений ножевых исполнительных органов геолохода. Геометрические параметры ножевого исполнительного органа геолохода определяются геликоидной формой поверхности забоя, параметры которой зависят от параметров внешнего движителя и диаметра геолохода, и являются различными для каждого размера геолохода.

4. Значения главных напряжений в породе в точке забоя геолохода зависят от отношения радиальной координаты точки к шагу винтовой линии движителя, причем зависимость НДС от расстояния до оси выработки в центральной области забоя проявляется сильнее, чем в периферийной области, а размер центральной области зависит от шага движителя геолохода.

5. Полученные в результате математического моделирования значения фоновых напряжений, создаваемых суммарным воздействием ИО на породу забоя при их смещении в сторону растяжения, создают предпосылки к снижению удельной энергоёмкости процесса разрушения породы и снижению требований к мощности привода ИО. Применение распределенных нагрузок, эквивалентных суммарному

действию от отдельных резцов, обеспечивает достоверность определения значений фоновых напряжений.

6. Рациональная форма образующей забоя обеспечивает контролируемое смещение главных напряжений в породе забоя, причем увеличение угла между образующей забоя и фронтальной плоскостью выработки приводит к смещению напряжений в сторону растяжения, а влияние угла наклона образующей в центральной области забоя проявляется сильнее, чем в периферийной области. Формирование забоя, выступающего внутрь выработки, является предпочтительным.

7. В схемах трансмиссии с гидроприводом непрерывность вращения головной секции обеспечивается работой гидроцилиндров в многофазных схемах, при этом количество гидроцилиндров, совершающих рабочий ход должно быть равно или больше количества гидроцилиндров, совершающих обратный ход, а число групп гидроцилиндров в многофазных схемах должно быть кратно общему количеству гидроцилиндров в трансмиссии.

Достоверность и обоснованность научных положений, выводов и рекомендаций обеспечиваются:

- использованием обширного опыта и апробированных результатов создания технологий и оборудования проходки горных выработок;
- привлечением фундаментальных моделей геомеханики для выбора исходных условий, допущений и расчетных схем;
- применением строгих методов математики и механики при исследованиях и расчетах;
- использованием корректных теоретических положений строительной механики, сопротивления материалов, машиноведения и динамики машин, а также теории разрушения горных пород и резания грунтов.

Достоверность подтверждается положительными результатами предварительных испытаний базовых систем геохода модели 401, выполненных в рамках договора, заключенного на условиях открытого конкурса Министерства образования и науки РФ по реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного

производства, выполняемого в соответствии с Постановлением Правительства РФ № 218.

Научная новизна работы:

- разработан новый подхода к созданию проходческой техники, вовлекающей геосреду в процесс её движения;
- разработана математическая модель взаимодействия геохода с геосредой, учитывающая особенности функционально-компоновочной схемы геохода, параметры геосреды и горнотехнические факторы проведения выработки;
- разработана модель взаимодействия ножевого исполнительного органа с геосредой и установлено влияние различных факторов на его силовые и конструктивные параметры;
- разработана рациональная форма образующей забоя, обеспечивающая контролируемое смещение главных напряжений в породе забоя в сторону растяжения;
- установлено условие непрерывности вращения головной секции геохода при использовании гидроцилиндров перемещения.

Практическое значение работы. Результаты работы позволяют:

- производить проектирование систем геоходов для различных горнотехнических условий и типоразмеров машин;
- создавать новые рабочие программы для обучения студентов по направлению подготовки, связанного с проектированием горных машин;
- научным и проектным организациям разрабатывать новые технологии строительства подземных выработок;
- промышленным предприятиям, занимающимся выпуском горнопроходческой техники, значительно расширить номенклатуру выпускаемых изделий.

Личный вклад автора состоит в:

- формировании нового подхода к созданию проходческой техники, вовлекающий геосреду в процесс движения машины, разработке математической модели взаимодействия геохода с геосредой;

- разработке модели движения геолода в выработке, исследовании закономерностей, возникающих в процессе проведения горных выработок с использованием геолода;

- разработке модели взаимодействия ножевого исполнительного органа с геосредой, исследовании влияния различных факторов на силовые параметры исполнительного органа геолода;

- установлении рациональной формы образующей забоя, обеспечивающей контролируемое смещение главных напряжений в породе забоя в сторону растяжения;

- разработке схемных решений трансмиссии геолода и математической модели взаимодействия её элементов;

- разработке схемных и конструктивных решений, обосновании параметров опытного образца геолода модели 401 диаметром 3,2 метра.

Реализация результатов работы.

Полученные результаты работы были использованы при разработке и изготовлении опытного образца геолода диаметром 3,2 метра на предприятии ОАО «КОРМЗ» (город Кемерово). Разработка и изготовление выполнены в рамках комплексного проекта «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геолодов» (договор № 02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.).

Апробация работы. Основное содержание работы, а также отдельные её положения докладывались и обсуждались на международных научных конференциях в Национальном горном университете (Украина, г. Днепропетровск 2008–2012 гг.); Донецком национальном техническом университете (2009 г.); Ляонинском техническом Университете (Китай, г. Шеньян, 2009 г.); международной научно-практической конференции «Перспективы развития Восточного Донбасса» (г. Новочеркасск, 2008 г.); международной школе-семинаре для магистров, аспирантов и молодых ученых посвященной памяти профессора Хорста Герольда, (Казахстан, г. Усть-Каменогорск 2009 г.); международном форуме по стратегическим технологиям (IFOST Китай, г. Харбин 2011 г., г. Томск 2012 г.); международной

научно-практической конференции «Рудник будущего: проекты, технологии, оборудование» (г. Пермь, 2012 г.); международной научно-практической конференции «Энергетическая безопасность России» (2010 г.); на научных конференциях КузГТУ (г. Кемерово, 2009–2012 гг.), международных научно-практических конференциях «Перспективы инновационного развития угольных регионов России», (г. Прокопьевск, 2014–2016 гг.); на международных научно-практических конференциях «Инновационные технологии и экономика в машиностроении» (г. Юрга, 2008–2015 гг.); международных научных симпозиумах «Неделя горняка» (г. Москва, 2007–2016 гг.).

Результаты работы экспонировались на выставках и получили награды: «Большая золотая медаль» Международной выставки «Masheх Siberia/Машекс Сибирь 2014» (г. Новосибирск, 2014 г.); диплом I степени конкурса лучший инновационный проект и лучшая научно-техническая разработка года (г. Санкт–Петербург, 2014 г.); дипломом X Международного салона «Комплексная безопасность 2015», (г. Москва, 2015 г., ВВЦ); диплом Международного конкурса Национальная безопасность 2015; диплом к медали «Гарантия качества и безопасности» (г. Москва, 2015 г.); диплом Международного военно-технического форума «Армия 2015» (г. Москва, 2015 г.); диплом IX Международного салона «Комплексная безопасность – 2016» (г. Москва, 2016 г.).

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 74 научных изданиях, включая 3 патента на изобретение, в том числе 42 статья – в изданиях, рекомендованных ВАК, 2 статья в изданиях, входящих в международные реферативные базы данных и системы цитирования.

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, 7 глав, заключения, изложенных на 314 страницах машинописного текста, и содержит 208 рисунков, 39 таблиц, список литературы из 157 наименований и 3 приложений на 3 страницах.

1 ГОРНОПРОХОДЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

1.1 Объёмы подземного строительства

Интенсивность освоения подземного пространства странами мирового сообщества, включая Россию, постоянно увеличивается (таблица 1.1). Это связано, в том числе с развитием новых технологий строительства подземного пространства, а также с вызовами, стоящими перед человечеством в связи с развитием городских агломераций, а особенно с развитием транспортных коммуникаций.

Таблица 1.1 – Анализ и прогноз основного объёма рынка строительства подземных сооружений в России, млрд. руб. (на основе данных Агентства «MegaResearch»)

Объекты подземного строительства	2012 г.	2014 г.	2016 г.	Прогноз на 2018 г.	Прогноз на 2020 г.
Тоннели метрополитена	210,0	364,0	428	600	1000
Угольные шахты	246,3	266,5	274	300	305
Рудники твёрдых пород (включая калийные соли)	335,1	362,6	373	400	415
Всего	791,4	993,1	1075	1300	1720

Кроме того применение новых технологий подземного строительства неизбежно приведет к значительному росту слаборазвитых сегментов международного и российского рынка строительства подземных сооружений (таблица 1.2).

Таблица 1.2. – Сегменты рынка строительства подземных сооружений в России, млрд. руб.

Объекты подземного строительства	2012 г.	2013 г.	2014 г.	2015 г.
Автомобильные тоннели	0,5	0,4	0,4	0,3
Ж/д тоннели	12,0	12,6	19,2	20,4
Технические тоннели (трубно-кабельные коллекторы, трубопроводы, тоннели коммунального назначения)	4,3	5,7	6,2	6,9
Туннели ГЭС (гидротехнические)	-	-	-	-
Прочие объекты	0,6	0,7	0,8	0,9
Всего	17,4	19,2	26,6	28,5

Так протяженность линий метро в городах России на текущий момент составляет 475,5 км (рисунке 1.1), а в ближайшие 15 лет в городах России планируется проложить около 160 км линий метро. На рисунке 1.2 показаны города, в которых планируется продолжение строительства существующих веток метрополитена, а также города, в которых планируется строительство метро (Челябинск, Уфа, Красноярск, Пермь, Ростов-на-Дону, Сочи, Омск).

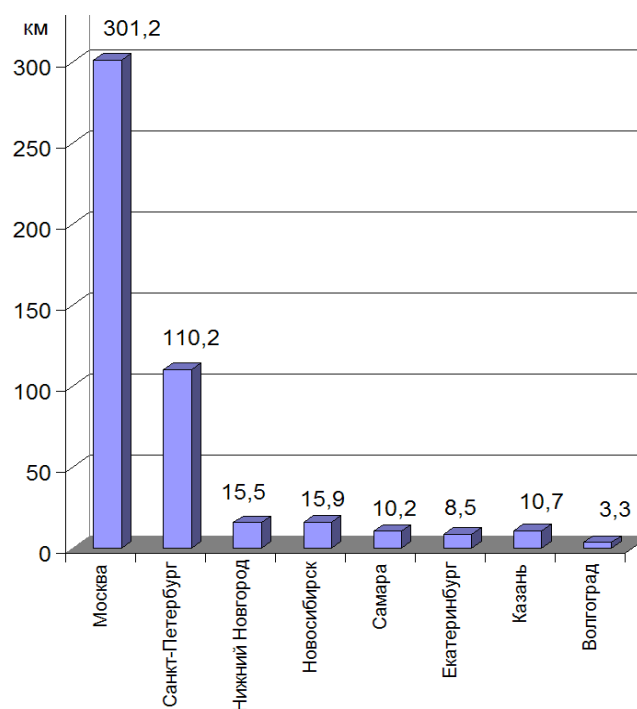


Рисунок 1.1 – Протяженность линий метрополитена в Российской Федерации

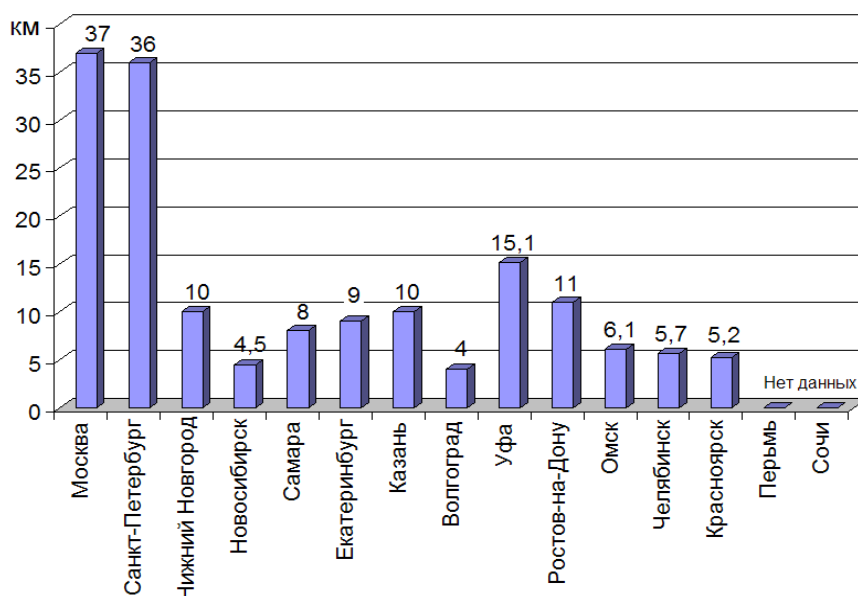


Рисунок 1.2 – Города России, в которых ведется или планируется строительство метро

Объемы проведения горных выработок в Кузбассе представлены на рисунках 1.3–1.4. Из графиков, представленных на рисунках видно, что, несмотря на снижение объемов проведения горных выработок, протяженность выработок, проведенных комбайнами, остается постоянной. Соответственно доля подготовительных выработок, проводимых комбайнами, увеличивается и достигла в 2015 г. 90 %.

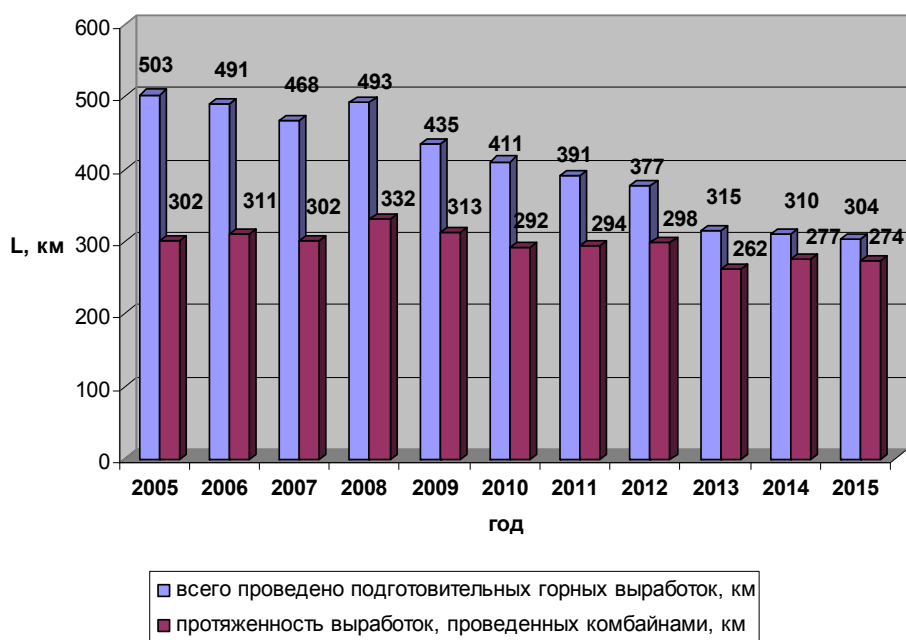


Рисунок 1.3 – Объемы проведения подготовительных выработок на угледобывающих предприятиях Кузбасса

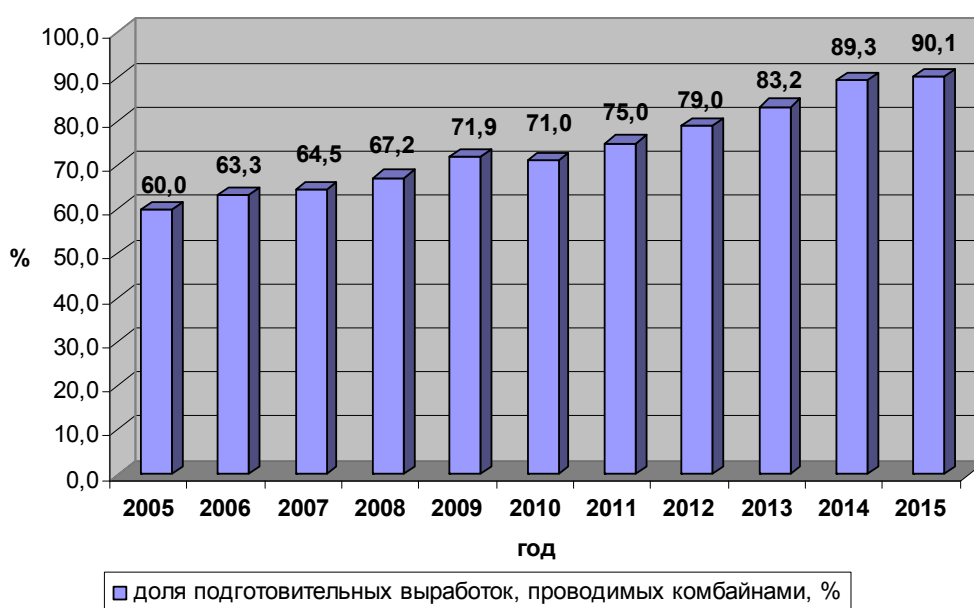


Рисунок 1.4 – Доля подготовительных выработок, проводимых комбайнами

С целью определения оптимальных, с точки зрения разрушения крепких горных пород, параметров составных элементов горных машин взаимодействующих с породой, необходимо проанализировать физико-механические свойства горных пород. Подобный анализ проведен на основе данных ИВЦ Кузбасса [89]. Он показал четкую закономерность (таблица 1.3) того, что предел прочности горной породы на одноосное сжатие значительно выше, чем ее предел прочности на одноосное растяжение.

Так, к примеру, анализ физико-механических свойств пород залегающих на территории Анжерского и Кемеровского угленосных бассейнов, а также на территории Распадского месторождения однозначно доказывает данную закономерность. Значение предела прочности горной породы данных районов на одноосное сжатие от 8 до 30 раз превышает предел прочности на одноосное растяжение.

Таблица 1.3 – Физико-механические свойства горных пород Кузнецкого бассейна

Порода	$\sigma_{сж}$ МПа	σ_p МПа	$\sigma_{сж}/\sigma_p$
Анжерский угленосный район, поле шахтоуправления «Сибирское»			
Алевролит мелкозернистый слабослоистый	77,1	9,2	8,38
Песчаник среднезернистый, массивный с преобладанием кварцево-карбонатного цемента	92	8,9	10,34
Песчаник мелкозернистый местами слабослоистый	87,6	7,2	12,17
Алевролит мелкозернистый трещиноватый	48	3,7	12,97
Алевролит крупнозернистый слоистый	59	3,8	15,53
Анжерский угленосный район, поле шахтоуправления «Физкультурник»			
Песчаник среднезернистый	72,3	5,8	12,47
Алевролит среднезернистый массивный	72,3	5,8	12,47
Алевролит мелкозернистый, близкий к аргиллиту	39	2,3	16,96
Алевролит мелкозернистый, слоистый слаботрещиноватый	54,2	2,9	18,69
Анжерский угленосный район, поле шахты «Анжерская-Южная»			
Песчаник мелкозернистый, слабосцементированный с прослойками углистых веществ	6,8	0,8	8,50
Переслаивание слабосцементированного среднезернистого песчаника и алевролита	6,3	0,5	12,60
Алевролит темный, среднезернистый	74,6	2,9	25,72
Алевролит темно-серый, крупнозернистый	45,4	1,5	30,27
Кемеровский угленосный район, поле шахты «Бутовская»			
Аргиллит углистый	26	1,2	21,67
Распадское месторождение, поле шахты «Распадская»			
Конгломерат массивный, размер включений 5–6 мм	25,5	2,8	9,11
Конгломерат с включениями различных обломков	52,1	5,7	9,14
Гравелит разноцветный с включениями крупного гравия	73,3	5,5	13,33

Эту закономерность необходимо использовать при определении схем резания исполнительных органов горных машин, используемых при проходке, так как удельная энергоемкость разрушения породы растягивающими нагрузками будет меньше, чем сжимающими, что приводит к значительному снижению энергоемкости процесса разрушения горной породы.

Выводы:

1. Строительство подземных сооружений различного назначения за рубежом и в Российской Федерации имеет тенденцию к значительному росту.
2. Физико-механические свойства горных пород сильно разнятся в различных районах их залегания, однако превышение в 8–30 раз значения предела прочности горной породы на одноосное сжатие предела прочности на одноосное растяжение однозначно.
3. При определении схем резания исполнительных органов горных машин, используемых при проходке, удельная энергоемкость разрушения породы растягивающими нагрузками будет меньше, чем сжимающими, что приводит к значительному снижению энергоемкости процесса разрушения горной породы.

1.2 Существующие горнопроходческие системы (ГПС)

На данный момент для механизированной проходки чаще всего используются проходческие комбайны и щиты [23].

1.2.1 Проходческие комбайны

В современных проходческих комбайнах операции по разрушению горной породы, уборке, погрузке и транспортировке совмещены в пределах машины. При этом рабочее оборудование комбайна (исполнительные органы, устройства для погрузки и транспортировки) располагаются на ходовом оборудовании. Обычно используется ходовое оборудование гусеничного типа. Это обусловлено повышенной проходимостью техники данного типа. Основные типы горнопроходческих комбайнов приведены в таблице 1.4.

Таблица 1.4– Данные по комбайнам

Модель	Тех. производительность при заданных $Q_{сж}$	Тех. производительность при заданных мЗ/мин	Пред. прочн. пород при одноосн. сжатии (МПа)	Суммарная установленная мощность кВт	Мощность дв. исп. органа, кВт	Скорость движ., м/мин	Масса, кг	Габ. разм в трансп. полож. мм
ОАО «Копейский машиностроительный завод»								
1ГПКС-00	1,42(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,26(усж = 70 Мпа)	70	100,50	55,00	2,6/4	26000	10500х2000х2100
1ГПКС-01	1,42(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,26(усж = 70 Мпа)	70	100,50	55,00	2,6/4	26000	10500х2000х2100
1ГПКС-02	1,42(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,26(усж = 70 Мпа)	70	100,50	55,00	2,6/4	27000	10500х2000х2100
1ГПКС-03	0,44(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,1(усж = 70 Мпа)	70	100,50	55,00	2,6/4	28000	10500х2000х2100
1ГПКС-04	1,42(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,26(усж = 70 Мпа)	70	100,50	55,00	2,6/4	26000	10500х2000х2100
КП21	2(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,3(усж = 100 Мпа)	100	186,50	110,00	1,2/3,5/9	46000	12500х2100х1850
КП21-01	2(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,3(усж = 100 Мпа)	100	186,50	110,00	1,2/3,5/9	46000	12500х2100х1850
КП21-02	2(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,3(усж = 100 Мпа)	100	189,00	110,00	1,2/3,5/9	46000	12500х2100х1850
КП21-03	2(усж $\leq$ 20 Мпа)	0,3(усж = 100 Мпа)	100	189,00	110,00	1,2/3,5/9	46000	12500х2100х1850
КП200	1,8(усж $\leq$ 30 Мпа)	0,32(усж = 120 Мпа)	120	344,00	200,00	0,6/3,8/4,4	75000	14000х2940х2420
КП200-01	1,8(усж $\leq$ 30 Мпа)	1,8(усж = 30 Мпа)	120	344,00	200,00	0,6/3,8/4,4	75000	14000х2940х2420
КП200Т	1,8(усж $\leq$ 30 Мпа)	0,3(усж = 120 Мпа)	120	344,00	200,00	0,6/3,8/4,4	105000	15000х3500х3000
ООО «Юргинский машзавод»								
КПЮ-50	0,3-1,8	0,3-1,8	100 Мпа (f=8)	279,00	132,00	1,9/4,2	58000	12500х2820х1990
ЗАО «Горловский машиностроитель»								
КПЛ	н.д.		80	202,50	110,00		27000	8650х2800/3900х1850
КПА	6,00	1,3(усж = 70 Мпа)	70,00	480,00	2х160	6,00	75000	13400х3300/4500/5002х2000/2385
ОАО «Новокраматорский машиностроительный завод»								
П110-01	0,3...1,7	0,3...1,7	1000 Мпа (f=7)	195,00	2х55	0...1,5; 6,0	53000	12700х2300х1800
П110-04	0,3...3,0	0,3...3,0	1000 Мпа (f=7)	305,00	2х110	0...1,3; 5,0	51000	13000х2550х1850

Окончание таблицы 1.4

Модель	Тех. производительность при заданных $Q_{сж}$	Тех. производительность при заданных м3/мин	Пред. прочн. пород при одноосн. сжатии (МПа)	Суммарная установленная мощность кВт	Мощность дв. исп. органа, кВт	Скорость движ., м/мин	Масса, кг	Габ. разм в трансп. полож. мм
ПТ110-01М	0,3...3,0	0,3...3,0	120 Мпа	325,00	2х110 (2х220)	2...4 / 2...10	51000	12700х2300х1800
ОАО «Ясиноватский машиностроительный завод»								
КСП-22	1,42(усж = 70 Мпа)	1,42(усж = 70 Мпа)	70 (f=5)	173,20	75,00	4,80	30000	11200х1970/2100/3 199х1600
КСП-22МГ	1,75	1,75	50,00	92 / 112	55 / 75	4,80	17500	6900х1950х1500
КСП-32 (33)	н.д.	н.д.	100,00	200,00	110,00	1,0 / 5,0	45000	10500/13200х2600/ 3670х2000/2310
КСП-35	1,8(усж = 30 Мпа)	0,3(усж = 100 Мпа)	80 (100)	250,00	132,00	1,5 / 6,0	52000/ 55000	...х2730/3530х1800
КСП-42	0,5(усж = 80 Мпа)	0,2(усж = 120 Мпа)	120,00	350 / 390	160 / 200	1,1 / 4,6	75000	11400/14100х2950/ 4160х2200/2400
Dosco Overseas Engineering LTD								
Мк-3	230,00	230,00	138,00	от 284	147,00	1,8 / 5,4	85000	2500х4000х13550
ЛН-1300	200,00	350,00	110,00	310,00	142-255	1,8 / 9,84	58000	1582х3530х12600
Мк-2b	120,00	120,00	100,00	194,00	82 / 112	2,4 / 8,4	44000	1950х3430х10223
MD-1100	90,00	105,00	100,00	194,00	82 / 112	2,28 / 7,2	34000	1860х3000х8442
Динхедер	60,00	60,00	69,00		90,00	1,8 / 7,2	17000	1380х1710х5850
Eickhoff Bergbautechnik GMBH								
ЕТ 180	0,17-0,67	0,17-0,67	70,00	270,00	150,00	10,00	42000	9860х2840х1820
JOY								
14СМ	21,00	21,00	60,00	до 644	до 424	до 22	4000- 43000	3300х1000х700
12СМ	22,00	22,00	60,00	до 594	до 392	до 22	54000- 75000	3300х1100х1300
12НМ	16,00	16,00	60,00	до 661	до 436	до 22	80000- 95000	3300х1100х1900

Классификацию проходческих комбайнов принято проводить по таким признакам, как назначение, мощность и масса машины, способ обработки забоя [14–16].

По назначению комбайны классифицируют на машины для проходки:

- нарезных выработок по пласту;
- подготовительных выработок по слабым породам;
- подготовительных и капитальных выработок по породам средней крепости и крепким.

По мощности и массе машины:

- легкие (масса 20–25 т, мощность двигателя – 60–80 кВт). Используются для разрушения горных пород с пределом прочности на одноосное сжатие ($\sigma_{сж}$) до 70–80 МПа при сечении выработок до 20–25 м²;
- средние (масса 35–50 т, мощность двигателя – 100–160 кВт). Используются для разрушения горных пород с пределом прочности на одноосное сжатие до 100–110 МПа при сечении выработок до 35 м²;
- тяжелые (масса до 100–110 т, мощность двигателя – до 300–400 кВт). Используются для разрушения горных пород с пределом прочности на одноосное сжатие до 140–150 МПа при сечении выработок до 40–45 м².

По способу обработки забоя выделяют комбайны:

- избирательного действия (последовательная обработка слоями или заходками);
- непрерывного действия (одновременная обработка всех слоев забоя).

На данный момент наиболее распространены комбайны со стреловидным ИО. В них реализован избирательный способ разработки забоя с циклическим перемещением на забой. Существует множество моделей комбайнов разных производителей с ИО избирательного действия. Выпускаются комбайны различных типоразмеров и компоновок.

Стреловидный ИО комбайнов избирательного типа оснащен фрезерной коронкой, которая чаще всего оснащается резцовым режущим инструментом. Данный ИО позволяет разрабатывать забой любой формы поперечного сечения. Существует широкий ряд дополнительного навесного оборудования для проходческих комбай-

нов данного типа (оборудование для подъема элементов крепи, анкерования выработки, повышения устойчивости машины).

На рисунке 1.5 показан комбайн типовой компоновки с ИО избирательного типа (КПЮ-50 производства ООО «Юргинского машзавода»).



Рисунок 1.5 – Проходческий комбайн КПЮ-50

Проходческие комбайны непрерывного действия по кинематике движения режущего инструмента можно классифицировать на:

- роторные (рис. 1.6), в которых режущий инструмент совершает одновременно вращательное движение и поступательное движение в направлении забоя;
- планетарные (рис. 1.7), в которых одновременно с вращательным и поступательным движением происходит еще и относительное вращательное движение режущего инструмента.

Комбайны с роторным ИО получили большее распространение на угольных шахтах, а комбайны с планетарным ИО на калийных рудниках. В целом же проходческие комбайны непрерывного действия получили меньшее распространение, чем комбайны избирательного типа. В основном это обусловлено следующими недостатками:

- отсутствие возможности широкой регулировки площади и формы сечения проходимой выработки;
- низкая маневренность;
- высокая масса;
- сложность доступа к забою для ремонта и обслуживания ИО.



а



б

а – проходческий комбайн ПКС-8М, *б* – проходческий комбайн ПК-8МА

Рисунок 1.6 – Проходческие комбайны с роторными ИО

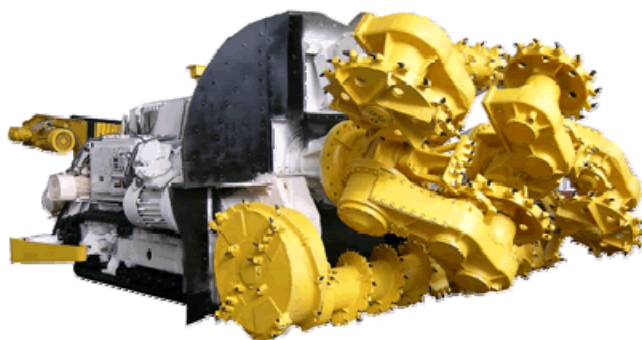


Рисунок 1.7 – Проходческий комбайн Урал-20Р с планетарно-дисковым ИО

Проходческие комбайны, в основном, применяются для проходки горизонтальных или слабонаклонных выработок. Однако стоит упомянуть о стволопроходческих комбайнах [14] (рисунок 1.8), которые предназначены для проходки вертикальных стволов. В целом можно сказать, что комбайны обладают малой универсальностью при выборе углов наклона проведения горных выработок [15–16].

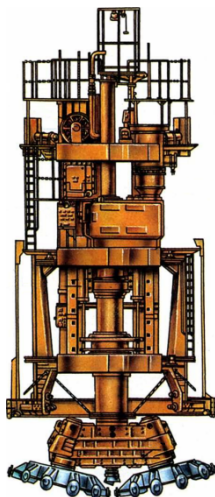


Рисунок 1.8 – Стволопроходческий комбайн типа СК

1.2.2 Проходческие щиты

Проходческий щит представляет собой временную передвижную призабойную крепь под защитой которой производятся основные процессы проходческого цикла [14, 22]. Подавляющее количество щитов имеет круглую форму сечения, хотя встречаются щиты арочной, прямоугольной и другой формы. Проходческий щит состоит из ножевой, опорной и хвостовой части. В ножевой части производится разрушение породы, в опорной располагается вспомогательное оборудование, а в хвостовой происходит процесс возведения постоянной крепи. Передвижение щитов происходит за счет гидродомкратов. Признанными лидерами в области создания щитовой проходческой техники являются фирмы «Херренкнехт» (Германия) (рисунок 1.9); «Ловат» (Канада); «Альпине Вестфалия» (Австрия); «Framatone Mechanical Engineering», «Мицубиси», «Ишикавадзима-Харима», «Кавасаки» и «Хитачи» (Япония) и др. Основные типы проходческих щитов приведены в таблице 1.5.

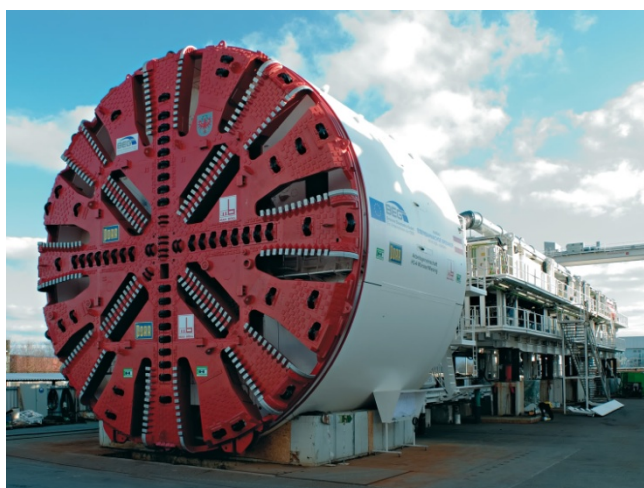
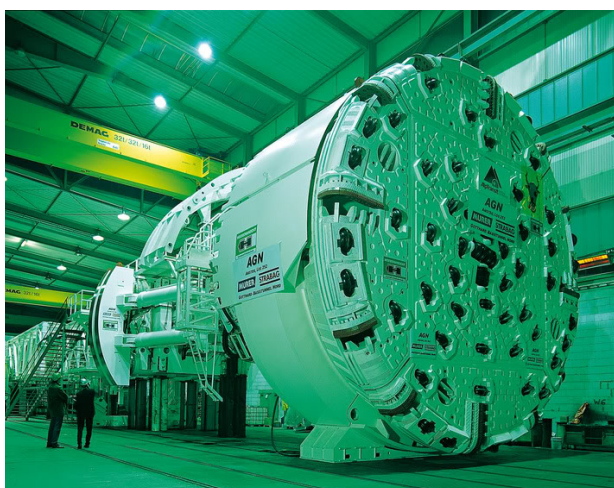


Рисунок 1.9 – Проходческие щиты компании Herrenknecht AG

Существует множество критериев для классификации проходческих щитов. Чаще всего их классифицируют по площади поперечного сечения, степени механизации и типу исполнительного органа [14–16, 22].

По площади поперечного сечения проходческие щиты разделяют на:

- малого диаметра (до 3,2 м);
- среднего диаметра (от 3,2 м до 6 м);
- большого диаметра (более 6 м).

Таблица 1.5 – Данные по проходческим щитам

Наименование	Параметры												
	D (м)	S _{выр} , м ²	Q, м ³ /см	V, м/см	N _о , кВт	M _{кр} , кНм	п, об/м ин	N _{ио} , кВт	m _щ , т	L, м	Напорное усилие, кН	m/Q т/м ³ /с м	N/Q кВт м ³ /см
Щиты с планетарными ИО													
105M	6,06	28,8	57,7	2,0	130			110	210	5,27	180	3,63	2,25
105K	5,6	24,6	73,9	3,0	130			160	256,0	5,3	180	3,47	1,76
105T	5,6	24,6	39,4	1,6	220			200	230,0	5,3	180	5,85	5,6
Л-1	5,66	25,2	100,6	4,0	120			100	240,0	5,7	160	2,38	1,19
ПМЩ-5,6	5,63	24,9	131,9	5,3	270				156,0	5,6	500	1,19	2,07
Демаг АГ	5,74	25,9	129,4	5,0	280			255					2,15
Щиты с планшайбами													
RVM 600-800	1	0,8			90	75							
RVM 1000-1200	1,7	2,3			132	180							
RVM 1500	2,6	5,3			250	480							
RVM 1800	2,35	4,3			250	560							
RVM 2000	3	7,1			250	610							
ПМЩ-2,1	2,1	3,5				150	0,5		17		150		
ПМЩ-2,6	2,6	5,3				220	0,8		30		200		
ПМЩ-3,2	3,2	8,0				250	3,5		120		400		
ПМЩ-3,6	3,63	10,3				164	2,1		40		660		
ТПМ-5,6	5,63	24,9				540	2,9		200		1000		
ЦН-1	5,62	24,8				1350	0,7		320		1800		
ММЩ-1	5,62	24,8				2100	3		560		6000		
ЦМР	5,64	25,0				1300	5		320		2000		

По степени механизации щиты бывают:

- немеханизированные;
- частично механизированные;
- механизированные.

По типу исполнительного органа щиты классифицируют на:

- роторные;
- планетарные;
- избирательного действия;
- качающиеся.

Применяемые в настоящее время проходческие щиты обладают рядом существенных недостатков, основными из которых являются: работа с обязательным упором в ранее установленную крепь и, как следствие, необходимость возведения мощной постоянной крепи вслед за подвиганием щита; высокая металлоемкость конструкций проходческих щитов традиционного исполнения [26]. Это обстоятельство сдерживает применение проходческих щитов на угольных шахтах. Проходческие щиты грипперного типа, обладая высокой металлоемкостью применимы только на крепких породах.

Выводы:

Проходческие комбайны и проходческие щиты накопили в своем развитии ряд существенных недостатков:

- создание тяговых и напорных усилий происходит за счет массы проходческого оборудования;
- большая металлоемкость оборудования;
- ограниченность применения по углам наклона проводимой выработки;
- для проходческих комбайнов большой проблемой является обеспечение безопасного ведения работ в призабойной зоне.

1.3 Винтоповоротные проходческие агрегаты

Винтоповоротные проходческие агрегаты (ВПА) – это проходческие системы, отличительной особенностью которых является ввинчивание корпуса машины в массив горных пород. При таком принципе взаимодействия используется приконтурный массив горных пород для восприятия реактивных сил от технологических операций и создания напорного и тягового усилий, т. е. вовлекается окружающая геосреда. Для этого в ВПА введена дополнительная технологическая операция – формирование законтурных каналов, что позволяет им вести проходку при любых углах наклона выработки [25, 26, 136].

Первые упоминания о винтоповоротных проходческих агрегатах приводятся в работах А.Ф. Эллера, В.В. Аксенова, В.Д. Нагорного, В.Ф. Горбунова [25, 41, 49, 136, 137, 138] и относятся к 80-м годам 20-го века.

Авторство на первые патенты [41, 42, 43, 44, 49, 139] на изобретения по этой тематике (рисунок 1.10) также принадлежит этим авторам. Название первых ВПА «ЭЛАНГ» (рисунок 1.11) складывается из начальных букв фамилий названных авторов.

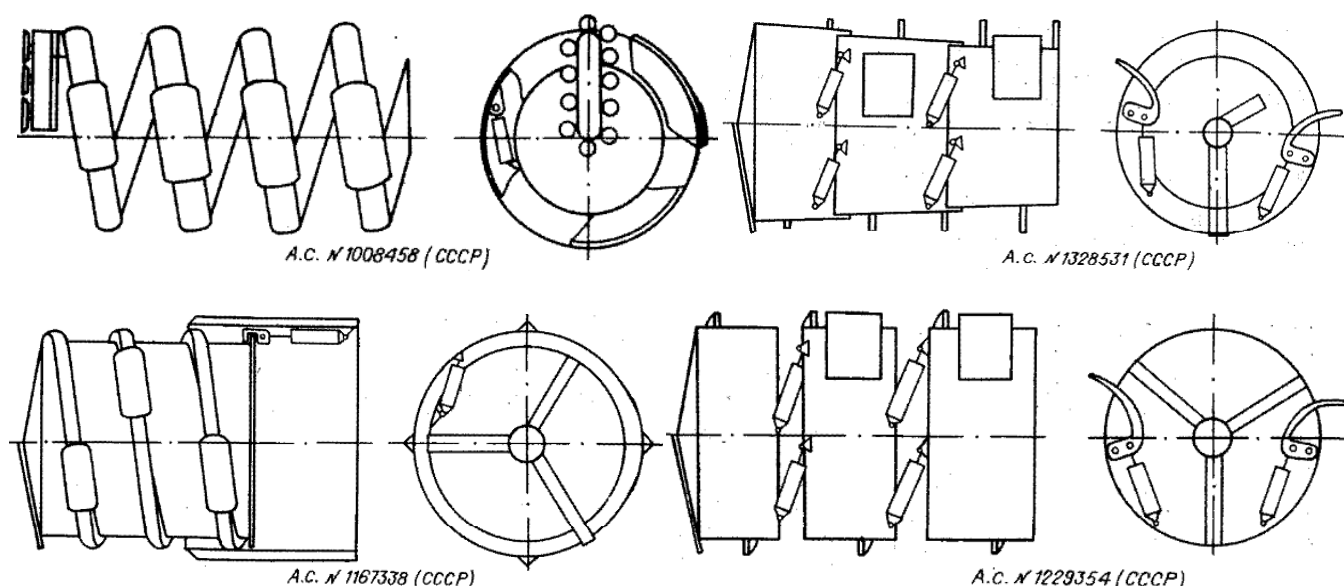
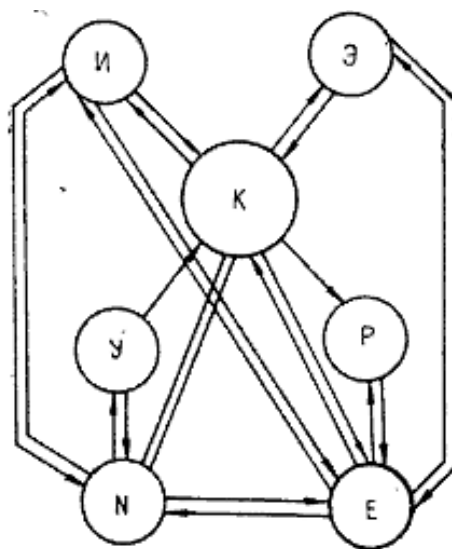


Рисунок 1.10 – Примеры первых запатентованных конструктивных схем ВПА

При создании концептуальной модели ВПА был применен принцип совмещения основных функциональных элементов для комплексной механизации

проведения выработок, сформулированный на основе функционально-структурной систематизации подземных проходческих машин. Кроме применения принципа ввинчивания в геосреду, ВПА «ЭЛАНГ» характеризуются выполнением основных операций (разработке забоя, уборке горной массы, ограждению поверхности забоя, и контура выработки) в совмещенном режиме и одновременно с перемещением всей проходческой системы на забой [25].

При разработке компоновочных схем и конструктивных решений ВПА были применены принципы функционально-структурной теории создания проходческих систем. С целью обобщенного представления об элементах горно-проходческих систем (ГПС) была описана обобщенная модель ГПС, представленная в виде графа (рисунок 1.11), связывающего условия эксплуатации, особенности конструкции и её изготовления, управляющие воздействия, показатели состояния машина и её систем, качественные показатели и т. д. [25].



И – условия изготовления ГПС и её элементов, Э - условия эксплуатации средств механизации, К – конструктивные особенности ГПС, У – управляющие воздействия, Р - перемещения машин и рабочих (исполнительных) органов, N – состояние машины и её элементов, Е – качественные показатели ГПС

Рисунок 1.11 – Обобщенная модель ГПС [25]

На базе обобщенной модели были построены структурное строение и классификация ГПС (рисунок 1.12) [25].

Условие синтеза структуры	Согласование						Сочленение								Совмещение									
	с выражением						Базовая		частичное		с выражением		полное		частичное			с выражением			полное			
Структуры систем механизации проходки	О	У	К	О-У	У-К	О-К	О-У-К	О-У+К	О+У-К	О+У+К	О+К	У+К	О+У	О+У+К	О-У-К	О-У-К	У+О-К	У-О-К	О-У+К	У-К	О-К	О-У	О-У-К	
Н/формулы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Вид средства механизации процесса	Функциональная машина (ФМ)			Комплексы функциональных машин (КФМ)				Комплексы проходческого оборудования (КПО)							Агрегаты проходческие (АП)									
Структуры операционных средств механизации	Породоотделяющие средства (О)																							
	Р	Н	П	Р-Н	Н-П	Р-П	Р-Н-П	Р-Н+П	Р+Н-П	Р+Н+П	Р+Н	Р+П	Н+П	Р+Н+П	Р-Н-П	Р-Н+П	Р+Н+П	Р-П+Н	Р-Н-П	Р-П	Н-П	Р-Н	Р-Н-П	
	Породоуборочные машины (У)																							
	З	А	П	З-А	З-П	А-З	З-А-П	З-А+П	З+А-П	З+П-А	З+А	З+П	А+П	З+А+П	З-А-П	З-П-А	З+А+П	З-П+А	З-А-П	А-П	З-П	З-А	А-П-З	
	Средства механизации закрепления выработки (К)																							
Особенность средства механизации	О	К	П	О-К	О-П	К-П	О-К-П	О-К+П	О-К-П	О-П-К	О+К	О+П	К+П	О+К+П	О-К-П	О-К-П	О-П-К	О-К+П	О-П+К	К-П	О-К	О-П	К-П-О	
	Обособленный функциональный элемент (ФЭ)	Функционально-неполный комплекс (ФНК)			Полный			В комплексе с ФЭ			Функционально-неполный операционный комплекс (ФНОП)			Полный			Операционный агрегат в комплексе с ФЭ			ОА функционально-неполный			ОА полный	

Рисунок 1.12 – Таблица структурного строения и классификации ГПС [25]

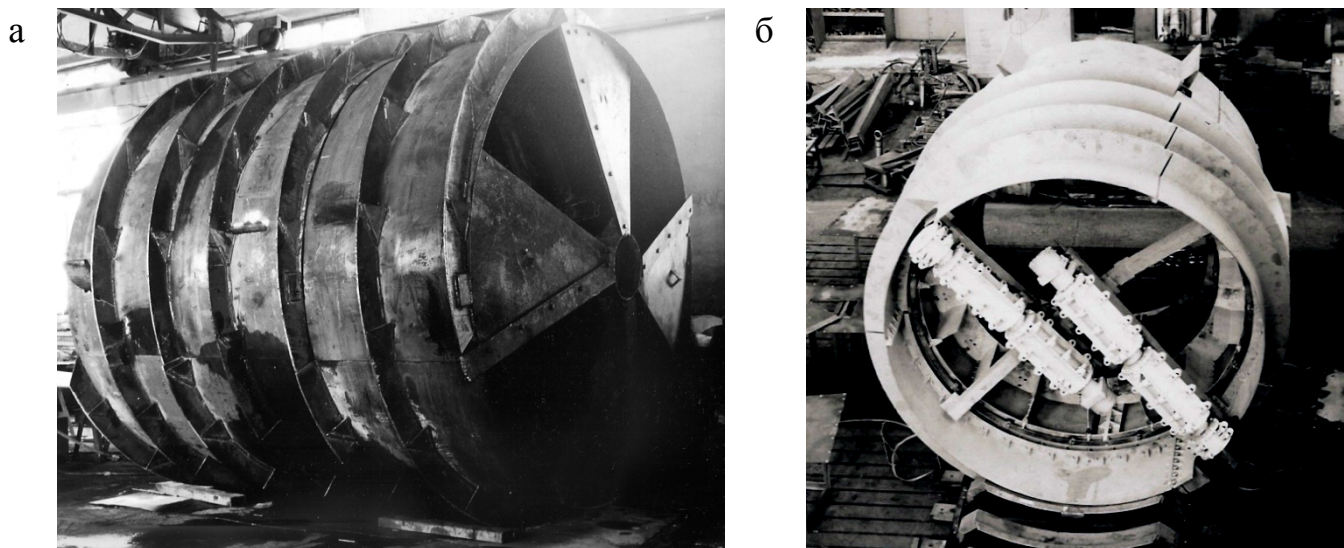
Применение принципов функционально-структурной теории создания проходческих систем позволило синтезировать компоновочные и схемные решения ВПА для вариаций внешних условий горного предприятия, технологических возможностей предприятия изготовителя и требований к эксплуатационным показателям ГПС [25].

Конструктивные схемы первых ВПА (рисунок 1.13) трехсекционного «ЭЛАНГ-3» (рисунок 1.14) и двухсекционного «ЭЛАНГ-4» (рисунок 1.15) и по сей день не имеют аналогов среди серийно выпускающихся проходческих машин.

Новый принцип действия, оригинальная конструкция и широкая область применения ВПА инициировали разработку новых технологий сооружения горных выработок [26, 136].

На настоящее время изготовлено два экспериментальных образца ВПА: «ЭЛАНГ-3» (рис. 1.13, а) и «ЭЛАНГ-4» (рис. 1.13, б). «ЭЛАНГ-3» прошел шахтные

испытания, «ЭЛАНГ-4» – стендовые. При испытаниях первых образцов ВПА была доказана их принципиальная работоспособность.



а – «ЭЛАНГ-3» с ножевым ИО, *б* – «ЭЛАНГ-4» с барабанным ИО с резцами

Рисунок 1.13 – Экспериментальные образцы первых ВПА [25]

На рисунке 1.14 показана конструкция ВПА «ЭЛАНГ-3», который состоит из трех секций с винтовыми лопастями, перемещение агрегата осуществляется пошагово за счет поочередного поворота секций. При повороте одной из секций две другие фиксируются за счет распорных элементов. Этим обеспечивается опора для передачи крутящего момента привода вращения и восприятия других технологических усилий. ВПА «ЭЛАНГ-3» оснащен ножевым ИО и предназначен для проходки по породам с коэффициентом крепости до $f = 1$ по шкале профессора М.М. Протодяконова. На рисунке 1.15 показана конструкция ВПА «ЭЛАНГ-4», который состоит из двух секций: одна (головная) является корпусом движителя и оборудована винтовой лопастью, другая (хвостовая) стабилизирующая и оборудована элементами противовращения, перемещение агрегата осуществляется за счет вращения головной секции. ВПА «ЭЛАНГ-4» оснащен барабанным ИО с резцами и предназначен для проходки по породам с коэффициентом крепости до $f = 5$ по шкале профессора М.М. Протодяконова.

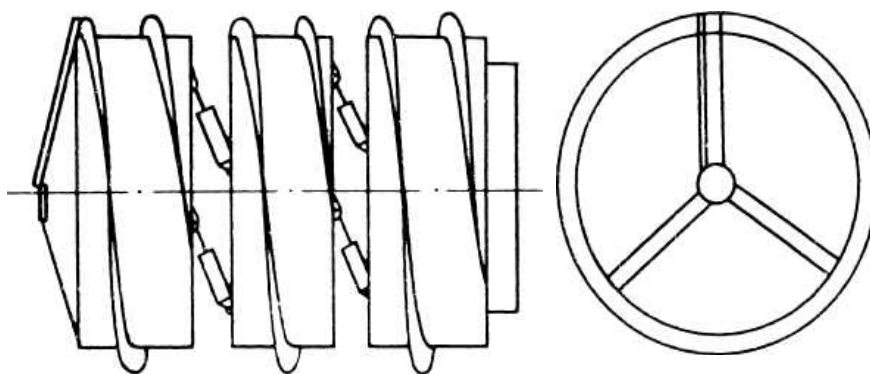


Рисунок 1.14 – Принципиальная схема ВПА «ЭЛАНГ-3» [25]

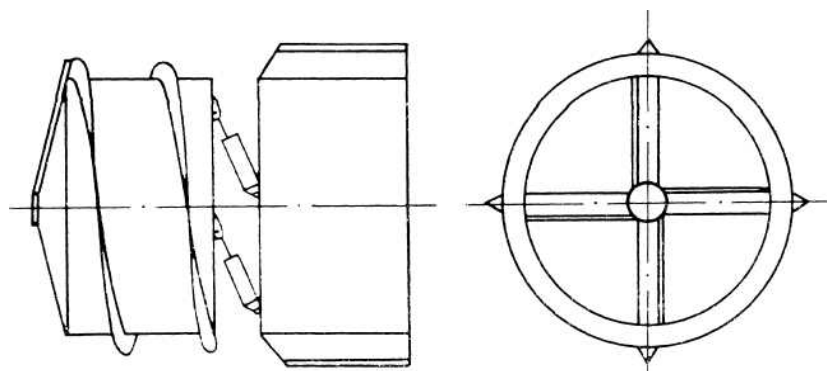


Рисунок 1.15 – Принципиальная схема ВПА «ЭЛАНГ-4» [25]

Характер взаимодействия ВПА с окружающей породой сильно отличается от взаимодействия всех остальных проходческих систем. Наличие законтурной системы порождает множество силовых факторов, которые отсутствуют при работе других проходческих систем, а те параметры и факторы, которые присущи и ВПА и традиционным ГПС, приобретают совершенно другие значения и взаимные соотношения и взаимовлияния. Например, силы трения, которые являются полезными для ходовых систем традиционных ГПС, в ходовых системах ВПА являются отрицательным фактором; вес машины, который в традиционных ГПС рассматривается как положительный фактор, потому что напрямую участвует в создании тяговых и напорных усилий и обеспечении устойчивости, в ВПА теряет свою положительную значимость и совершенно не влияет на устойчивость или тяговые характеристики. Наличие законтурной системы обуславливает предъявление особых требований к породам, прилегающим к контурам выработки, множество других факторов определяют специфичность условий работы ВПА и их систем.

Это привело к тому, что модели взаимодействия, которые успешно применялись при расчетах существующих ГПС, оказались совершенно неприменимы для определения силовых параметров ВПА [25]. Что породило необходимость создания совершенно новых математических моделей, описывающих взаимодействие ВПА и его систем с горным массивом.

Были созданы свои схемы (рис. 1.16, 1.17) и математические модели (рис. 1.18) взаимодействия ВПА с геосредой [25, 26].

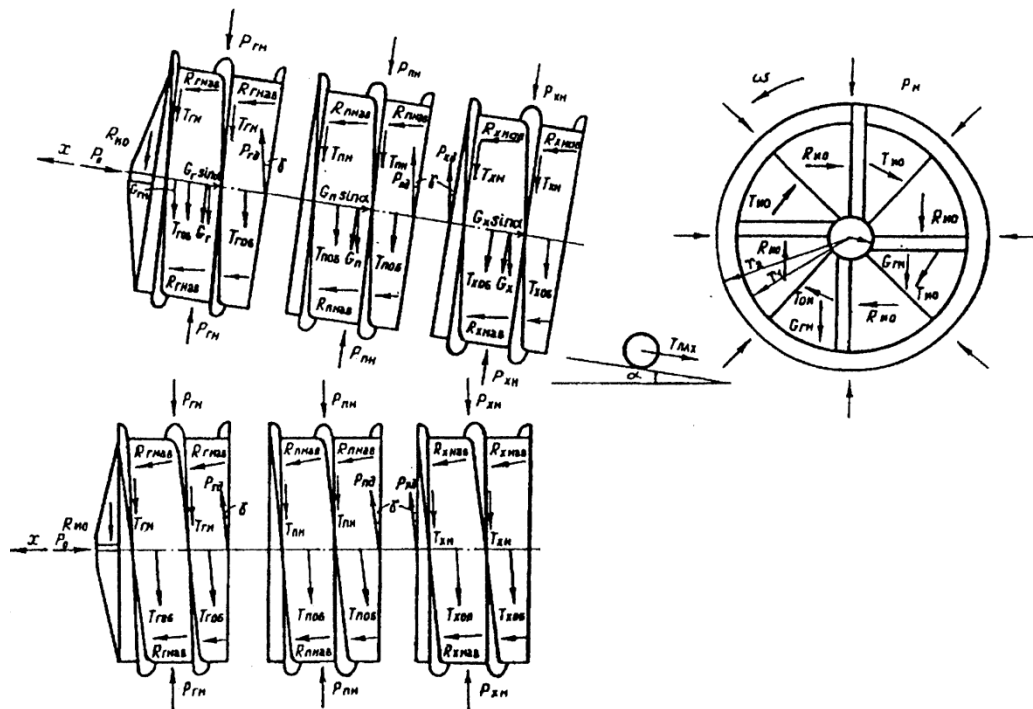


Рисунок 1.16 – Схема к модели взаимодействия трехсекционного ВПА «ЭЛАНГ-3» с геосредой [25]

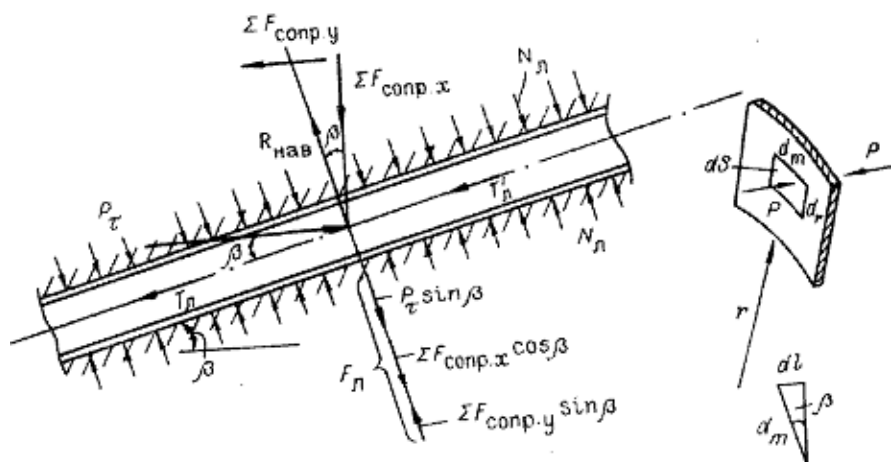


Рисунок 1.17 – Схема к модели взаимодействия винтовой лопасти движителя ВПА с геосредой [26]

$$\begin{aligned}
R_{ГД} \sin \gamma_{Г} + R_{ГНАВ} \cos \beta - tg \varphi_{Тр} \sin \beta (R_{ГНАВ}) - P_{О} - G_{Г} \sin \alpha - T_{ГОБ} \sin \beta - T_{НО} \sin \Theta_{Л} = 0 \\
R_{ГД} \cos \gamma_{Г} r_{ГД} - R_{ГНАВ} \sin \beta (r_{Г} + \frac{h_{ЛГ}}{2}) - tg \varphi_{Тр} \cos \beta |R_{ГНАВ}| \cdot \left(r_{Г} + \frac{h_{ЛГ}}{2} \right) - M_{НО} - \\
- T_{ГОБ} \cos \beta \cdot r_{Г} - M_{ГМ} \cos \alpha - M_{ТНО} \cdot \cos \Theta_{Л} = 0
\end{aligned} \tag{3.1}$$

где $\gamma_{Г}$ – угол между направлением линии действия домкратов перемещения головной секции и плоскостью, перпендикулярной оси вращения, град; β – угол подъема винтовой лопасти, град; $\varphi_{Тр} |R_{ГНАВ}|$ – трение винтовой лопасти по вмещающей породе, Н; $\varphi_{Тр}$ – угол трения между породой и сталью, град;

а)

$$\begin{aligned}
P_{ПД} \sin \gamma_{П} + R_{ПНАВ} \cos \beta - tg \varphi_{Тр} \sin \beta |R_{ПНАВ}| - G_{П} \sin \alpha - T_{ПОБ} \sin \beta - T_{ПЛК} - R_{ПЛ} = 0 \\
P_{ПД} \cos \gamma_{П} r_{ПД} - R_{ПНАВ} \sin \beta (r_{П} + \frac{h_{ЛП}}{2}) - tg \varphi_{Тр} \cos \beta |R_{ПНАВ}| (r_{П} + \frac{h_{ЛП}}{2}) - \\
- T_{ПОБ} \cos \beta r_{П} - T_{ПЛП} r_{ПЛАТ} = 0
\end{aligned} \tag{3.8}$$

б)

$$\begin{aligned}
P_{ХД} \sin \gamma_{Х} + R_{ХНАВ} \cos \beta - tg \varphi_{Тр} \sin \beta |R_{ХНАВ}| - G_{Х} \sin \alpha - T_{ХОБ} \sin \beta = 0 \\
P_{ХД} \cos \gamma_{Х} r_{ХД} - R_{ХНАВ} \sin \beta (r_{Х} + \frac{h_{ЛХ}}{2}) - tg \varphi_{Тр} \cos \beta |R_{ХНАВ}| \cdot \left(r_{Х} + \frac{h_{ЛХ}}{2} \right) - \\
- T_{ХОБ} \cos \beta \cdot r_{Х} = 0
\end{aligned} \tag{3.13}$$

в)

а) головная секция; б) промежуточная секция, в) хвостовая секция

Рисунок 1.18 – Уравнения равновесия из модели взаимодействия ВПА «ЭЛАНГ-3» с геосредой [26]

Известны другие проекты и конструктивные схемы вращающихся проходческих систем, факты, осуществления которых не подтверждены и не опровергнуты: «подземная лодка» инженера Требелева [140] (30-е годы 20-го века) (рисунок 1.19), «боевой крот» В. фон Верна [141] и др., нужно отметить, что уровень реализации этих проектов неизвестен, не подтвержден или засекречен, и целью этих машин было не сооружение подземных выработок или туннелей, а доставка объектов (транспортирование) под землей.

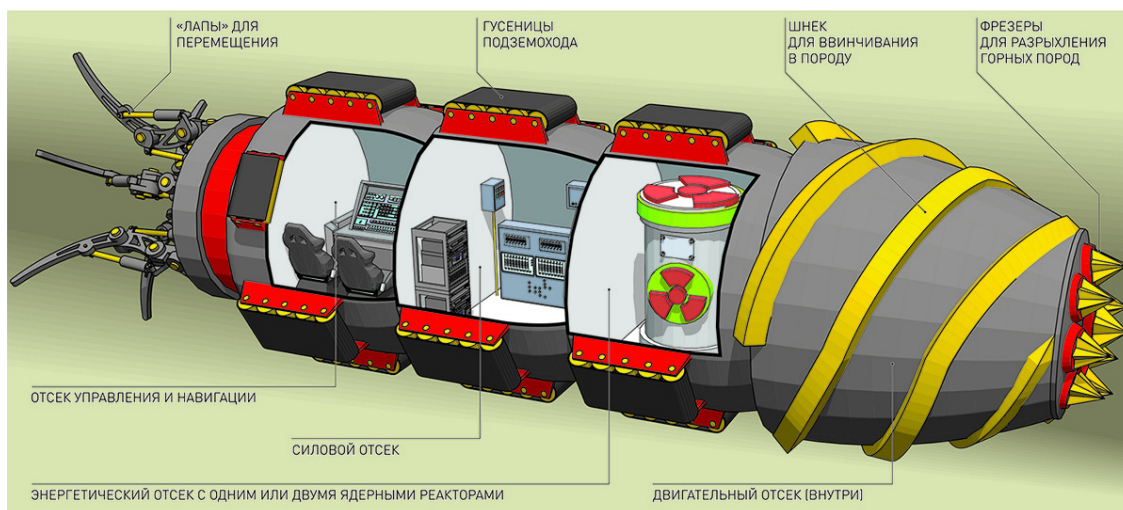


Рисунок 1.19 – Подземная лодка инженера Требелева [142]

Известен вращающийся проходческий щит канадского производства (рис. 1.20), у которого вращение оболочки использовалось для подачи исполнительного органа на забой, а перемещение самого щита осуществлялось, за счет упора в постоянную крепь [25].

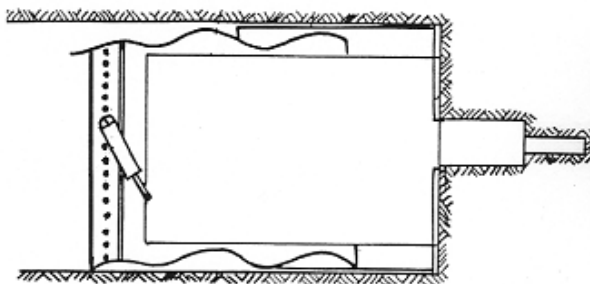


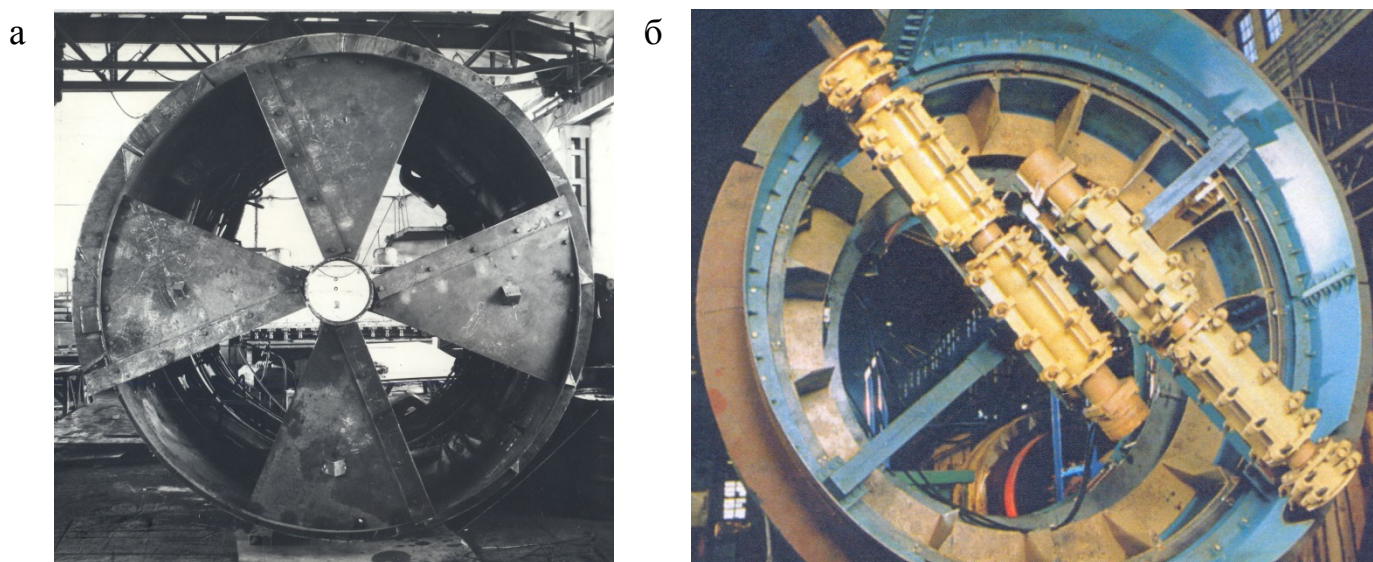
Рисунок 1.20 – Схема канадского вращающегося проходческого щита

Выводы:

- принцип взаимодействия ВПА с горным массивом, заключающийся в использовании приконтурного массива горных пород, не накладывает ограничений на величину и направление развиваемых тяговых и напорных усилий и обеспечивает универсальность в части ориентации выработки в пространстве;
- применение принципов функционально-структурной теории создания проходческих систем, позволяет синтезировать компоновочные и схемные решения;
- характер взаимодействия ВПА с геосредой требует разработки специфических математических моделей взаимодействия и научно-методического обеспечения.

1.4 Исполнительные органы геогодов

На экспериментальных образцах ВПА «ЭЛАНГ-3» и «ЭЛАНГ-4» были применены ИО ножевой (рисунок 1.21, а) и барабанный с резцами (рисунок 1.21, б). Стендовые и шахтные испытания ВПА «ЭЛАНГ-3» и «ЭЛАНГ-4» позволили выявить специфические особенности работы их исполнительных органов.



а) ножевой ИО «ЭЛАНГ-3», б) барабанный ИО «ЭЛАНГ-4»

Рисунок 1.21 – ИО экспериментальных образцов геогодов

В работах [25–27, 37, 60, 91] разработаны и систематизированы различные конструктивные решения ИО для ВПА ЭЛАНГ. Главной особенностью ИО ЭЛАНГ, при ввинчивании его в массив горных пород, является формирование винтовой поверхности забоя с уступами, что отличает ИО ВПА от других ИО ГПС.

Ножевой ИО ВПА предназначен для проведения выработок по породам малой крепости ($f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова) и не на больших глубинах, следовательно, характер его работы наиболее близок к ножевым ИО землеройных машин.

Для определения силовых параметров ножевого ИО «ЭЛАНГ–3» была применена методика определения сил резания по опытным коэффициентам Ю.А. Ветрова [134]. Полученные силовые зависимости ножевого ИО ВПА [25] позволяют определять полную проекцию силы сопротивления грунта резанию на ось вращения

агрегата и плоскость, перпендикулярную оси вращения, а также полный момент сопротивления резанию.

На обоснованном функционально-конструктивном подходе к формированию структуры будущей машины был разработан структурный портрет горнопроходческой техники. Структурный портрет – это представленные в виде символов функциональные устройства и конструктивные элементы агрегата, расположенные в соответствии с занимаемым уровнем иерархии по круговым секторам. [95, 114].

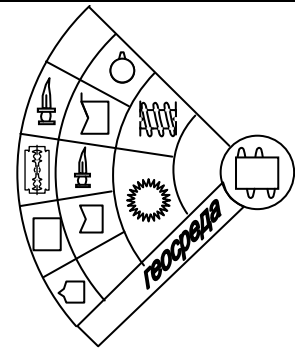
В структурном портрете ВПА под операцию отделения выделен соответствующий сектор, названный фрагментом структурного портрета, с набором функциональных устройств и функционально-конструктивных элементов [60, 143].

В структуре ИО ВПА выделены следующие классификационные признаки:

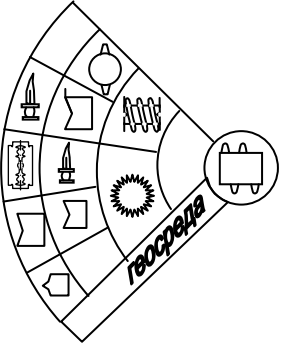
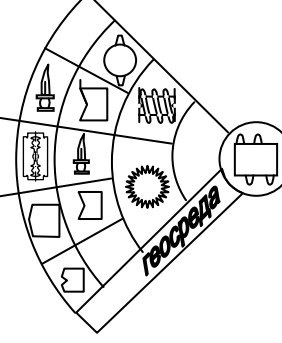
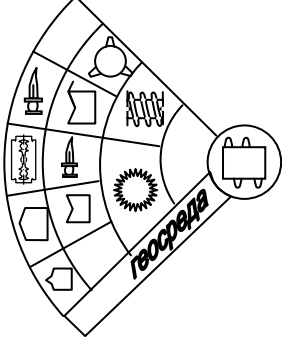
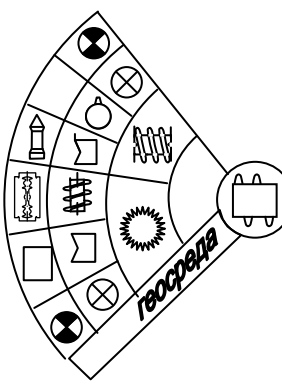
1. По типу исполнительного органа: ножевой; барабанный; шнековый; баровый; редукторный.
2. По типу применяемого инструмента: нож; резец; шарошка.
3. По наличию привода: активный или пассивный.
4. По типу привода: пневматический; гидравлический; электрический.

Интегральный подход, использовавшийся при формировании структуры разрабатываемой машины [118], введение и использование представленных символов дали возможность получить ряд фрагментов структурного портрета ИО ножевого типа. Некоторые фрагменты представлены в таблице 1.6.

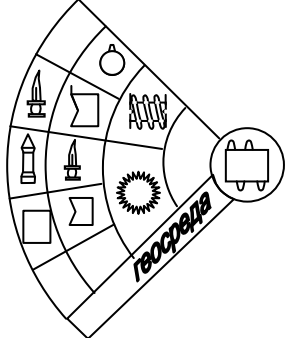
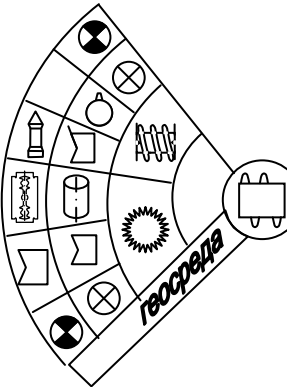
Таблица 1.6 – Фрагменты структурного портрета ИО ВПА

№ пп	Фрагмент структурного портрета	Особенности и область применения
1		Четырех лучевой ножевой ИО. Один винторез. Не имеет собственного привода. Угловые скорости движения инструмента и головной секции геохода равны. Область применения. Сыпучие и мягкие породы крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова

Продолжение таблицы 1.6

№ пп	Фрагмент структурного портрета	Особенности и область применения
2		Четырех лучевой ножевой ИО. Два винтореза. Ножи установлены под обратным конусом к оси геохода. Угловые скорости движения инструмента и головной секции геохода равны. Область применения. Сыпучие и мягкие породы крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
3		Двух лучевой ножевой ИО. Один винторез. На каждом луче два ножа. Ножи установлены под прямым конусом к оси геохода. В центре установлен скалыватель. Область применения. Сыпучие и мягкие породы крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
4		Трех лучевой ножевой ИО. Три винтореза. Ножи установлены под прямым конусом к оси геохода. В центре установлен скалыватель. Область применения. Сыпучие и мягкие породы крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
6		Трех шнековый ножевой ИО. Один винторез. ИО активного действия - имеет свой собственный привод. Область применения. Сыпучие и мягкие породы крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова

Окончание таблицы 1.6

№ пп	Фрагмент структурного портрета	Особенности и область применения
7		Четырех лучевой ИО с зубьями (резцами). Один винторез. Область применения. Слабые и мягкие породы крепостью $f < 1,5$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
8		Двух фрезерный ИО. Один винторез. Возможность транспортировки отделенной горной массы. Фрезы установлены под обратным конусом к оси геохода. Относится к семейству активных ножевых ИО. Область применения. Породы крепостью $f < 2$ по шкале проф. М.М. Протодяконова.

Представленные фрагменты структурного портрета ножевого ИО ВПА являются основой для разработки новых конструктивных решений ИО.

Выражения для определения силовых параметров ножевого ИО [25] учитывают сложное движение ножа, обусловленное вращательно-поступательным движением всего агрегата, но не учитывают геометрические параметры внешнего движителя и головной секции ЭЛАНГа. Кроме этого силовые зависимости ножевого ИО ЭЛАНГ не представляют возможным учитывать конструктивные и технические особенности различных вариантов схемных решений ИО, представленных в работах [60, 143]

Для разрушения пород средней крепости был разработан барабанный ИО ВПА, реализованный в конструкции ЭЛАНГ-4. Во всех рассмотренных ранее конструктивных решениях ИО для пород средней крепости движение инструмента складывается из переносного и относительного. При этом переносное движение инструмента всегда совмещено с вращательно-поступательным движением внешнего

двигателя. ИО агрегата формируют винтовую поверхность забоя с уступами, это является существенным отличием их от ИО других ГПС.

1.5 Решение задач контактного взаимодействия

Решение задач контактного взаимодействия элементов машины и геосреды позволит дать оценку напряженно-деформированного состояния породы и элементов машины, определить характер влияния параметров машины и геосреды на НДС.

Аналитические методы решения некоторых контактных задач изложены в работе [144]. Эти методы базируются на теории упругости и законах «сопротивления материалов», основы методов закладывались в 18-м веке Шарлем Кулоном.

На современном этапе развития аналитических методов решения контактных задач далеко не каждая задача может быть решена аналитически.

На настоящий момент решено ограниченное количество контактных задач, ведутся работы по расширению списка решенных (классических) контактных задач, каждой решение новой задачи можно считать значимым событием.

При решении контактных задач, выходящих за границы классического списка, задача разбиваются на уже решенные, классические задачи и решается поэтапно, при этом неизбежны допущения и упрощения, порой грубые, которые ведут к погрешностям, а иногда являются ошибочными.

Аналитическое решение реальных задач, соответствующих процессам взаимодействия элементов горных машин между собой и с геосредой, как правило, невозможно [144, 145]. Для решения таких задач применяют численные методы [146–150].

Численные методы решения контактных задач начали развиваться в конце 19-го века. Первые опыты математического моделирования процессов упругого контактного взаимодействия описаны в работах Г.Р. Герца (1881 г.), Ж.В. Буссинеска (1885 г.), С.А. Чаплыгина (1890 г.). В дальнейшем методы численного решения получили развитие в работах В.М. Абрамова, Н.М. Беляева, Л.А. Галина, А.Н. Динника, А.Ю. Ишлинского, Н.А. Кильчевского, М.Я. Леонова,

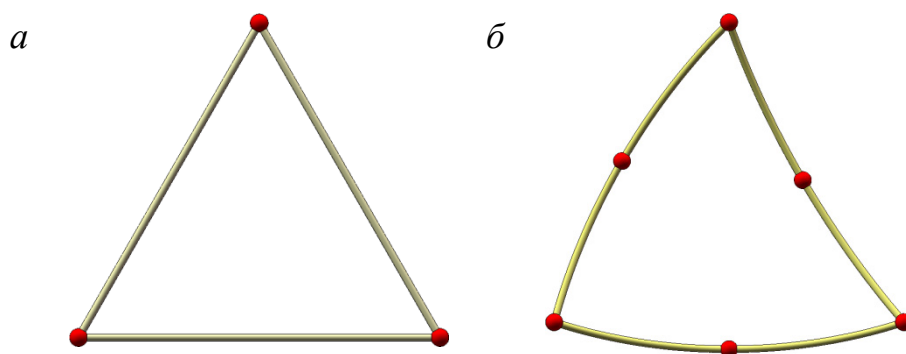
А.И. Лурье, В.И. Моссаковского, Н.И. Мусхелишвили, Д.И. Шермана, И.Я. Штаермана [145].

Сейчас применение численных методов (разностные, итерационные, вариационные, асимптотический и др.) позволяет решать контактные задачи практически любой сложности [151]. Наибольшее применение получил Метод конечных элементов (МКЭ).

1.5.1 Метод конечных элементов

Идея МКЭ была разработана в Советском Союзе в 1936 г., но до середины 50-х годов не получала развития из-за большой для того времени трудоемкости реализации. Во второй половине 20-го века с развитием вычислительной техники МКЭ получил широкое применение [145].

При решении сложных контактных задач суть МКЭ заключается в разбиении контактирующих объектов на конечное количество плоских (рисунки 1.22, 1.23) или объемных (рисунки 1.24, 1.25) простейших элементарных областей (конечных элементов) и приложении к ним нагрузок и ограничений (рисунок 1.26). Далее составляются и решаются системы уравнений, которые описывают воздействие внешних сил на элементы и элементов друг на друга.



а) 3-х узловой линейный, б) 6-ти узловой с квадратичный

Рисунок 1.22 – Плоские треугольные конечные элементы с линейной и квадратичной аппроксимациями

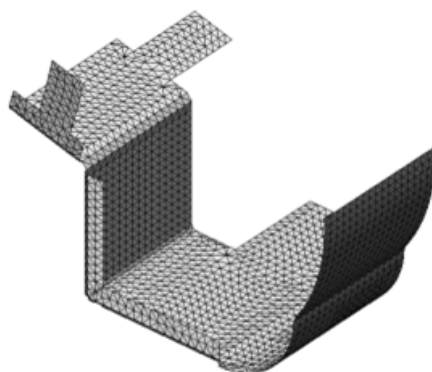
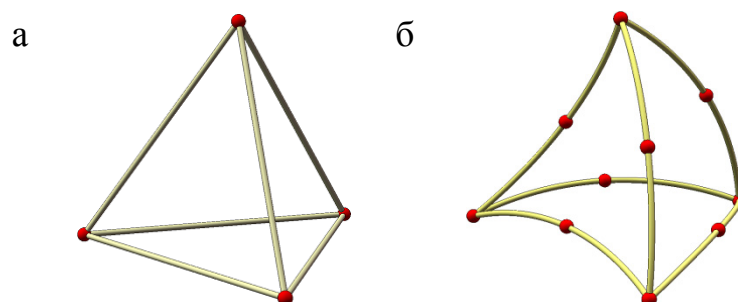


Рисунок 1.23 – Разбиение оболочечного объекта на конечные элементы



а) 4-х узловой линейный, б) 10-ти узловой квадратичный

Рисунок 1.24 – Объемные конечные элементы



Рисунок 1.25 – Разбиение объемного объекта на конечные элементы

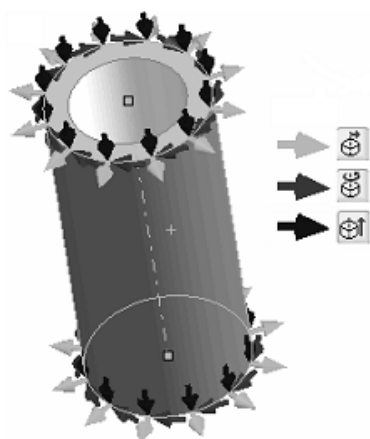


Рисунок 1.26 – Пример приложения внешних сил и ограничений (задание граничных условий)

1.5.2 Применение вычислительной техники для реализации МКЭ

С развитием вычислительной техники и появлением соответствующих программных продуктов получило развитие применения МКЭ для решения сложных контактных задач [151].

Появляются новые и совершенствуются имеющиеся программные продукты, позволяющие автоматизировать решение инженерных задач и расчетов. Современные системы автоматизации инженерных расчётов получили общее название – CAE (от англ. Computer-aided engineering). Существующие программные продукты позволяют в значительной мере автоматизировать процесс разбиения системы на элементы, составление и решение системы уравнений, и сводят решение задачи для пользователя к формулировке исходных данных, выбору типов и размеров конечных элементов. Среди отечественных CAE-систем распространение получили: T-FLEX Анализ, APM WinMachine 2010, APM Civil Engineering 2010, FEM-models и др. Из числа зарубежных CAE-систем широко применяются: ANSYS, Comsol Multiphysics, COSMOSWorks и др. [151, 152].

Для решения задач контактного взаимодействия с применением МКЭ, и математического моделирования процессов взаимодействия элементов горных машин с геосредой необходимо создание твердотельных 3D-моделей, приведенных в соответствие с реальными характеристиками горных пород и элементов машин, с их формой и размерами, поверхностью взаимодействия инструмента с породой и т. д. Для создания твердотельных моделей в настоящее время применяют CAD системы отечественных и зарубежных разработчиков: КОМПАС-3D (разработка российской компании «АСКОН»), T-Flex (разработка ЗАО «Топ Системы» РФ), SolidWorks (SolidWorks Corporation США) и др. [152].

Возможно импортирование твердотельной 3D-модели, созданной в какой-либо из CAD-систем, в CAE-систему. Для упрощения процесса моделирования многие CAE-системы обладают встроенным ядром 3D-моделирования (ANSYS, T-Flex Анализ) [152].

Так же и некоторые CAD-системы обладают встроенными в них CAE-дополнениями (SolidWorks, и последние версии КОМПАС-3D). CAE-система

COSMOSWorks [153] интегрирована с CAD-системой SolidWorks, что значительно упрощает процесс создания модели и формулировки граничных условий. На рисунке 1.27 показан пример решения контактной задачи взаимодействия индентора (резца) с породой [152].

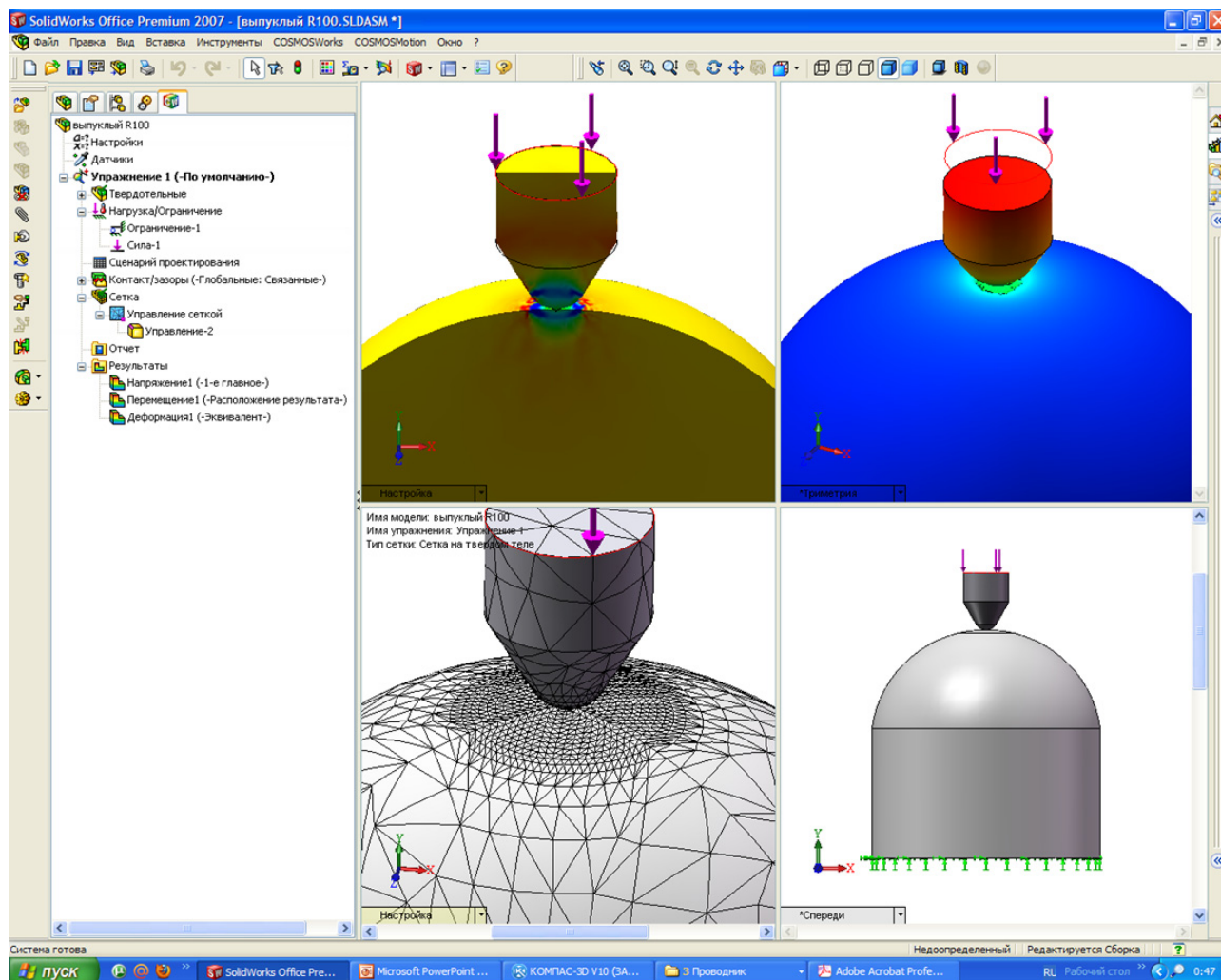


Рисунок 1.27 – Граничные условия и результаты решения контактной задачи в окне программы SolidWorks Simulation

Система COSMOSWorks, интегрированная с CAD-системой SolidWorks, может использоваться в качестве инструмента для моделирования процесса взаимодействия ИО геолога с породой забоя. Модели взаимодействия ИО геолога с породой, построенные на твердотельных моделях, созданных в CAD-системе SolidWorks позволяет представить картину распределения напряжений в призабойной зоне горного массива [154].

1.6 Трансмиссии горных машин и ВПА

1.6.1 Трансмиссии проходческих комбайнов и проходческих щитов

Важной частью привода машин является трансмиссия, которая передает энергию и мощность от двигателя к рабочим органам. В трансмиссиях горных машинах, для передачи механической энергии от двигателя к рабочему органу большое распространение получили механические передачи [1–3]. В качестве двигателей наибольшее распространение получили асинхронные электродвигатели переменного тока, гораздо реже применяются гидромоторы и пневмодвигатели [4–5].

Функциональное назначение машины и её рабочих систем и органов оказывают существенное влияние на общую структуру и схему её привода. Общая компоновка привода и размещение всех его элементов, включая трансмиссию, определяется различными требованиями – техническими характеристиками, массой и габаритными размерами, эргономикой, устоявшимися техническими решениями в горном машиностроении и др [1–3].

Учитывая многообразие схемных и конструктивных решений трансмиссий и приводов, применяющихся в горных машинах [1–3, 12, 14, 19–21], ограничимся рассмотрением только тех схем, которые наиболее близки по функциональному назначению или компоновочно-конструктивным признакам к винтоповоротным проходческим агрегатам и могут рассматриваться для дальнейшей адаптации.

Традиционными для проходческих комбайнов избирательного действия и бурового действия являются системы подачи с гусеничными движителями. Эти движители и соответственно трансмиссия системы подачи аналогичны механизмам перемещения дорожно-строительной техники, экскаваторам, бульдозерам и многим другим видам техники на гусеничном ходу. Редукторы таких трансмиссий выполнены с использованием зубчатых передач, в основном цилиндрических, но в ряде случаев при расположении двигателей вдоль оси движения – с коническими зубчатыми и червячными передачами [2, 14]. Трансмиссии обеспечивают гусеничным системам подачи непрерывность перемещения, маневренность, но развиваемые напорные усилия машины будут зависеть в первую очередь от её веса.

В проходческих щитах и проходческих комбайнах с буровым исполнительным органом в механизмах перемещения нашли применение гидроцилиндры, которые упираются в ранее возведенную крепь (рисунок 1.28) или в стенки выработки (рисунок 1.29)

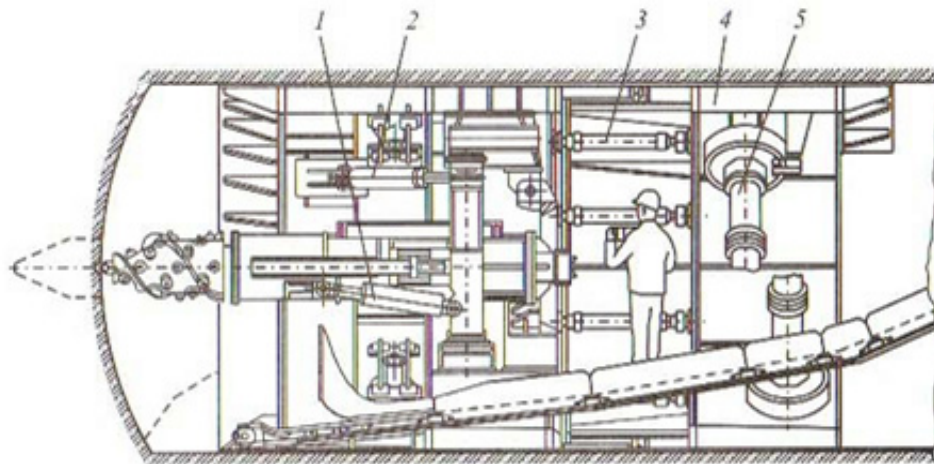
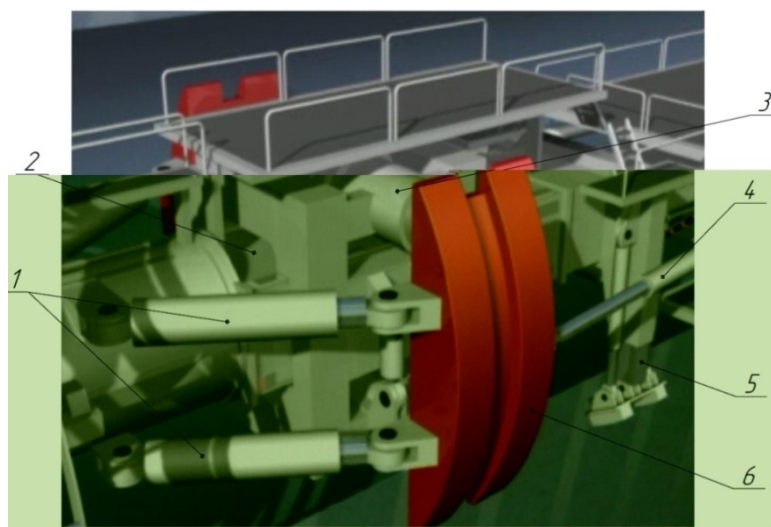


Рисунок 1.28 – Щит TSSM с упором в крепь



1 – несущая балка, 2 – гидродомкраты передвижки передние, 3 – гидродомкраты передвижки задние, 4 – гидродомкраты распора, 5 – опорные гидродомкраты, 6 – опорные элементы

Рисунок 1.29 – Распорно-шагающий механизм (щит фирмы Herrenknecht)

Такие механизмы также можно условно назвать трансмиссиями системы перемещения. Они обеспечивают значительное напорное усилие, превышающее вес щита или комбайна, но обеспечивают только цикличное перемещение, имеют ограниченную маневренность и, в случае с распором в стенки выработки – ограниченную область применения – только по крепким устойчивым породам [2, 14].

Очевидно, что трансмиссии [19–21], используемые в механизмах перемещения проходческих комбайнов и щитов не могут в непосредственном виде быть применены в геоходах ввиду существенных функционально-конструктивных отличий внешнего движителя и общей компоновки. Кроме того такая трансмиссия не реализует вращательного движения головной секции.

Отдельного внимания заслуживают трансмиссии роторных исполнительных органов проходческих щитов, имеющие более близкие к геоходам технические параметры (частота вращения выходного звена, вращающий момент, мощность установленных двигателей) [14–18, 25].

Роторные исполнительные органы используют четыре типа приводов – для отечественных щитов чаще применяются асинхронные электродвигатели и гидроцилиндры вращения с храповыми механизмами. В зарубежных щитах чаще применяются электродвигатели постоянного тока и гидромоторы.

На рисунке 1.30 вращение роторному исполнительному органу может передаваться через центральный вал (рисунок 1.30, а), или через цевочный или зубчатый венец, установленный на роторе (рисунок 1.30, б). В первой схеме центральный вал загромождает внутреннее пространство, во второй схеме приводы располагаются на периферии [16, 17].

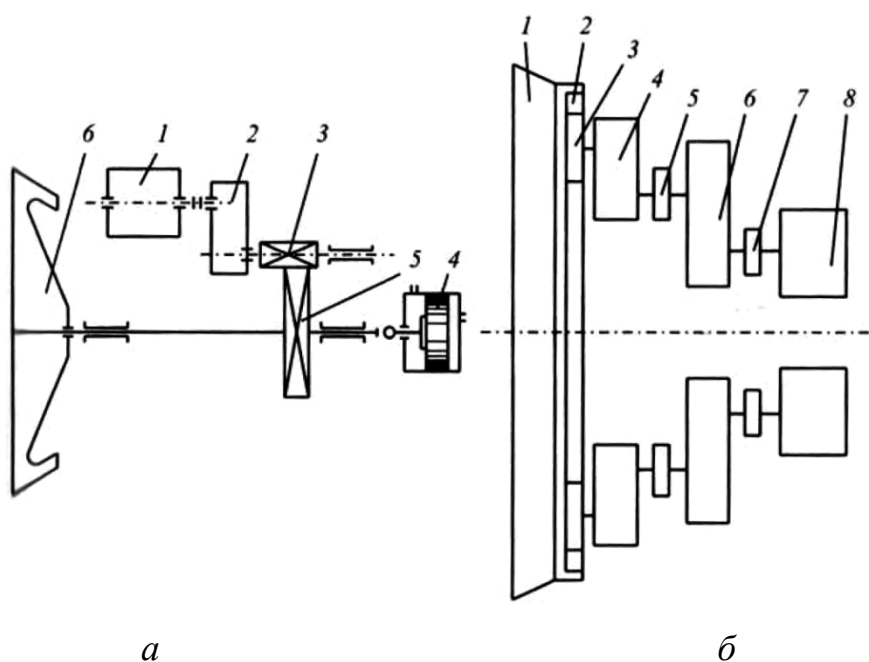


Рисунок 1.30 – Роторный исполнительный орган с электроприводом

На рисунке 1.31 привод роторного исполнительного органа щита ПЩМ-3,2 комплекса КЩ-3,2БР через четыре редуктора 3 получает энергию от гидромоторов, закрепленных на стойках 6 и 5, закрепленных на раме 1.

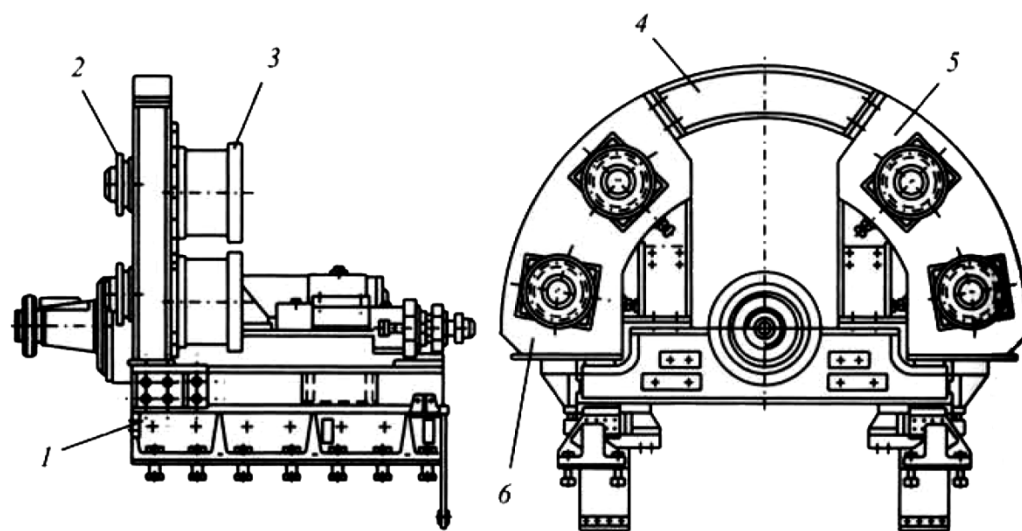


Рисунок 1.31 – Роторный исполнительный органа с гидромоторами

Такие же приводы применяются и на щитах фирм «Калвелд», «Киннер Муди» «Мак Алпайн» [16–18, 25].

Гидроцилиндры могут применяться для вращения совместно с механизмами свободного хода с храповым механизмом (щиты ПЩМ-2,1, ПЩМ-2,6, ПМЩ-3,2, ПЩМ-3,6, ЩН-1) (рисунок 1.32). Гидроцилиндры могут располагаться и на периферии корпуса, как в щите «Кумагай Гуми» (Япония)) [16, 22].

В первой схеме (рисунок 1.32) внутреннее пространство занято центральным валом, кроме того, расположение гидроцилиндров не позволяет эффективно использовать их силовые возможности. Основные недостатки устранены в схеме на рисунке 1.33 [16, 25].

Рассмотренные схемы приводов роторных исполнительных органов проходческих щитов не могут в непосредственном виде использоваться в геоходах и требуют серьезной адаптации и согласования с кинематическими и силовыми параметрами геохода. Тем не менее, периферийное расположение гидроцилиндров или гидромоторов способствует освобождению внутреннего пространства.

1.6.2 Трансмиссии винтоповоротных проходческих агрегатов

Трансмиссии винтоповоротных проходческих агрегатов ЭЛАНГ-3 и ЭЛАНГ-4 были выполнены на основе гидроцилиндров, расположенных по хордам на периферии внутри секций агрегатов (рисунок 1.34). В агрегате ЭЛАНГ-3 гидроцилиндры, наклоненные под острым углом к плоскости перпендикулярной оси секций, закреплялись на смежных секциях и находились в постоянной кинематической связи. Гидроцилиндры поочередно выдвигали и подтягивали секции трехсекционного агрегата, обеспечивая циклическую подачу на забой [26, 41–44].

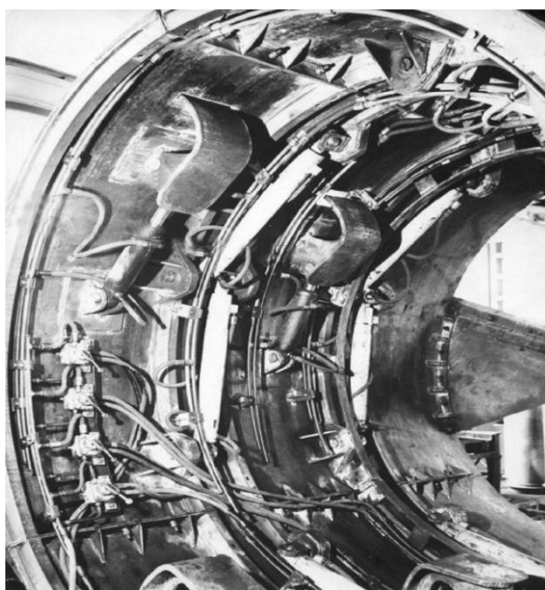


Рисунок 1.34 – Гидроцилиндры трансмиссии ВПА ЭЛАНГ-3

Трансмиссия ВПА ЭЛАНГ-4 также была выполнена на основе гидроцилиндров. Последние шарнирно закреплялись на сопрягающей части хвостовой секции при работе штоками входили в зацепление с позами на рейках, закрепленных на внутренней поверхности головной секции. При выдвигании штоков гидроцилиндров трансмиссии головная секция осуществляла поворот на определенный угол, соответствующий шагу выдвигания штоков. Одновременно с вращением головная секция совершала и поступательное движение вперед, хвостовая секция подтягивалась по окончании выдвигания штоков гидроцилиндров трансмиссии. Также как и в предыдущем случае ВПА совершал прерывистую подачу на забой. Дальнейшее развитие схемные решения трансмиссии получили в заявках и авторских свидетельствах [45–49].

В целом, трансмиссии ВПА ЭЛАНГ с гидроцилиндрами могли развивать достаточную для работы агрегата величину вращающего момента, имели возможность регулирования скорости перемещения, не загромождали внутреннее пространство, обеспечивали перемещение без упора в ранее возведенную крепь. К имеющимся недостаткам можно отнести следующие: отсутствие непрерывной подачи на забой из-за принципа работы гидроцилиндров, неудачная конструкция сопряжения секций, выполненная по «пенальному принципу», необходимость периодического подтягивания хвостовой секции.

Трансмиссии механизмов перемещения и систем подачи традиционных проходческих комбайнов и проходческих щитов имеют существенные отличия от трансмиссий ВПА как в плане функционально-компоновочных признаков и кинематики, так и по развиваемым силовым и кинематическим параметрам. Трансмиссии роторных исполнительных органов наиболее близки к трансмиссиям ВПА по компоновке, но требуют предварительной адаптации. В то же время трансмиссии ВПА ЭЛАНГ имеют ряд недостатков, затрудняющих разработку и создание новых конструкций геолоходов, основным из которых является отсутствие непрерывной подачи на забой.

1.7 Выводы

1. Строительство подземных сооружений различного назначения зарубежом и в Российской Федерации имеет тенденцию к значительному росту.

2. Физико-механические свойства горных пород сильно разнятся в различных районах их залегания, однако превышение в 8–30 раз значения предела прочности горной породы на одноосное сжатие предела прочности на одноосное растяжение однозначно.

3. При определении схем резания исполнительных органов горных машин, используемых при проходке, удельная энергоемкость разрушения породы растягивающими нагрузками будет меньше, чем сжимающими, что приводит к значительному снижению энергоемкости процесса разрушения горной породы.

4. Проходческие комбайны и проходческие щиты накопили в своем развитии ряд существенных недостатков:

- создание тяговых и напорных усилий происходит за счет массы проходческого оборудования;
- большая металлоемкость оборудования;
- ограниченность применения по углам наклона проводимой выработки;
- для проходческих комбайнов большой проблемой является обеспечение безопасного ведения работ в призабойной зоне.

5. Принцип взаимодействия ВПА с горным массивом, заключающийся в использовании приконтурного массива горных пород, не накладывает ограничений на величину и направление развиваемых тяговых и напорных усилий и обеспечивает универсальность в части ориентации выработки в пространстве;

6. Применение принципов функционально-структурной теории создания проходческих систем, позволяет синтезировать компоновочные и схемные решения;

7. Характер взаимодействия ВПА с геосредой требует разработки специфических математических моделей взаимодействия и научно-методического обеспечения.

8. Трансмиссии механизмов перемещения и систем подачи традиционных проходческих комбайнов и проходческих щитов имеют существенные отличия от трансмиссий ВПА как в плане функционально-компоновочных признаков и кинематики, так и по развиваемым силовым и кинематическим параметрам. Трансмиссии роторных исполнительных органов наиболее близки к трансмиссиям ВПА по компоновке, но требуют предварительной адаптации. В то же время трансмиссии ВПА ЭЛАНГ имеют ряд недостатков, затрудняющих разработку и создание новых конструкций геоходов, основным из которых является отсутствие непрерывной подачи на забой.

2 РАЗРАБОТКА ТРЕБОВАНИЙ К ГЕОХОДАМ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМЫХ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ

2.1 Общий подход

Проходческие комбайны и проходческие щиты накопили в своем развитии ряд существенных недостатков [1, 2]:

- создание тяговых и напорных усилий происходит за счет массы проходческого оборудования;
- большая металлоемкость оборудования;
- ограниченность применения по углам наклона проводимой выработки;
- для проходческих комбайнов большой проблемой является обеспечение безопасного ведения работ в призабойной зоне.

Традиционно в подземных условиях для перемещения проходческого аппарата используются внешние движители: гусеничные, колесные, колесно-рельсовые или распорно-шагающие. Они (движители) хорошо показавшие себя при работе на земной поверхности (на контакте твердой и воздушной сред), не приспособлены для движения в геосреде.

Из этого обстоятельства вытекают основные проблемы современных технологий проведения горных выработок:

- невозможность движения проходческих аппаратов в любом направлении подземного пространства;
- невозможность создания больших напорных усилий на исполнительном органе для разрушения крепких пород.

Как следствие, для создания достаточных напорных усилий конструкторы вынуждены увеличивать массу горнопроходческих комбайнов, масса которых уже доходит до 150 т. Кроме того, продолжают остро стоять вопросы безопасности ведения работ в призабойной зоне.

В процессе работы проходческого комбайна или щита, для создания силы тяги и напорного усилия на исполнительном органе никоим образом не задействована

сама внешняя геосреда, а только твердая поверхность выработки на контакте гео- и воздушной сред, или при щитовом способе проходки – мощная постоянная крепь.

Дальнейшее развитие работ в области геотехнологий и геотехники может идти по двум направлениям:

1) модернизация существующего горно-шахтного оборудования и его совершенствование путем создания систем нового технического уровня;

2) поиск и создание принципиально нового, альтернативного инструментария (технологий и геотехники) для освоения недр и формирования подземного пространства.

Зарубежные фирмы ведут активный поиск по созданию новых технологий проведения горных выработок и формирования подземного пространства, а также созданию геотехники, способной проходить подземные выработки в любом направлении и создавать достаточное напорное усилие на исполнительном органе для разрушения горных пород.

ИННОВАЦИОННЫЙ ГЕОТЕХНОГИЧЕСКИЙ ИНСТРУМЕНТАРИЙ ДЛЯ ФОРМИРОВАНИЯ ПОДЗЕМНОГО ПРОСТРАНСТВА

(инновационный ИФПП) – комплекс, включающий в себя:

- новый поход к проведению горных выработок и формированию подземного пространства;
- новые технологии проведения выработок;
- новый класс горнопроходческой техники;
- новый вид крепей горных выработок и обделок подземных сооружений;
- новое научно-методическое обеспечение.

Новый поход к проведению горных выработок и формированию подземного пространства – проходка горных выработок изначально рассматривается как процесс движения твердого тела (оборудования) в среде вмещающих пород (геосреде).

Приконтурный массив (геосреда) при этом используется:

- как опорный элемент, участвующий в создании движущей силы подземного аппарата – геохода;

- для формирования напорного усилия на исполнительном органе;
- для восприятия реактивных усилий при движении проходческого агрегата (подземного аппарата);
- для выполнения основных технологических операций, включая и крепление выработки постоянной крепью.

Новые технологии проведения выработок и формирования подземного пространства:

ГЕОВИНЧЕСТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОВЕДЕНИЯ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК (ГВТ) – 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. Вовлечение приконтурного массива горных пород достигается введением дополнительной технологической операции – формирования системы законтурных каналов [1, 2].

Новый класс горнопроходческой техники, систем (ГПС):

ГЕОХОДЫ – аппараты, движущиеся в породном массиве с использованием геосреды. Базовый элемент ГВТ. Представляя собой новый класс горных машин, геоходы предназначены для проходки подземных выработок различного назначения и расположения в пространстве, **аналогов конструкции в мировой практике нет.**

Новый вид крепей горных выработок и обделок подземных сооружений – АРМИРУЮЩАЯ ЗАКОНТУРНАЯ КРЕПЬ. В процессе проведения подземной выработки геоходом, за контуром выработки формируется система каналов. Использование системы винтовых и продольных каналов создает предпосылки к формированию нового подхода к креплению подземных выработок и разработке нового класса крепи горных выработок.

Новое научно-методическое обеспечение – ГЕОДИНАМИКА ПОДЗЕМНЫХ АППАРАТОВ – наука, изучающая силы, возникающие на поверхности твердого тела (подземного аппарата) движущегося в твердой среде (геосреде).

На основе сформулированного подхода 2007 году были начаты работы по созданию нового инструментария по формированию подземного пространства. В качестве начального элемента системы был выбран геоход.

Первые результаты исследований по геоходной тематике (рисунок 2.1) были опубликованы в 2008 году (рисунок 2.2).

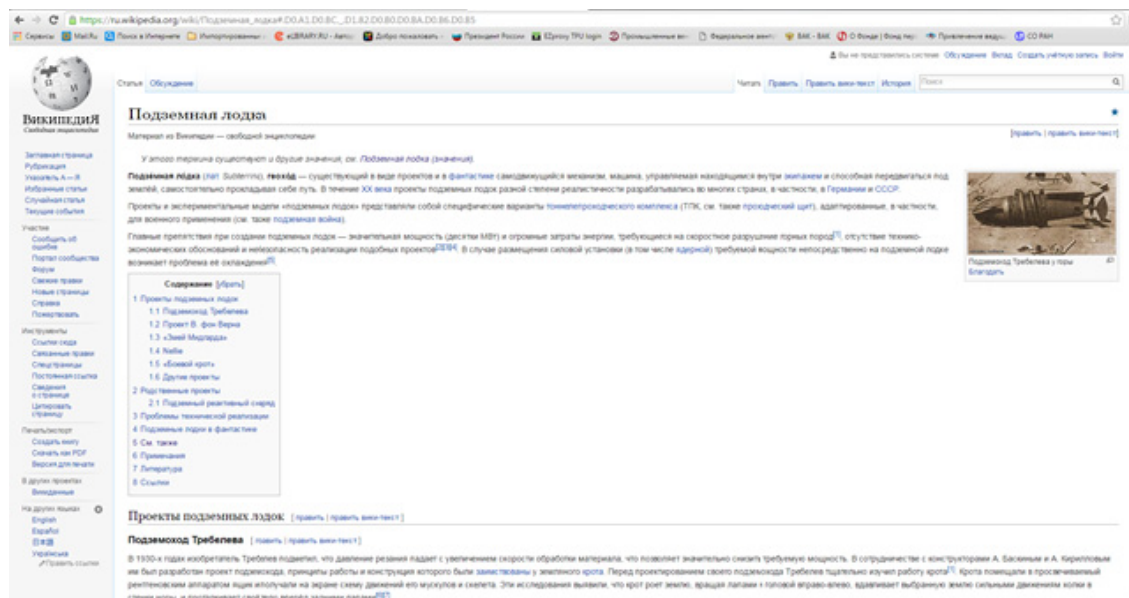


Рисунок 2.1 – Сканированная страница всемирной энциклопедии Wikipedia с информацией о термине «геоход»

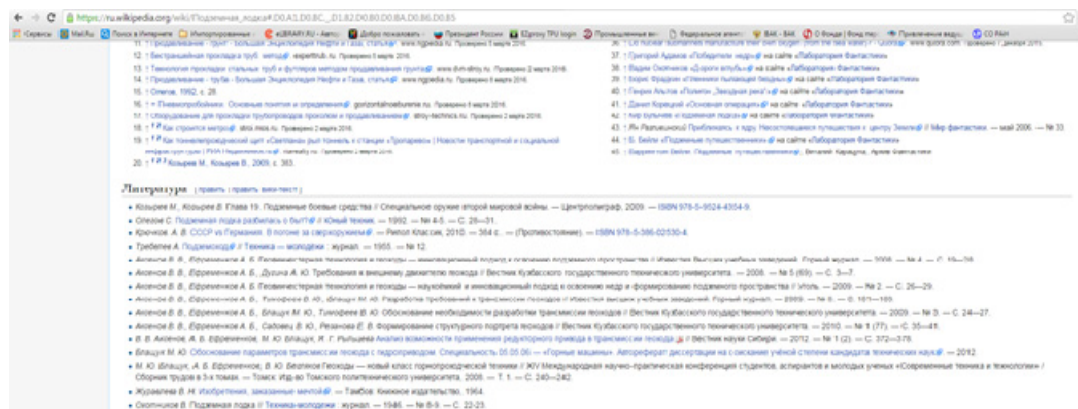


Рисунок 2.2 – Сканированная страница всемирной энциклопедии Wikipedia с информацией о литературе, относящейся к термину «геоход»

2.2 Особенности работы геоходов

Особенности работы геохода в значительной степени определяются способом взаимодействия движителя с окружающей геосредой и характером движения агрегата [26, 25]. Работа движителя и его геометрические параметры определяют характер

подачи инструмента на забой. Характер взаимодействия движителя с геосредой исключает вес геохода из процесса формирования напорного усилия, что побуждает к снижению металлоемкости агрегата и исполнительного модуля в том числе [54].

Размещение основных систем геохода на вращающемся корпусе движителя предъявляет особые требования к системе подвода энергоносителей к основным потребителям. Необходимость обеспечения маневренности геохода накладывает ограничения на его продольные размеры. Необходимость обеспечения доступа к элементам исполнительного органа накладывает ограничения на плотность размещения оборудования в лобовой части агрегата и энерговооруженность агрегата. Все это заставляет совместить подачу инструмента на забой с вращательно-поступательным движением движителя, и, значит, подача исполнительного органа на забой будет осуществляться по винтовой линии с шагом, равным шагу винтовой линии движителя.

Постоянное формирование и одновременное разрушение уступа на поверхности забоя является главной отличительной особенностью работы исполнительного органа геохода и определяет основные функционально-конструктивные требования к разрабатываемым конструктивным и схемным решениям ИО геоходов.

Кроме того, способ взаимодействия геохода с геосредой обеспечивает возможность создания больших напорных усилий на ИО.

Способ перемещения геохода на забой требует создания привода, развивающего весьма большие крутящие моменты при очень низких скоростях.

Размещение оборудования внутри цилиндрической оболочки и необходимость доступа к этому оборудованию создает необходимость периферийного размещения «начинки» для обеспечения внутреннего свободного пространства.

Одна из особенностей геохода – это наличие нескольких зон разрушения породы: главный забой, формирующий фронт выработки; винтовые законтурные каналы, являющиеся опорными элементами для движителя; продольные законтурные каналы, являющиеся опорными элементами для элементов противовращения (стабилизирующих элементов). Это, в свою очередь, предъявляет особые требования к системе погрузки и транспортирования отбитой горной массы.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что условия работы геохода обладают рядом особенностей, отличающих их от условий работы других проходческих систем, а именно:

- своеобразный характер взаимодействия с геосредой;
- жесткая кинематическая связь перемещения геохода с вращением внешнего движителя;
- работа на любых углах наклона проводимой выработки;
- зависимость подводимых напорных усилий от параметров геосреды.

2.3 Требования, предъявляемые к геоходам

Выявленные особенности и к базовому средству проведения подземных горных выработок, его основным системам, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Требования к базовому средству проведения подземных горных выработок [133]

№ пп	Наименование системы	Особенности	Требования
1	Базовое средство проведения – геоход	– принцип работы; – наличие новых функционально-конструктивных элементов; – общая функционально-компоновочная схема; – возможность реализации на исполнительном органе любых напорных усилий (возможность создания ИО для разрушения крепких пород); – качественно новые функциональные возможности;	– корпус проходческой машины должен иметь внешний движитель, активно взаимодействующий с геосредой для создания требуемых тяговых и напорных усилий; – оборудование должно обеспечивать выполнение всех операций проходческого цикла с возможностью их полного совмещения во времени; – проходческая машина должно иметь возможность перемещаться в любом направлении подземного пространства и менять направление своего движения по трассе выработки; – перемещение проходческой машины не должно быть связано с необходимостью возведения мощной постоянной крепи; – перекрытие призабойной зоны для исключения процесса отслоения пород кровли, бортов и груди забоя должно быть обеспечено одновременно с перемещением проходческой машины; – все функциональные исполнительные механизмы проходческой системы должны быть смонтированы на одной конструктивной базе; – металлоемкость конструкции при достаточной прочности должна быть снижена по сравнению с проходческими щитами традиционного исполнения;

Продолжение таблицы 2.1

№ пп	Наименование системы	Особенности	Требования
			– величина передаваемых на исполнительный орган напорных усилий должна соответствовать усилиям, необходимым для разрушения породы (геосреды), в которой перемещается проходческая машина и не требовать пропорционального увеличения массы горнопроходческого оборудования;
2	Носитель геохода	– не имеет аналогов в горном машиностроении. Основопологающие отличия по назначению и принципу работы от всех существующих систем горнопроходческих комбайнов и проходческих щитов; – своеобразный характер взаимодействия элементов носителя с геосредой; – большой спектр возможных компоновочных и конструктивных решений; – возможность работы на любых углах наклона проводимой выработки; – необходимость согласования работы всех систем геохода; – отсутствие методик расчета силовых и конструктивных параметров;	К корпусу головной и хвостовой секций носителя геохода: – должен воспринимать нагрузку, возникающую при работе силового оборудования геохода; – должен перераспределять нагрузку от силового оборудования геохода на окружающую его геосреду; – носитель должен иметь возможность работы в непрерывном режиме; – носитель должен обеспечивать возможность изменения направления движения геохода по трассе выработки и возможность реверсирования; – корпус носителя должен оказывать минимальное сопротивление движению геохода; – иметь минимальные из условия прочности массово-габаритные характеристики; – прочность элементов корпуса головной секции носителя геохода должна быть достаточной для восприятия действующих на него нагрузок; – должна быть обеспечена возможность пристыковки ИО к головной секции носителя и креповозводящего модуля к хвостовой секции геохода; – должна быть обеспечена возможность ремонта и замены элементов корпуса носителя. К механизму передачи вращения: – соединять головную и хвостовую секции с возможностью их взаимного поворота; – передавать вращательный момент от энергосиловой установки к внешнему движителю; – обеспечить достаточную производительность при любом пространственном расположении геохода;
3	ИО геохода	– принципиальные отличия по назначению и выполняемой работе от всех существующих систем горнопроходческих комбайнов и проходческих щитов; – своеобразный характер взаимодействия с геосредой;	– должна обеспечиваться возможность непрерывного перемещения геохода на забой; – в неустойчивых породах должно обеспечиваться перемещение ИО геохода на забой; – ИО должен разрушать забой на полное сечение проводимой выработки за один оборот головной секции; – работа ИО должна осуществляться в строгом соответствии с характером и параметрами подачи геохода на забой; – должно быть обеспечено обязательное формирование и разрушение уступа на забое выработки; – разрушение сформированного уступа должно производиться на свободную поверхность;

Продолжение таблицы 2.1

№ пп	Наименование системы	Особенности	Требования
		– жесткая взаимосвязь с работой внешнего движителя; – возможность работы на любых углах наклона проводимой выработки – зависимость подводимых напорных усилий от параметров геосреды – большой спектр возможных компоновочных и конструктивных решений – отсутствие методик расчета силовых и конструктивных параметров	– должна обеспечиваться низкая энергоемкость разрушения горного массива; – обязательное соответствие геометрических параметров ИО геохода, параметрам внешнего движителя; – должен обеспечивать маневренность на трассе выработки; – для предотвращения вывалов, перепуска породы из кровли и бортов выработки, а также из груди забоя должна быть предусмотрена возможность монтажа ограждающей оболочки (диафрагмы) непосредственно у поверхности забоя; – геометрическая форма диафрагмы должна соответствовать поверхности забоя, и также иметь вид геликоида; – должно быть обеспечено формирование винтового канала за контуром проводимой выработки; – должна быть обеспечена возможность замены ИО на носителе; – должен быть обеспечен свободный доступ к функциональным элементам исполнительного органа;
4	Трансмиссия геохода	– новый принцип работы; – обеспечение за счет конструкции постоянного по величине и непрерывного по времени напорного усилия и возможность производить разрушение горной породы в забое выработки с постоянным контактом исполнительного органа с геосредой;	– трансмиссия должна обеспечивать непрерывное перемещение агрегата на забой;
		– создание достаточного напорного усилия обеспечивает устойчивость в призабойной части и самого забоя; – возможность реализации на исполнительном органе любых напорных усилий (возможность создания ИО для разрушения крепких пород)	– трансмиссия должна обеспечивать вращающий момент на внешнем движителе достаточный для продвижения головной и стабилизирующей секций геохода и для отделения горной породы исполнительным органом (создание напорного усилия);

Окончание таблицы 2.1

№ пп	Наименование системы	Особенности	Требования
		– наличие новых функционально-конструктивных элементов (конструктивный элемент – свободное пространство внутри агрегата);	– размеры и расположение трансмиссии и привода должны оставлять свободное пространство внутри агрегата для удаления породы из призабойной зоны, размещения дополнительного оборудования и обслуживания исполнительного органа;
		– общая функционально-компоновочная схема (агрегатная компоновка геохода);	– трансмиссия и привод должны быть смонтированы на единой конструктивной базе геохода;
		– качественно новые функциональные возможности (геоход может выполнять свои функции при любом пространственном расположении)	– трансмиссия должна обеспечивать непрерывную работу геохода при любом его пространственном расположении.

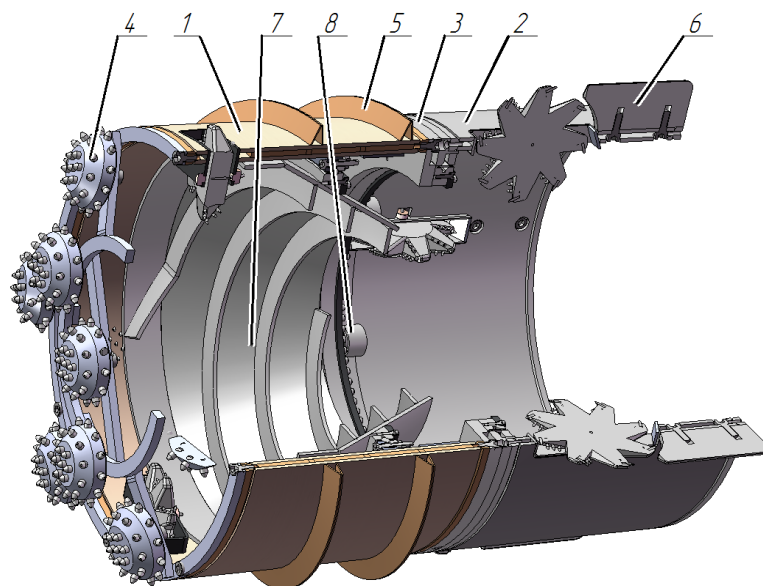
2.4 Состав геохода

Геоход состоит из взаимосогласованных систем, каждая из которых, выполняя свою задачу, участвует в выполнении задач, возлагаемых на смежные системы.

Основные системы геохода показаны на рисунке 2.3:

Кроме систем, показанных на рисунке 2.3, в состав геохода входят энергосиловая установка и система управления, также геоход может оснащаться крепежно-монтажным модулем.

На начальном этапе процесса проведения горной выработки геоходом необходимо участие стартовой системы, которая может не входить в состав изделия, т. к. одна стартовая установка может использоваться для запуска нескольких геоходов и может рассматриваться как вспомогательное оборудование парка (депо) геоходов горного предприятия или строительной организации.



1 – головная секция, 2 – стабилизирующая (хвостовая) секция, 3 – узел сопряжения секций, 4 – исполнительный орган разрушения забоя, 5 – внешний движитель с исполнительными органами, 6 – элементы противовращения с исполнительными органами, 7 – погрузочно-транспортная система, 8 – трансмиссия

Рисунок 2.3 – Основные системы геохода

2.4.1 Синтез конструктивных и компоновочных решений геоходов

Среди основных систем геохода были выделены две группы систем по признаку «обязательности»:

- обязательные – те, без которых невозможно построить геоход в том понимании, которое сложилось на данное время;

- опционные – те, которые могут присутствовать не во всех исполнениях.

В число обязательных вошли:

- головная секция;
- хвостовая секция;
- узел сопряжения секций;
- внешний движитель;
- элементы противовращения;
- трансмиссия;
- энергосиловая установка;
- система управления.

В число опционных вошли:

- исполнительный орган разрушения забоя;
- погрузочно-транспортирующая система;
- креповозводящий модуль.

Так же были выделены группы по признаку «стационарности»:

- стационарные – те, принципиальное расположение которых однозначно определено;
- перемещаемые – те, принципиальное расположение которых может меняться в зависимости от исполнения.

В число стационарных вошли:

- головная секция (только впереди хвостовой);
- хвостовая секция (только за головной);
- узел сопряжения секций (только между секциями);
- трансмиссия (только между секциями);
- исполнительный орган разрушения забоя (только впереди геогода);
- погрузочно-транспортирующая система (частично на головной и хвостовой секциях);
- система управления (разнесена по геогоду);
- креповозводящий модуль (в задней части геогода).

В число перемещаемых вошли:

- расположение внешнего движителя на хвостовой – «ХС» или на головной – «ГС» секциях;
- расположение элементов противовращения на хвостовой – «ХС» или на головной – «ГС» секциях;
- расположение энергосиловой установки на геогоде – «на борту» или вынесенная – «за бортом»;

Были выделены пять основных вариативных признаков, отличающих исполнение геогода:

- расположение внешнего движителя (ВД);
- расположение энергосиловой установки (ЭСУ);

- наличие/отсутствие исполнительного органа (ИО);
- наличие/отсутствие породоборочного модуля (ПУМ);
- наличие/отсутствие крепевозводящего модуля (КВМ).

В таблице 2.2 приведены логически возможные варианты конструктивных и компоновочных исполнений.

Таблица 2.2 – Варианты схемных и конструктивных решений геохода

Ком- понов- ка	Признак				
	ВД	ЭСУ	ИО	ПУМ	КВМ
1	ГС.	На борту	Нет	Нет	Нет
2	ГС.	На борту	Нет	Нет	Есть
3	ГС.	На борту	Нет	Есть	Нет
4	ГС.	На борту	Нет	Есть	Есть
5	ГС.	На борту	Есть	Нет	Нет
6	ГС.	На борту	Есть	Нет	Есть
7	ГС.	На борту	Есть	Есть	Нет
8	ГС.	На борту	Есть	Есть	Есть
9	ГС.	За бортом	Нет	Нет	Нет
10	ГС.	За бортом	Нет	Нет	Есть
11	ГС.	За бортом	Нет	Есть	Нет
12	ГС.	За бортом	Нет	Есть	Есть
13	ГС.	За бортом	Есть	Нет	Нет
14	ГС.	За бортом	Есть	Нет	Есть
15	ГС.	За бортом	Есть	Есть	Нет
16	ГС.	За бортом	Есть	Есть	Есть
Компо новка	Признак				
	ВД	ЭСУ	ИО	ПУМ	КВМ
17	ХС.	На борту	Нет	Нет	Нет
18	ХС.	На борту	Нет	Нет	Есть
19	ХС.	На борту	Нет	Есть	Нет
20	ХС.	На борту	Нет	Есть	Есть
21	ХС.	На борту	Есть	Нет	Нет
22	ХС.	На борту	Есть	Нет	Есть
23	ХС.	На борту	Есть	Есть	Нет
24	ХС.	На борту	Есть	Есть	Есть
25	ХС.	За бортом	Нет	Нет	Нет
26	ХС.	За бортом	Нет	Нет	Есть
27	ХС.	За бортом	Нет	Есть	Нет
28	ХС.	За бортом	Нет	Есть	Есть
29	ХС.	За бортом	Есть	Нет	Нет
30	ХС.	За бортом	Есть	Нет	Есть
31	ХС.	За бортом	Есть	Есть	Нет
32	ХС.	За бортом	Есть	Есть	Есть

Отсутствие исполнительного органа применимо только при немеханизированном способе проходки. Создание геохода преследует цель повышения производительности, что отрицает применение немеханизированного способа проходки.

Обоснование параметров крепевозводящего модуля не запланировано в данной работе. Но, учитывая, что работы по созданию законтурных крепей уже ведутся, при проектировании геоходов необходимо учитывать возможность использования законтурных каналов для размещения элементов крепи.

При отсутствии породоборочного модуля ведется ручная уборка отбитой горной массы. Принципиально ручная уборка возможна как при механизированном, так и при немеханизированном способах проходки.

Известны горные машины, у которых энергосиловые системы (гидростанции, компрессоры, генераторные станции, тепловые двигатели и др.) расположены как на борту, так и вынесены за пределы машины.

Известны компоновки машин с передним – «тянущим» и задним – «толкающим» расположением движителей, те и другие имеют ряд преимуществ и недостатков.

Если из вариативных признаков исключить наличие/отсутствие исполнительного органа, и наличие/отсутствие креповозводящего модуля, то остается три основных вариативных признака и, соответственно, восемь логически возможных вариантов конструктивных и компоновочных исполнений которые приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Варианты схемных и конструктивных решений геохода

Признак	варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
ВД	ГС	ГС	ГС	ГС	ХС	ХС	ХС	ХС
ЭСУ	На борту	На борту	За бортом	За бортом	На борту	На борту	За бортом	За бортом
ПУМ	Есть	Нет	Есть	Нет	Есть	Нет	Есть	Нет

2.4.2 Сравнение компоновочных схем геохода

На рисунках 2.4–2.11 приведены компоновочные схемы геохода.

Компоновочная схема «Вариант – 1» показана на рисунке 2.4.

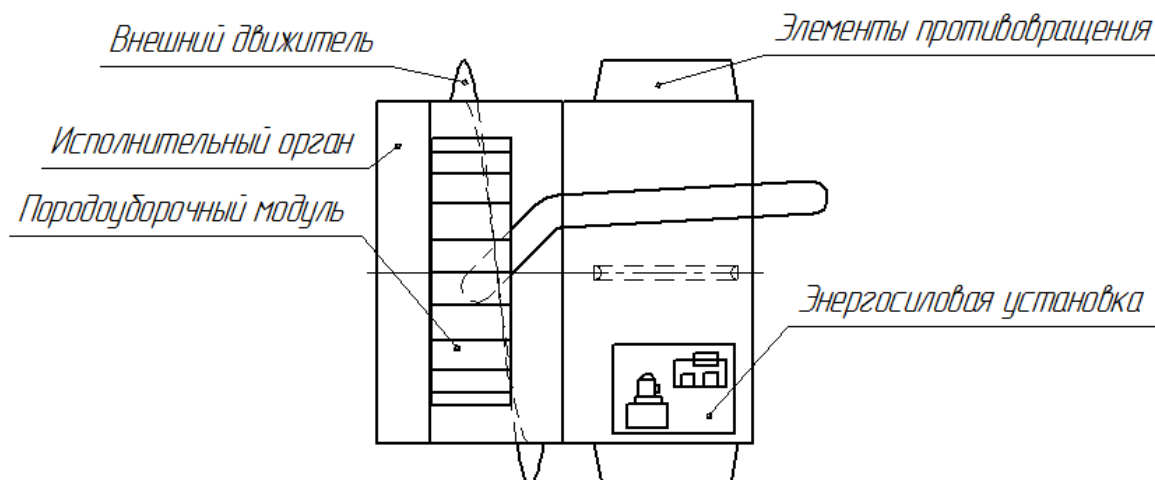


Рисунок 2.4 – Компоновочная схема «Вариант – 1»

Преимущества:

- лучшее по сравнению с вариантами 5-8 характеристики маневренности и управляемости;
- возможность совмещения вращения головной секции и переносного движения исполнительного органа;
- меньшая по сравнению с вариантами 3, 4, 7 и 8 длина гидролиний.
- механизация технологических операций по разрушению забоя, погрузке и транспортированию разрушенной породы;

Недостатки:

- необходимость размещения породоуборочного модуля на вращающемся основании;
- необходимость передачи мощных энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО главного забоя, к ОИ внешнего движителя).
- большая плотность оборудования в хвостовой секции, связанная с размещением энергосиловой установки;
- необходимость размещения породоуборочного модуля на вращающемся основании;
- большая плотность размещения оборудования в головной секции.

Компоновочная схема «Вариант – 2» показана на рисунке 2.5.

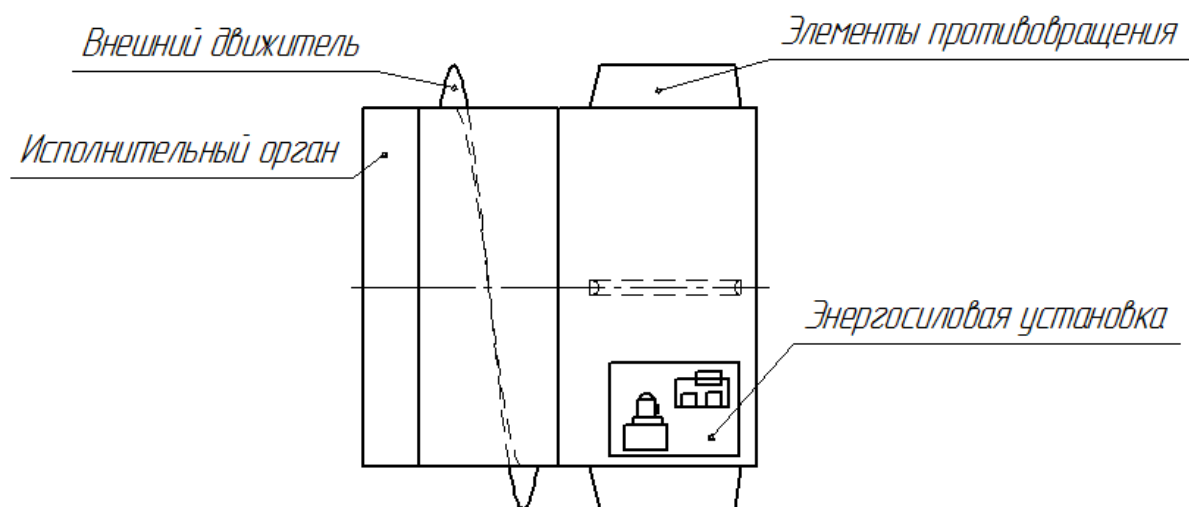


Рисунок 2.5 – Компоновочная схема «Вариант – 2»

Преимущества:

- лучшее по сравнению с вариантами 5–8 характеристики маневренности и управляемости;
- возможность совмещения вращения головной секции и переносного движения исполнительного органа;
- меньшая по сравнению с вариантами 3, 4, 7 и 8 длина гидролиний.
- меньшая по сравнению с вариантами 1 и 3 мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями;
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;

Недостатки:

- необходимость размещения породоуборочного модуля на вращающемся основании;
- необходимость передачи мощных энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО главного забоя, к ОИ внешнего движителя).
- большая плотность оборудования в хвостовой секции, связанная с размещением энергосиловой установки;
- необходимость ручной погрузки и транспортирования разрушенной породы.

Компоновочная схема «Вариант – 3» показана на рисунке 2.6.

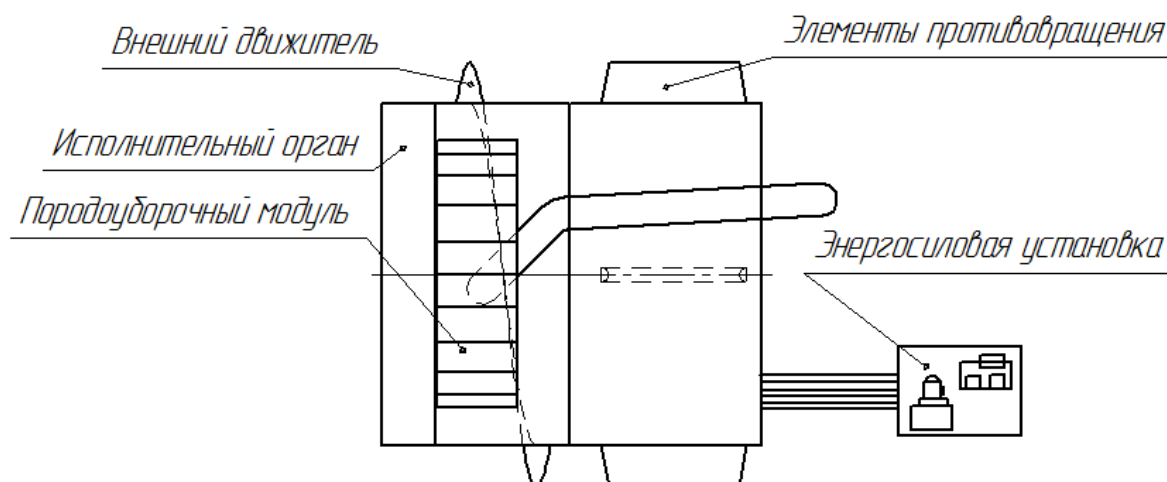


Рисунок 2.6 – Компоновочная схема «Вариант – 3»

Преимущества:

- лучшее по сравнению с вариантами 5 - 8 характеристики маневренности и управляемости;
- возможность совмещения вращения головной секции и переносного движения исполнительного органа;
- меньшая по сравнению с вариантами 1, 2, 5 и 6 плотность размещения оборудования в хвостовой секции.
- механизация технологических операций по разрушению забоя, погрузке и транспортированию разрушенной породы;

Недостатки:

- необходимость размещения породоуборочного модуля на вращающемся основании;
- необходимость передачи мощных энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО главного забоя, к ОИ внешнего движителя).
- большая длина гибких гидролиний, связанная с внешним размещением энергосиловой установки;
- большая плотность размещения оборудования в головной секции.

Компоновочная схема «Вариант – 4» показана на рисунке 2.7.

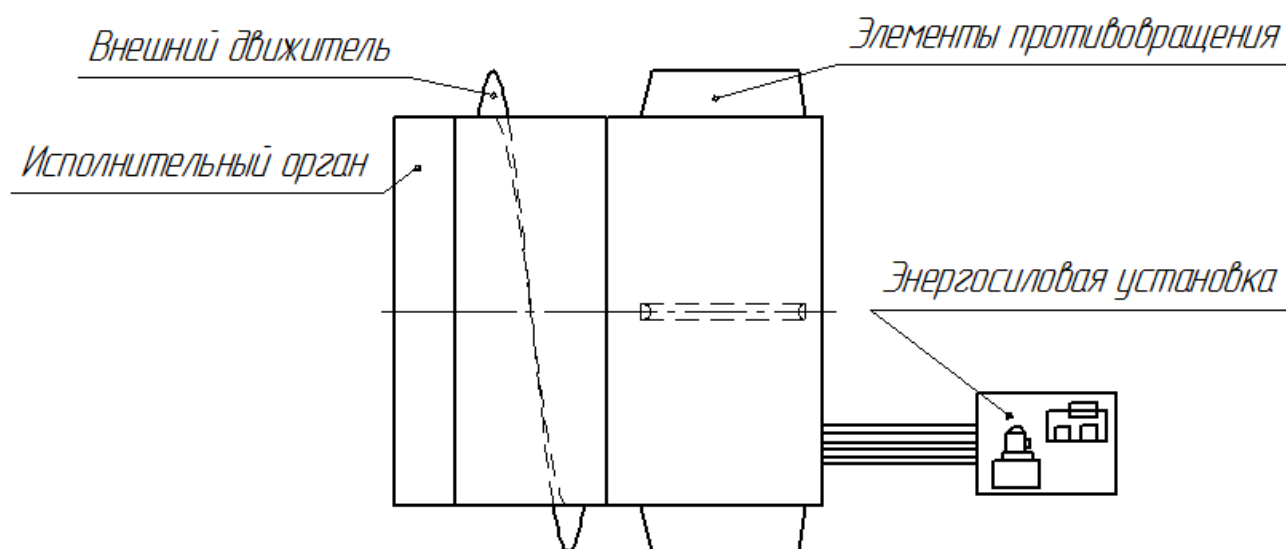


Рисунок 2.7 – Компоновочная схема «Вариант – 4»

Преимущества:

- лучшее по сравнению с вариантами 5-8 характеристики маневренности и управляемости;
- возможность совмещения вращения головной секции и переносного движения исполнительного органа;
- меньшая по сравнению с вариантами 1, 2, 5 и 6 плотность размещения оборудования в хвостовой секции.
- меньшая по сравнению с вариантами 1 и 3 мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями;
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;

Недостатки:

- необходимость передачи мощных энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО главного забоя, к ОИ внешнего движителя).
- большая длина гибких гидролиний, связанная с внешним размещением энергосиловой установки;
- необходимость ручной погрузки и транспортирования разрушенной породы.

Компоновочная схема «Вариант – 5» показана на рисунке 2.8.

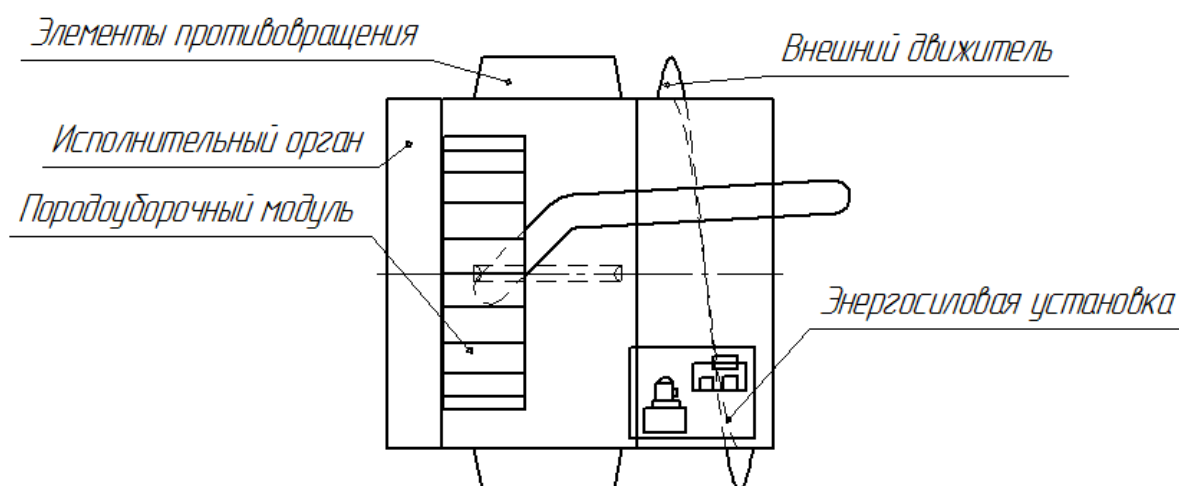


Рисунок 2.8 – Компоновочная схема «Вариант – 5»

Преимущества:

- размещение породоборочного модуля на неподвижном основании;
- меньшая мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО внешнего двигателя);
- лучшее состояние винтовых законтурных каналов (для установки законтурных элементов крепи);
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;
- меньшая по сравнению с вариантами 3, 4, 7 и 8 длина гидролиний;
- механизация технологических операций по разрушению забоя, погрузке и транспортированию разрушенной породы.

Недостатки:

- необходимость организации дополнительного привода для переносного движения ИО;
- худшие условия маневрирования;
- большая плотность оборудования в хвостовой секции, связанная с размещением энергосиловой установки;

Компоновочная схема «Вариант – 6» показана на рисунке 2.9.

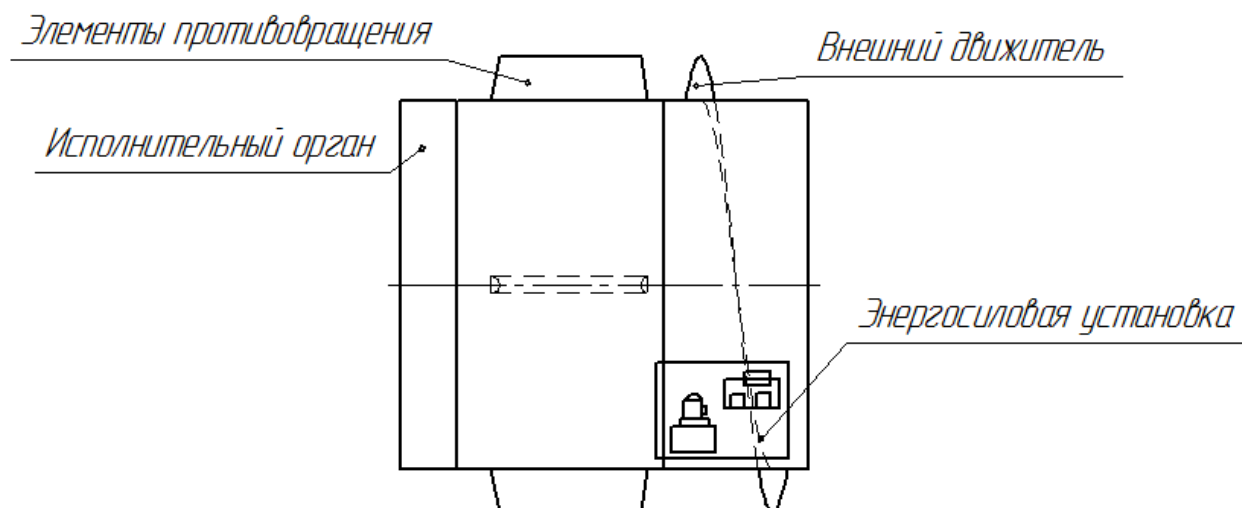


Рисунок 2.9 – Компоновочная схема «Вариант – 6»

- меньшая мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО внешнего двигателя);

- лучшее состояние винтовых законтурных каналов (для установки законтурных элементов крепи);
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;
- меньшая по сравнению с вариантами 3, 4, 7 и 8 длина гидролиний;
- меньшая мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО внешнего движителя);
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции.

Недостатки:

- необходимость организации дополнительного привода для переносного движения ИО;
- худшие условия маневрирования;
- большая плотность оборудования в хвостовой секции, связанная с размещением энергосиловой установки;
- необходимость ручной погрузки и транспортирования разрушенной породы.

Компоновочная схема «Вариант – 7» показана на рисунке 2.10.

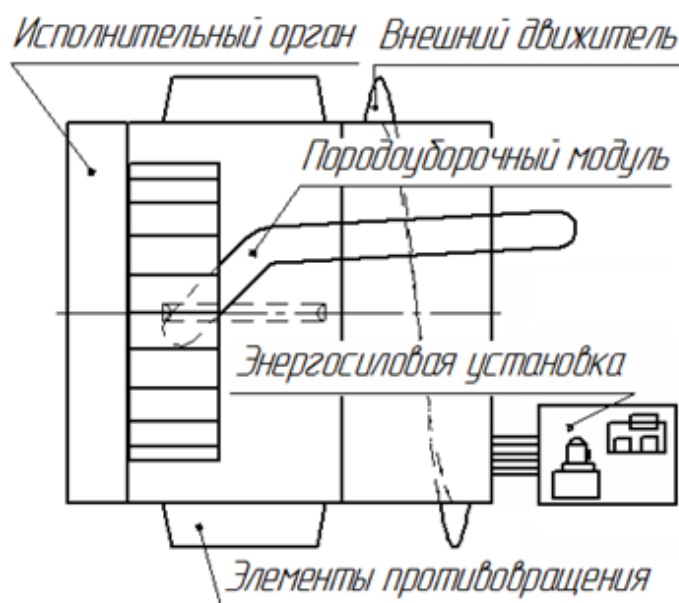


Рисунок 2.10 – Компоновочная схема «Вариант – 7»

Преимущества:

- меньшая мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО внешнего движителя);
- лучшее состояние винтовых законтурных каналов (для установки законтурных элементов крепи);
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;
- меньшая по сравнению с вариантами 1, 2, 5 и 6 плотность размещения оборудования в хвостовой секции;
- механизация технологических операций по разрушению забоя, погрузке и транспортированию разрушенной породы.

Недостатки:

- необходимость организации дополнительного привода для переносного движения ИО;
- худшие условия маневрирования;
- большая длина гибких гидролиний, связанная с внешним размещением энергосиловой установки.

Компоновочная схема «Вариант – 8» показана на рисунке 2.11.

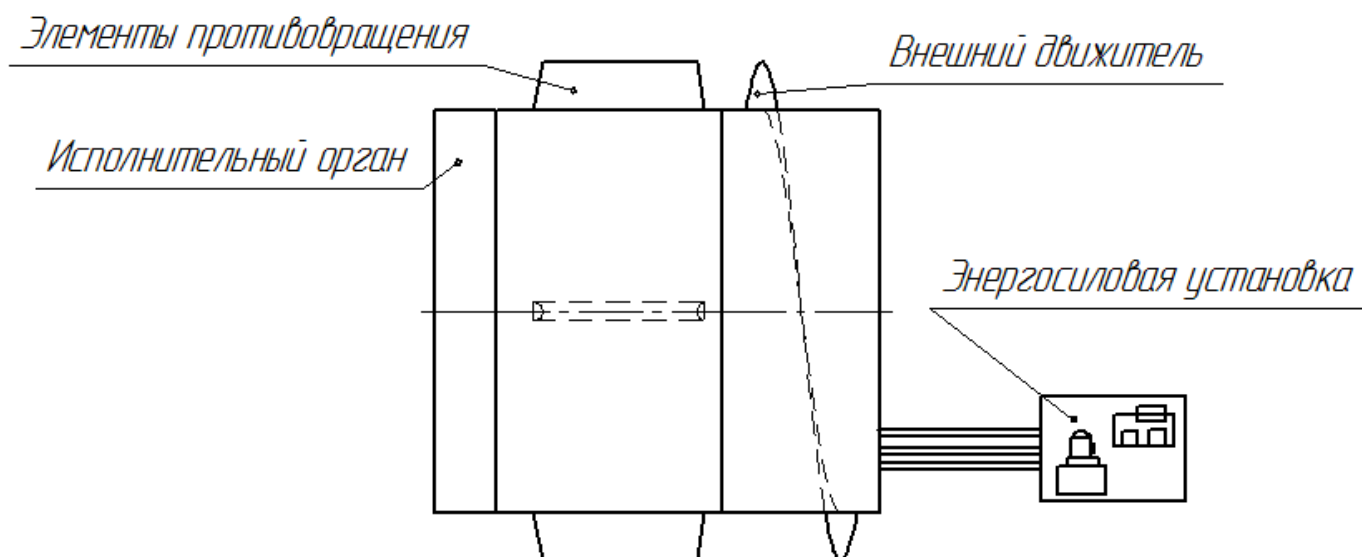


Рисунок 2.11 – Компоновочная схема «Вариант – 8»

Преимущества:

- меньшая мощность энергетических потоков между вращающейся и неповоротной секциями (подвод энергии к ИО внешнего движителя);
- лучшее состояние винтовых законтурных каналов (для установки законтурных элементов крепи);
- меньшая по сравнению с вариантами 2, 4, 6, 8 плотность оборудования в головной секции;
- меньшая по сравнению с вариантами 1, 2, 5 и 6 плотность размещения оборудования в хвостовой секции.

Недостатки:

- необходимость организации дополнительного привода для переносного движения ИО;
- худшие условия маневрирования;
- большая длина гибких гидролиний, связанная с внешним размещением энергосиловой установки;
- необходимость ручной погрузки и транспортирования разрушенной породы.

2.4.3 Выбор приемлемых вариантов

При выборе места расположения энергосиловой установки необходимо учесть, что по предварительным расчетам на геоходе суммарная мощность потребителей гидравлической энергии может достигать 500 кВт, а расход гидравлической жидкости – 700 л/мин. Массогабаритные характеристики насосной станции с такими параметрами приведут к загромождению свободного пространства хвостовой секции. Поэтому варианты 1, 2, 5, 6 исключаются из дальнейшего рассмотрения.

Организация ручной уборки отбитой горной массы при значительной производительности весьма затруднительна, поэтому варианты 4 и 8 также исключаются из дальнейшего рассмотрения.

Оставшиеся варианты 3 и 7 отличаются передним и задним расположением внешнего движителя. При заднем расположении движителя система винтовых

каналов будет нарушена и ослаблена продольными каналами. Учитывая, что разрушение (срез) межвиткового целика винтовых каналов более вероятно, чем смятие опорной поверхности продольного канала, останавливаем выбор на варианте № 3 с порододоборочным модулем, вынесенной ЭСУ и расположением внешнего двигателя на головной секции (рисунки 2.6, 2.12).

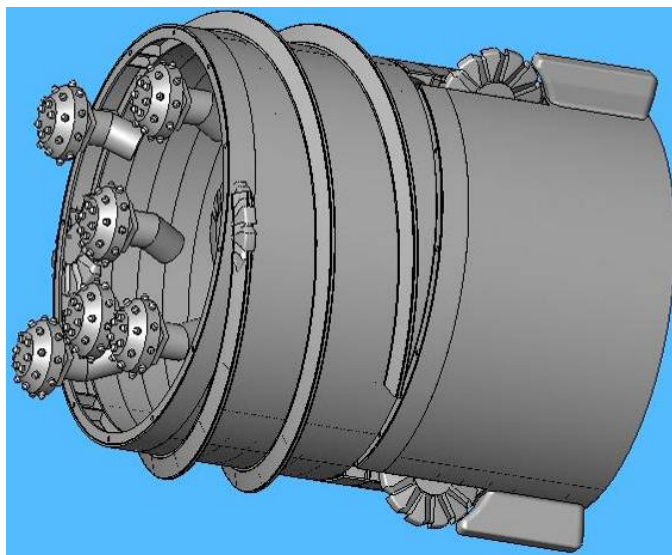


Рисунок 2.12 – Компоновка геохода, выбранная в качестве предпочтительной

Выводы:

В ходе анализа возможных компоновочных и конструктивных схем геоходов выявлены признаки вариативности исполнений.

Установлено, что необходимо:

- применение механизированного способа проходки;
- механизация процесса погрузки и транспортирования;
- применение вынесенной энергосиловой установки;
- с внешним двигателем расположенным на головной секции.

2.5 Определение необходимых силовых параметров трансмиссии двухсекционного геохода при непрерывном перемещении

При движении геохода возникает сложная картина взаимодействия его систем между собой и с геосредой. Картина взаимодействия геохода с массивом гонных пород осложняется еще и наличием системы продольных и винтовых законтурных

каналов. Наличие каналов влияет как на схему взаимодействия, так и на напряженно-деформированное состояние массива горных пород, прилегающего к проводимой выработке [59].

Корпус геолога является жесткой конструкцией и не может, как крепь отслеживать смещения окружающих пород. Поэтому для него нежелательна работа в режиме взаимовлияющих деформаций, когда нагрузка на конструкцию является результатом совместных деформаций корпуса и массива горных пород. В настоящее время процесс взаимодействия корпуса геолога с геосредой совершенно не изучен и требует детальной проработки [2, 3, 59]. Поэтому, на данном этапе, при моделировании процесса взаимодействия корпуса геолога с геосредой возможны допущения и упрощения. Например, процесс взаимодействия рассматривать в режиме заданной нагрузки от горного давления в жесткопластических средах [2, 3, 59], а для определения нагрузки использовать известные решения, применяемые при расчете щитов и крепей горных выработок.

Взаимодействие геолога с геосредой зависит от большого числа факторов: геометрических и конструктивных параметров, физико-механических свойств массива, начального поля напряжений и др. Существующая математическая модель процесса взаимодействия геолога с геосредой [1, 2, 4] разработана для циклического режима поочередного перемещения секций трехсекционного геолога и не позволяет моделировать процесс непрерывного движения двухсекционного агрегата. При этом в существующей модели расчет трансмиссии сводится к определению требуемых вращающего момента $M_{вр}$ и суммарного усилия P_d , развиваемого гидроцилиндрами вращения, что вполне соответствует задачам данного исследования.

Поэтому, на данном этапе, возможно взять за основу существующую модель, предложенную в работе [2] д. т. н. Аксеновым В.В., и доработать её до соответствия требованиям, изложенным в таблице 2.1.

Принимаем следующие допущения:

- корпус геолога обладает жесткостью, достаточной для исключения заклинивания в выработке;

– трение корпуса и законтурных элементов геохода о геосреду происходит по законам, описывающим сухое трение;

– вертикальная и горизонтальная составляющие горного давления равномерно распределены по вертикальной и горизонтальной проекциям корпуса соответственно.

При составлении схемы взаимодействия за основу принята конструкция двухсекционного геохода ЭЛАНГ-4 (рисунок 2.13). Расшифровка использованных обозначений приведена в таблице 2.4.

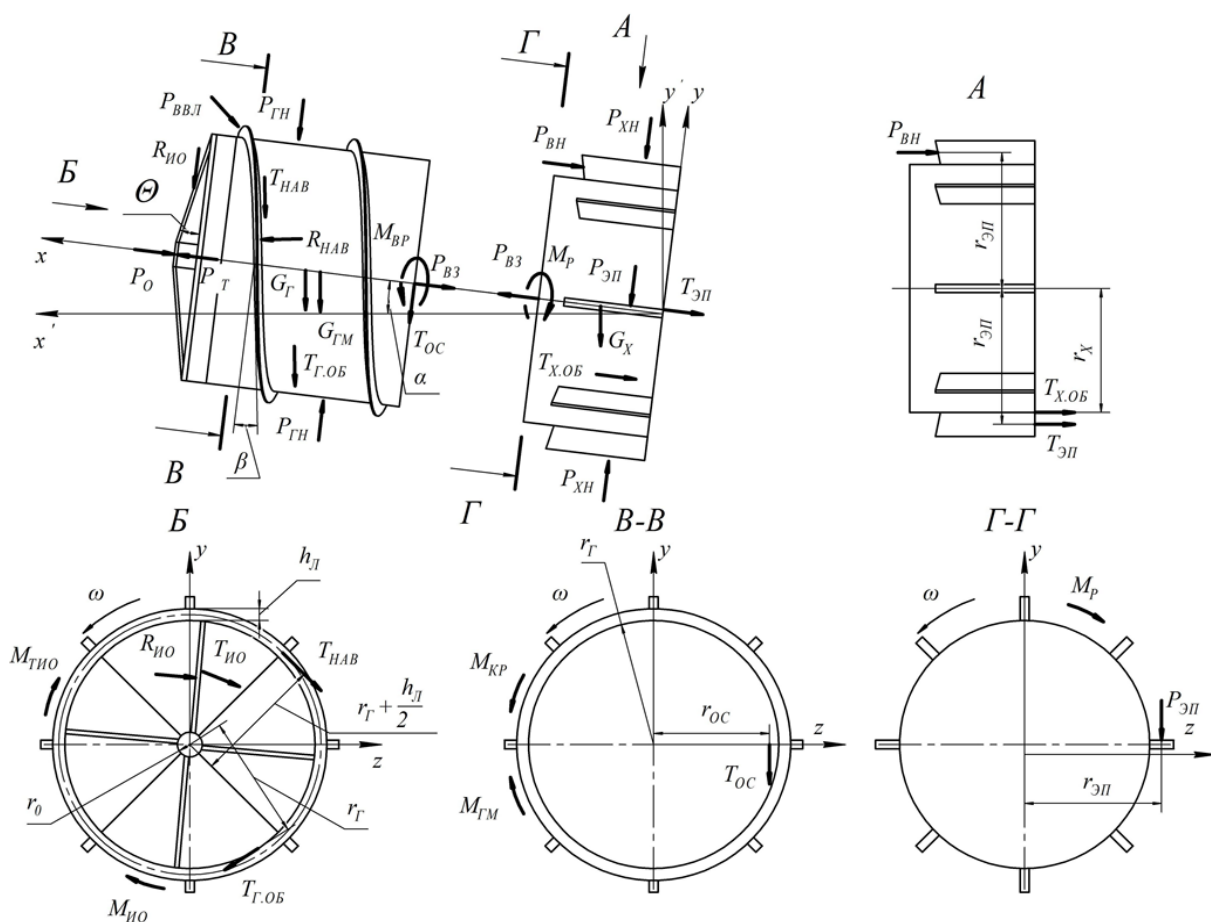


Рисунок 2.13 – Схема взаимодействия геохода с геосредой

Таблица 2.4 – Расшифровка обозначений к схеме на рисунке 2.13

Обозначение	Наименование, единицы измерения
P_T	тяговое усилие винтового движителя, Н
P_O	проекции полной силы сопротивления вмещающей породы резанию на ось вращения, Н
P_{BZ}	усилие взаимодействия головной и стабилизирующей секции при движении геохода, Н
P_{BVL}	усилие внедрения винтовой лопасти в приконтурный массив при движении агрегата, зависящее от вида исполнительного органа установленного перед ней, Н
P_{BH}	суммарное усилие внедрения элементов противовращения в породу, Н

Окончание таблицы 2.4

Обозначение	Наименование, единицы измерения
$P_{ГН}$	нормальная составляющая нагрузок от горного давления на головную секцию, Н
$P_{ХН}$	нормальная составляющая нагрузок от горного давления на стабилизирующую секцию, Н
$P_{ЭП}$	нормальная составляющая реактивной силы на элементах противовращения от реактивного крутящего момента, Н
$R_{НАВ}$	реакция пород контура выработки на винтовую лопасть, Н
$R_{ИО}$	проекция полной силы сопротивления пород резанию на плоскость перпендикулярную оси вращения, Н
$T_{НАВ}$	силы трения винтовой лопасти по вмещающей породе, Н
$T_{Г.ОБ}$	суммарная сила трения головной оболочки по вмещающей породе, Н
$T_{ИО}$	сила трения исполнительного органа по вмещающей породе, Н
$T_{ОС}$	суммарная сила трения качения останова, Н
$T_{ЭП}$	суммарная сила трения элементов противовращения о породу, Н
$T_{Х.ОБ}$	суммарная сила трения стабилизирующей секции о породу, Н
$M_{ВР}$	необходимый вращающий момент на двигателе, Н·м
$M_{ГМ}$	вращающий момент, необходимый для перемещения разрушенной породы из нижней части геогода вверх, Н·м
$M_{ТИО}$	вращающий момент сопротивления, создаваемый трением исполнительного органа по породе, Н·м
M_P	реактивный вращающий момент на стабилизирующей секции, Н·м
$G_{Г}$	вес головной секции, с учетом смонтированных на ней исполнительного органа, погрузочного устройства и другого оборудования, Н
$G_{ГМ}$	вес отбитой горной массы, находящейся внутри агрегата, Н
$G_{Х}$	суммарный вес стабилизирующей секции с оборудованием, Н
$r_{Г}$	радиус головной секции, м
$r_{ОС}$	радиус по середине шариков останова, элемента сопряжения секций геогода, реализующей передачу усилия взаимодействия между секциями и трение качения между секциями, м
$r_{ЭП}$	расстояние от оси вращения до середины элементов противовращения, м
$r_{Х}$	радиус стабилизирующей секции, м
r_0	радиус центрального патрубка исполнительного органа геогода, м
$h_{Л}$	высота винтовой лопасти, м
α	угол подъема выработки, град
β	угол подъема винтовой лопасти, град
θ	средний угол между плоскостью перекрытия исполнительного органа и плоскостью, перпендикулярной оси вращения, град
ω	угловая скорость вращения геогода, рад/с

Рассмотрим случай равномерного прямолинейного движения агрегата. При этом головная секция совершает равномерное вращение и равномерное прямолинейное движение, а стабилизирующая только равномерное прямолинейное

движение, в этом случае ускорения: линейное ускорение α и угловое ускорение ε равны нулю. Составим систему из трех уравнения:

$$\begin{cases} P_T - T_{HAB} \cdot \sin \beta - P_{B3} - P_O + (G_\Gamma + G_{\Gamma M}) \cdot \sin(\pm \alpha) - T_{\Gamma.OB} \cdot \sin \beta - \\ - T_{HO} \cdot \sin \Theta - P_{BBL} \cdot \sin \beta = 0 \\ M_{BP} - R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot \left(r_\Gamma + \frac{h_{\Gamma L}}{2} \right) - T_{HAB} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_\Gamma + \frac{h_{\Gamma L}}{2} \right) - M_{\Gamma M} - \\ - M_{HO} - M_{THO} - T_{\Gamma.OB} \cdot \cos \beta \cdot r_\Gamma - T_{OC} \cdot r_{OC} - P_{BBL} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_\Gamma + \frac{h_{\Gamma L}}{2} \right) = 0 \\ P_{B3} - T_{ЭП} - P_{BH} + G_X \cdot \sin(\pm \alpha) - T_{X.OB} = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

Система решается методом подстановки и выражения неизвестных. Выразим P_T , T_{HAB} и $T_{ЭП}$. Значения T_{HAB} и $T_{ЭП}$ определены в работе [2] и равны соответственно:

$$P_T = R_{HAB} \cdot \cos \beta; \quad (2.2)$$

$$T_{HAB} = R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi}; \quad (2.3)$$

$$T_{ЭП} = M_{BP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}}. \quad (2.4)$$

Из выражений (2.2) и (2.4) можно найти искомые величины. Подставим в третье уравнение системы (2.1) уравнение (2.4):

$$P_{B3} = M_{BP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_{BH} + G_X \cdot \sin(\pm \alpha) + T_{X.OB} \quad (2.5)$$

Подставим значения P_T , P_{B3} , T_{HAB} и $T_{ЭП}$ в первое уравнение системы (2.12):

$$\begin{aligned} R_{HAB} \cdot \cos \beta - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \sin \beta - M_{BP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} - P_{BH} + G_X \cdot \sin(\pm \alpha) - T_{X.OB} - \\ - P_O + (G_\Gamma + G_{\Gamma M}) \cdot \sin(\pm \alpha) - T_{\Gamma.OB} \cdot \sin \beta - T_{HO} \cdot \sin \Theta - P_{BBL} \cdot \sin \beta = 0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

Обозначим составляющие уравнений, в которые не входят неизвестные величины как P_Z .

$$\begin{aligned} P_Z = -P_{BH} + G_X \cdot \sin(\pm \alpha) - T_{X.OB} - P_O + (G_\Gamma + G_{\Gamma M}) \cdot \sin(\pm \alpha) - \\ - T_{\Gamma.OB} \cdot \sin \beta - T_{HO} \cdot \sin \Theta - P_{BBL} \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad (2.7)$$

Тогда R_{HAB} равно:

$$R_{HAB} \cdot \cos \beta - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \sin \beta - M_{BP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_Z = 0 \quad (2.8)$$

Подставим T_{HAB} во второе уравнение системы (2.1):

$$\begin{aligned} M_{BP} - R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) - M_{ГМ} - \\ - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cdot \cos \beta \cdot r_{\Gamma} - T_{ОС} \cdot r_{ОС} - P_{БВЛ} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Для дальнейшего преобразования обозначим составляющие уравнения (2.9) в которые не входят неизвестные величины как M_Z :

$$M_Z = -M_{ГМ} - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cdot \cos \beta \cdot r_{\Gamma} - T_{ОС} \cdot r_{ОС} - P_{БВЛ} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) \quad (2.10)$$

Тогда уравнение (2.9) принимает вид:

$$M_{BP} - R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) + M_Z = 0 \quad (2.11)$$

Выразим M_{BP} из (2.11):

$$M_{BP} = R_{HAB} \cdot \left(\sin \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) + \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) \right) - M_Z \quad (2.12)$$

Подставим M_{BP} из (2.12) в (2.8):

$$\begin{aligned} R_{HAB} \cdot \cos \beta - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \sin \beta - \\ - \left[R_{HAB} \cdot \left(\sin \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) + \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) \right) - M_Z \right] \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_Z = 0 \end{aligned} \quad (2.13)$$

Раскроем скобки и выразим R_{HAB} :

$$R_{HAB} = \frac{-M_Z \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} - P_Z}{\cos \beta - \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \sin \beta - \sin \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right) - \operatorname{tg} \varphi_{TP}^{\Pi} \cdot \cos \beta \cdot \left(r_{\Gamma} + \frac{h_{\mathcal{L}}}{2} \right)} \quad (2.14)$$

При известной R_{HAB} усилие тяги P_T определяется по формуле (2.2).

Расшифровка обозначений, входящих в уравнения (2.1)...(2.14) приведена в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Расшифровка обозначений в уравнениях (2.1)...(2.14) [133]

Обозначение	Наименование, единицы измерения
m_1	масса головной секции агрегата и всего оборудования находящегося внутри, кг
m_2	масса стабилизирующей секции агрегата и всего оборудования находящегося внутри, кг
n	количество ножей на ИО геохода, шт
γ	угол наклона радиального ножа к плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода, град
Θ	средний угол между плоскостью перекрытия исполнительного органа и плоскостью, перпендикулярной оси вращения, град
δ	угол резания, град
δ_1	угол резания при изношенном резце, град
h_B	шаг винтовой лопасти, м
$h_{Л}$	высота винтовой лопасти, м
β	угол подъема винтовой лопасти, град
$n_{Л}$	количество загруженных лопаток, шт
$b_{Л}$	длина погрузочной лопатки, м
$h_{пл}$	высота погрузочной лопатки, м
m	среднее расстояние между лопатками, м
d_1, d_2, d_3	расстояния от центральной вертикальной оси до линии действия веса горной массы в лопатке ГЛ, м
$r_{ЭП}$	расстояние от оси вращения до середины элементов противовращения, м
r_{OC}	радиус по середине шариков останова, элемента сопряжения секций геохода, реализующей передачу усилия взаимодействия между секциями и трение качения между секциями, м
r_0	радиус центрального патрубка ИО геохода, м
$r_{Г}$	радиус головной секции, м
R_1	радиус выработки, м
$l_{Г}$	длина головной секции, м
$l_{ХС}$	длина стабилизирующей секции, м
l_a	общая длина агрегата (крепи), м
$h_{ВН}$	глубина внедрения элементов противовращения в массив в радиальном направлении, м
b	размер элемента противовращения в осевом направлении, м
b_z	ширина резания винторезом, м
t	глубина резания винторезом, м
$\varphi_{ТР}^П$	угол трения между породой и сталью, град
$m_{св}$	удельная сила резания для преодоления сопротивлений грунта передней гранью при угле резания 45° , Па
$m_{бок}$	коэффициент, характеризующий силу резания грунта в боковых частях прорези
$m_{бок.ср}$	коэффициент, характеризующий удельную силу среза одним из боковых ребер ножа, Н/м
$\gamma_{пор}$	удельный вес пород, Н/м ³
ρ	угол внутреннего трения породы, град
P_0	сила сопротивления геосреды упругопластическому сжатию, Н/м
$P_{усл}$	силовой параметр, характеризующий сопротивление геосреды упругопластическому сжатию, Н/м
$h_{усл}$	линейный параметр, характеризующий сопротивление геосреды упругопластическому сжатию, Н/м

Окончание таблицы 2.5

Обозначение	Наименование, единицы измерения
$f_{тр}$	коэффициент трения стали по породе в условиях сухого трения
φ	коэффициент, учитывающий влияние угла резания
$f_{трк}$	коэффициент трения качения
f	коэффициент крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова
K_3	коэффициент заполнения лопатки погрузочного органа
λ	коэффициент бокового давления породы
a_1	постоянный эмпирический коэффициент
$n_{п}$	коэффициент перегрузки погрузочного органа
K_n	коэффициент, учитывающий назначение выработки
m_v	коэффициент, учитывающий влияние способа проходки выработки
K_p	коэффициент условий работы породного массива
J	момент инерции поперечного сечения геохода, кг·м ²
a	линейное ускорение агрегата, м/с ²
ε	угловое ускорение агрегата, с ⁻²
β_2	угол, на который поворачивается точка ножа, расположенная ближе к оси вращения геохода, град
β_1	угол, на который поворачивается точка ножа, расположенная на периферии, град
h	толщина среза резцом ИО, м
$P_{o.св}$	проекция составляющей силы сопротивления грунта резанию передней гранью ножа, зависящей от ширины среза, на ось вращения, Н
$P_{o.бок}$	сила для преодоления сопротивления грунта разрушению в боковых расширениях про- рези ножа ИО, Н
$P_{изн}$	дополнительное удельное сопротивление ножа ИО в связи с износом, Н/м
$M_{и.о.св}$	момент от силы заблокированного резания породы зависящей от ширины ножа, Н·м
$M_{и.о.бок}$	момент от силы заблокированного резания породы не зависящей от ширины ножа, Н·м
$K_{об}$	общий коэффициент нагрузки погрузочного органа

2.6 Выводы

1) Существующие проходческие системы развиваются по экстенсивному пути, который исчерпал свои возможности.

2) Вовлечение приконтурного массива в процесс создания тяговых усилий позволит исключить вес проходческой техники из числа параметров, обеспечивающих её работоспособность.

3) Новый подход к созданию проходческой техники, вовлекающий геосреду в процесс движения машины, требует формирования нового научно-методического обеспечения – геодинамики подземных аппаратов – науки, изучающей силы, возникающие на поверхности твердого тела движущегося в твердой среде.

4) Принцип взаимодействия геолода с геосредой обуславливает специфические особенности работы геолода и его основных систем.

5) Принцип взаимодействия с геосредой и особенности работы геолода обуславливают предъявление специфических требований к геолоду и его основным системам.

6) Перебор комбинаций значений вариативных признаков позволяет синтезировать компоновочные решения геолода и проводить их сравнительный анализ применимости для разных условий.

7) На данном этапе предпочтительным является компоновочное решение геолода с расположением внешнего движителя на головной секции и энергосиловой установкой, вынесенной за пределы геолода.

8) Математическая модель взаимодействия геолода с геосредой, учитывающая особенности его функционально-компоновочной схемы, параметры геосреды и горнотехнические условия проведения выработки, позволяет определять основные силовые параметры трансмиссии геолода.

3 ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ И НАГРУЗКИ, ФОРМИРУЮЩИЕСЯ В РАБОЧИХ РЕЖИМАХ ГЕОХОДА

3.1 Выбор основных моделей распределения геометрических параметров геохода и выработки

Для описания случайных по своей природе, но ограниченных технологическими нормами конструктивных параметров (здесь – диаметров машины и выработки) согласно рекомендациям [131] предлагается выбирать закон бета-распределения. Рассмотрим его свойства.

Плотность распределения имеет вид

$$p(x) = \frac{1}{B(m+1; n+1)} x^m (1-x)^n = \frac{\Gamma(m+n+2)}{\Gamma(m+1)\Gamma(n+1)} x^m (1-x)^n \quad (3.1)$$

где $B(m+1; n+1)$ – бета-функция Эйлера, выражающаяся через гамма-функции

$$B(m+1; n+1) = \frac{\Gamma(m+1)\Gamma(n+1)}{\Gamma(m+n+2)} \quad (3.2)$$

При условии выбора целочисленных параметров $m, n = 1, 2, 3, \dots$ можно заменить гамма-функции факториалами

$$\begin{aligned} \Gamma(m+1) &= m! = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot \dots \cdot m \\ \Gamma(n+1) &= n! = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot \dots \cdot n \\ \Gamma(m+n+2) &= (m+n+1)! = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot \dots \cdot (m+n+1) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Таким образом, выражение для плотности можно записать в форме

$$\begin{aligned} p(x) &= \frac{(m+n+1)!}{m!n!} x^m (1-x)^n = \\ &= \frac{(m+n+1)!}{m!n!} \left[x^m + \frac{n!}{1!(n-1)!} x^{m+1} + \frac{n!}{2!(n-2)!} x^{m+2} + \dots + \frac{n!}{(n-1)!1!} x^{m+n-1} + x^{m+n} \right] \end{aligned} \quad (3.4)$$

Следует подчеркнуть, что область определения строго ограничена

$$\begin{aligned} x_{MIN} &= 0 \rightarrow p(x_{MIN}) = 0; \\ x_{MAX} &= 1 \rightarrow p(x_{MAX}) = 0 \end{aligned}$$

Отсюда нетрудно перейти к интегральной функции распределения

$$\begin{aligned}
P(x) &= \int_0^x p(\xi) d\xi = \frac{(m+n+1)!}{m!n!} \left[\int_0^q \xi^m d\xi - \frac{n!}{1!(n-1)!} \int_0^q \xi^{m+1} d\xi + \frac{n!}{2!(n-2)!} \int_0^q \xi^{m+2} d\xi + \dots \right. \\
&\dots + (-1)^{n-1} \frac{n!}{(n-1)!1!} \int_0^q \xi^{m+n-1} d\xi + (-1)^n \int_0^q \xi^{m+n} d\xi \left. \right] = \\
&= \frac{(m+n+1)!}{m!n!} \left[\frac{1}{m+1} x^{m+1} - \frac{n}{m+2} x^{m+2} + \frac{n(n-1)}{2!(m+3)} x^{m+3} + \dots \right. \\
&\dots + (-1)^{n-1} \frac{n}{m+n} x^{m+n} + (-1)^n \frac{1}{m+n+1} x^{m+n+1} \left. \right] = \\
&= \frac{(m+n+1)!}{m!n!} x^{m+1} \left[\frac{1}{m+1} - \frac{n}{m+2} x + \frac{n(n-1)}{2!(m+3)} x^2 + \dots + (-1)^{n-1} \frac{n}{m+n} x^{n-1} + (-1)^n \frac{1}{m+n+1} x^n \right]
\end{aligned} \tag{3.5}$$

Дифференцируя выражение плотности распределения

$$\frac{(m+n+1)!}{m!n!} \frac{d}{dx} (x^m (1-x)^n) = \frac{(m+n+1)!}{m!n!} x^{m-1} (1-x)^{n-1} [m(1-x) - nx]$$

и приравняв результат к нулю, получим положение максимума, называемое модой

$$x_{MAX} \equiv \text{mod}[X] = \frac{m}{m+n} \tag{3.6}$$

При этом пик плотности достигает величины

$$\begin{aligned}
p_{MAX} &= p(x_{MAX}) = \frac{(m+n+1)!}{m!n!} \left(\frac{m}{m+n} \right)^m \left(1 - \frac{m}{m+n} \right)^n = \\
&= \frac{(m+n+1)!}{m!n!} \cdot \frac{m^m n^n}{(m+n)^{m+n}}
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Известны определения важнейших статистических характеристик:

- математического ожидания

$$M[X] = \frac{m+1}{m+n+2}; \tag{3.8}$$

- дисперсии

$$D[X] \equiv \sigma^2[X] = \frac{(m+1)(n+1)}{(m+n+2)^2(m+n+3)}; \tag{3.9}$$

- среднего квадратичного отклонения

$$\sigma[X] = \frac{1}{m+n+2} \sqrt{\frac{(m+1)(n+1)}{m+n+3}}; \tag{3.10}$$

- коэффициента вариации

$$\nu[X] = \frac{\sigma[X]}{M[X]} = \sqrt{\frac{n+1}{(m+1)(m+n+3)}} \tag{3.11}$$

- коэффициента асимметрии

$$\gamma[X] = 2 \frac{m-n}{m+n}. \quad (3.12)$$

При выборе модели распределения, т. е. параметров m, n , руководствуемся следующими условиями:

1) достоверное определение пикового значения вероятности (моды) x_{MAX} возможно только в том случае, если этот параметр выходит за границу статистического разброса $M[X] + \sigma[X]$. В предельном случае должно выполняться условие

$$x_{MAX} = M[X] + \sigma[X]; \quad (3.13)$$

2) аналогичным образом потребуем, чтобы определение статистической границы выполнялось с 10%-ной доверительной вероятностью, и запишем условие

$$x_{0,1} = M[X] - \sigma[X]. \quad (3.14)$$

Напомним классическое определение квантили $x_{0,1}$: $P[X \leq x_{0,1}] = 0,1$.

Методом последовательных приближений выбираем параметры $m = 3; n = 1$. Соответствующая плотность распределения имеет вид (рис. 3.1)

$$p(x) = 20x^3(1-x) \quad (3.15)$$

Распределение имеет значительную «правую» асимметрию, наиболее вероятны размеры, близкие к максимумам. С небольшой вероятностью возможны относительно малые размеры, существенно отличающиеся от средних параметров. На рисунке выделена зона стандартных разбросов $\hat{M} \pm \sigma$, которая целиком расположена во второй половине диапазона $\hat{M} \pm \sigma > 0,5$.

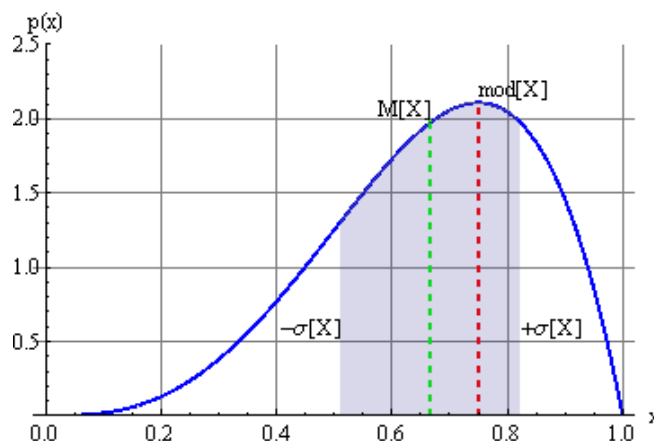


Рисунок 3.1 – Модельная плотность распределения исходного случайного аргумента

Для примера приведем текст программы построения данного графика

```
P1[x_] := 20*x^3*(1-x);
p=P1;
modX=0.75;
mX=4/6;
sX=√7_8_36;
x=Range[0,1,0.01];
xs=Range[mX-sX,mX+sX,0.01];
g11=ListLinePlot[{x,Map[p[#]&,
x]}],PlotStyle→{Thick,Blue},AxesLabel→{"x","p(x)"},LabelSt
yle→(FontSize→12),PlotRange→{Automatic,{0,2.5}},GridLines→
Automatic];
g12=ListLinePlot[{{modX,0},{modX,p[modX]}},PlotStyle→{T
hick,Dashed,Red}];
g13=ListLinePlot[{{mX,0},{mX,p[mX]}},PlotStyle→{Thick,D
ashed,Green}];
g14=ListLinePlot[{xs,Map[p[#]&,
xs]}],Filling→0,FillingStyle→Automatic];
g1a=Graphics[Text[Style["mod[X]",12],{modX,p[modX]},{Lef
t,Bottom}]]];
g1b=Graphics[Text[Style["M[X]",12],{mX,p[mX]},{Right,Bot
tom}]]];
g1c=Graphics[Text[Style["-σ[X]",12],{mX-
sX,0.5},{Right,Bottom}]]];
g1d=Graphics[Text[Style["+σ[X]",12],{mX+sX,0.5},{Left,Bo
ttom}]]];
Show[g11,g12,g13,g14,g1a,g1b,g1c,g1d]
```

Получаем численные значения статистических характеристик:

$$\text{- мода распределения } x_{MAX} = \text{mod}[X] = 0,75; \quad (3.16)$$

$$\text{- математическое ожидание } M[X] = \frac{4}{6} \approx 0,6667; \quad (3.17)$$

$$\text{- дисперсия } \sigma^2[X] = \frac{4 \cdot 2}{6^2 \cdot 7} \approx 0,03175; \quad (3.18)$$

$$\text{- среднее квадратичное отклонение } \sigma[X] = \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2}{7}} \approx 0,1782; \quad (3.19)$$

$$\text{- коэффициент вариации } \nu[X] = \frac{\sqrt{14}}{12} \approx 0,3118; \quad (3.20)$$

$$\text{- коэффициент асимметрии } \gamma[X] = 1. \quad (3.21)$$

Сравнение с альтернативными моделями приведено на рис. 3.2–3.5. Они определены малыми (± 1) изменениями параметров и иллюстрируют обоснование, данное базовой модели.

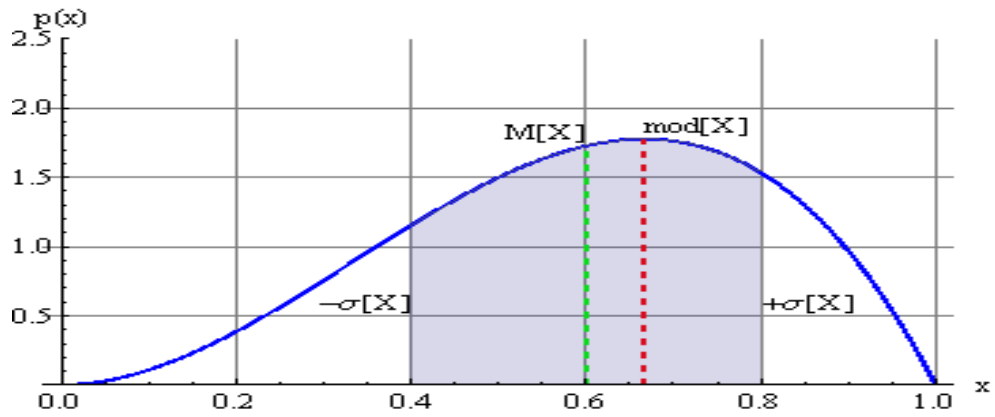


Рисунок 3.2 – Плотность распределения при варианте $m = 2; n = 1$

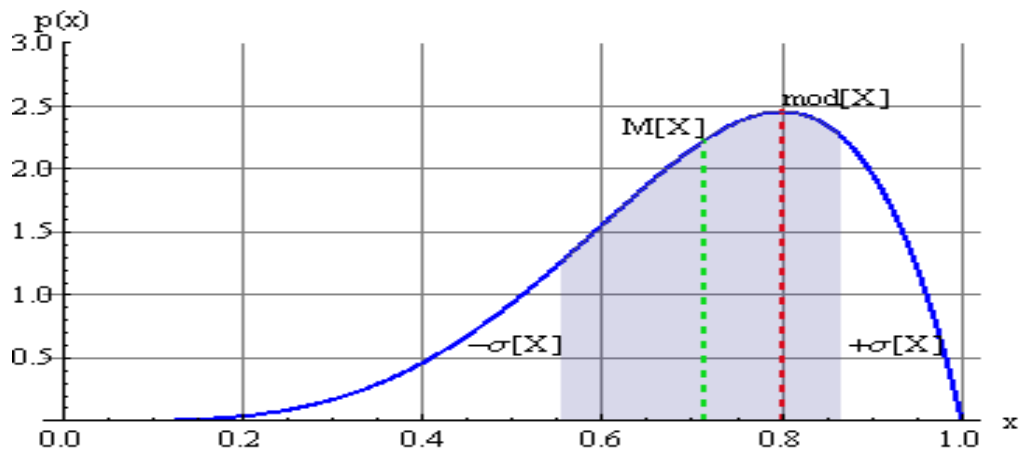


Рисунок 3.3 – Плотность распределения при варианте $m = 4; n = 1$

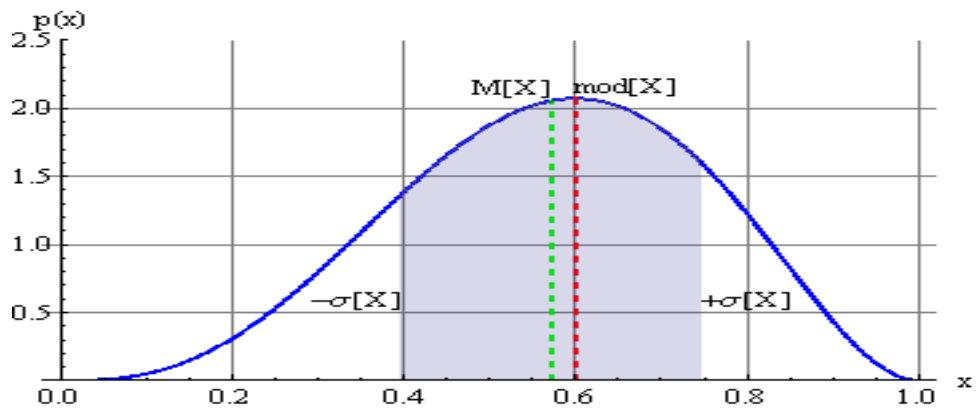


Рисунок 3.4 – Плотность распределения при варианте $m = 3; n = 2$

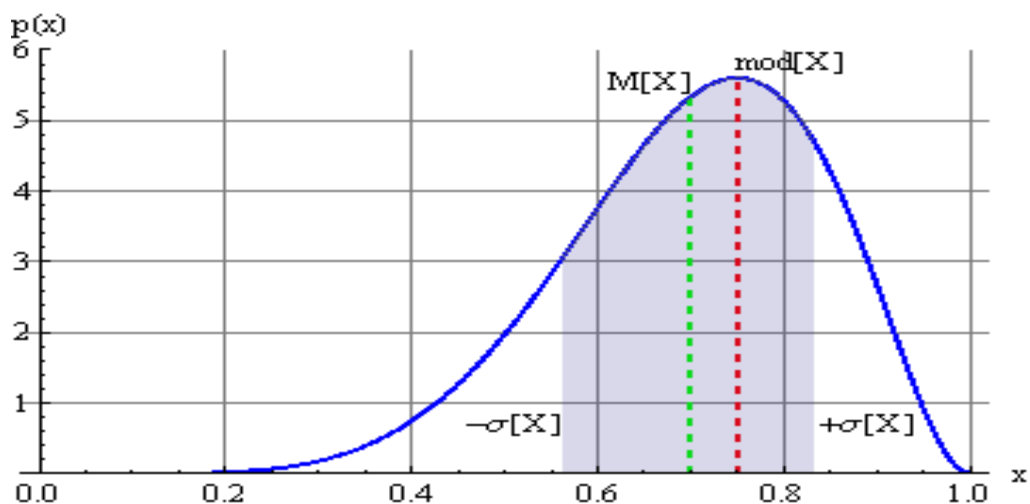


Рисунок 3.5 – Плотность распределения при варианте $m = 6; n = 2$

Распределение, представленное на рис. 3.2, не столь значительно смещено в область больших значений. За счет существенно возросшего стандартного разброса σ зона наиболее вероятных значений распространяется до $\hat{M} - \sigma \approx 0,4$. Соответственно уменьшается эксцентриситет (островершинность) графика. Модель такого типа следует признать более грубой, чем основная.

Наоборот, при $m = 4, n = 1$ (рис. 3.3) значения радиусов сильнее локализируются в области больших уровней. Маловероятными признаются все показатели, начиная с $\sim \leq 0,56$.

С увеличением параметра n распределение приближается к симметричной форме (рис. 3.4). Уменьшается отличие наиболее вероятного значения от среднего уровня. Подобное распределение, по нашему мнению, утрачивает специфику как модель размеров выработок.

Вариантом основной модели является распределение с параметрами $m = 6, n = 2$, представленное на рис. 3.5. Оно имеет такое же наиболее вероятное значение (моду), но уменьшенный разброс и усиленный эксцентриситет. Такую модель можно предложить как частное развитие основной, например, при ограниченном диапазоне горных пород.

Основной стохастический параметр – радиус выработки R – определяется как функция случайного аргумента X

$$R = R_{MIN} + (R_{MAX} - R_{MIN}) \cdot x \quad (3.22)$$

Здесь с помощью замены переменной $x = \frac{R - R_{MIN}}{R_{MAX} - R_{MIN}}$ используется правило:

$$p(R) = \left| \frac{dx}{dR} \right| \cdot p\left(x = \frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right), \quad (3.23)$$

где $\Delta R = R_{MAX} - R_{MIN}$.

Тогда $\frac{dx}{dR} = \frac{1}{\Delta R}$. В итоге получаем при $m = 3; n = 1$

$$p(R) = \frac{20}{\Delta R} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R} \right)^3 \left(1 - \frac{R - R_{MIN}}{\Delta R} \right) \quad R_{MIN} \leq R \leq R_{MAX} \quad (3.24)$$

Важное значение имеет определение параметров:

1) положение моды стохастического параметра (пика распределения)

$$\text{mod}[R] = R_{MIN} + 0,75\Delta R \quad (3.25)$$

Причем, приближенно выполняется условие

$$\text{mod}[R] - R_{MIN} \approx M[R] + \sigma[R] - R_{MIN};$$

$$2) \text{ математическое ожидание } M[R] = R_{MIN} + \frac{4}{6}\Delta R \approx R_{MIN} + 0,6667 \cdot \Delta R \quad (3.26)$$

$$3) \text{ дисперсия } \sigma^2[R] = \frac{4 \cdot 2}{6^2 \cdot 7}(\Delta R)^2 \approx 0,03175(\Delta R)^2 \quad (3.27)$$

$$4) \text{ среднее квадратичное отклонение } \sigma[R] = \frac{1}{3}\sqrt{\frac{2}{7}} \cdot \Delta R \approx 0,1782 \cdot \Delta R; \quad (3.28)$$

5) статистические границы

$$\begin{aligned} M[R] - \sigma[R] &\approx R_{MIN} + 0,4885 \cdot \Delta R \\ M[R] + \sigma[R] &\approx R_{MIN} + 0,8449 \cdot \Delta R \end{aligned} \quad (3.29)$$

6) однако, определение коэффициента вариации возможно только с точностью до константы

$$v[R] \approx \frac{0,1782 \cdot \Delta R}{R_{MIN} + 0,6667 \cdot \Delta R}. \quad (3.30)$$

Интегральная функция распределения задается преобразованием (рис. 3.6)

$$\begin{aligned} P(R) &= \Delta R \int_0^{\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}} p(R) d\left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right) = 20 \int_0^{\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right)^3 \left(1 - \frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right) d\left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right) = \\ &= 20 \left[\frac{1}{4} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right)^4 - \frac{1}{5} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right)^5 \right] = \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right)^4 \left[5 - 4 \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R}\right) \right] \end{aligned} \quad (3.31)$$

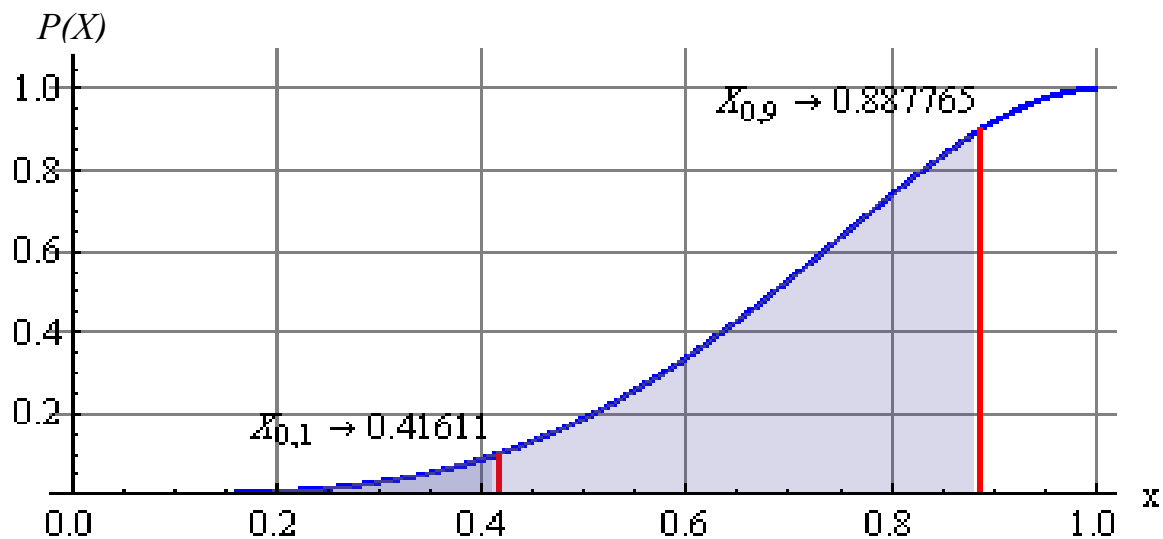


Рисунок 3.6 – Интегральная функция распределения основной модели

Численное решение позволяет установить границу 10%-ной доверительной вероятности

$$P = 0,1 \Rightarrow R_{0,1} \approx R_{MIN} + 0,4161 \cdot \Delta R \quad (3.32)$$

и доказать, что с погрешностью всего $\Delta < 15\%$ выполняется обосновывающее условие

$$R_{0,1} \approx M[R] - \sigma[R].$$

Аналогичным образом определяется граница 90%-ной доверительной вероятности

$$P = 0,9 \Rightarrow R_{0,9} \approx R_{MIN} + 0,8878 \cdot \Delta R. \quad (3.33)$$

Сравнение с альтернативными моделями иллюстрируется на рис. 3.7–3.10

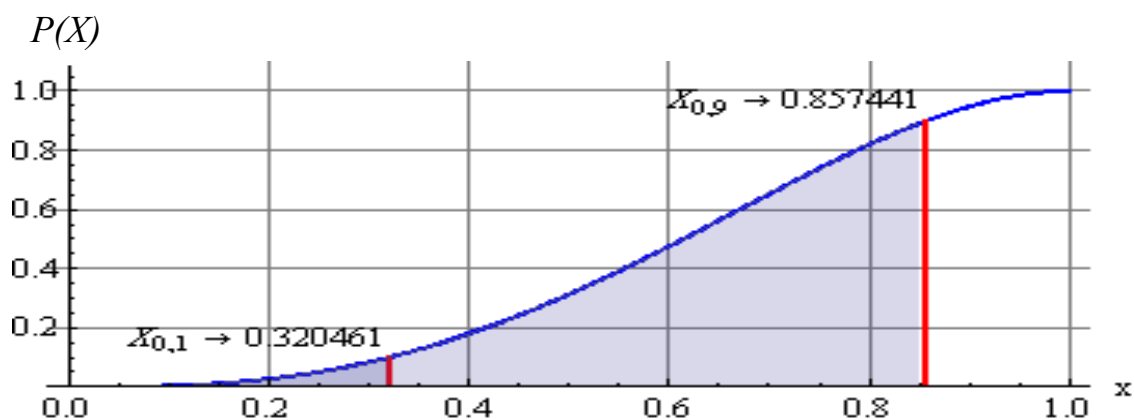


Рисунок 3.7 – Интегральная функция распределения при $m = 2; n = 1$

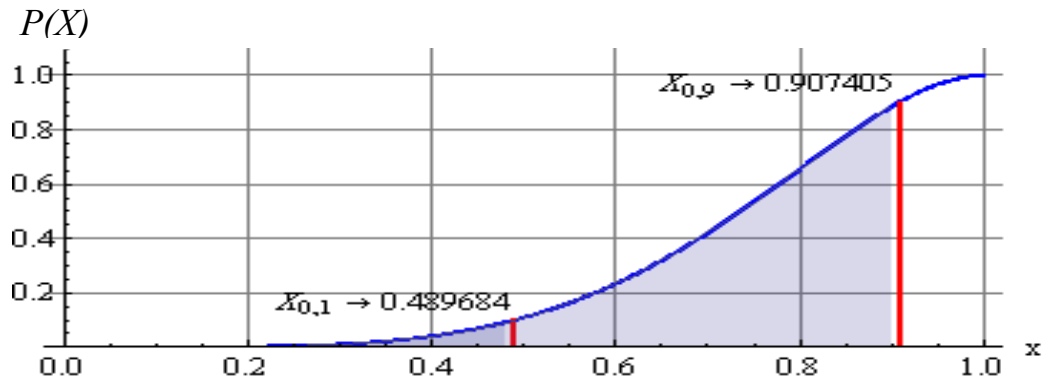


Рисунок 3.8 – Интегральная функция распределения при $m = 4; n = 1$

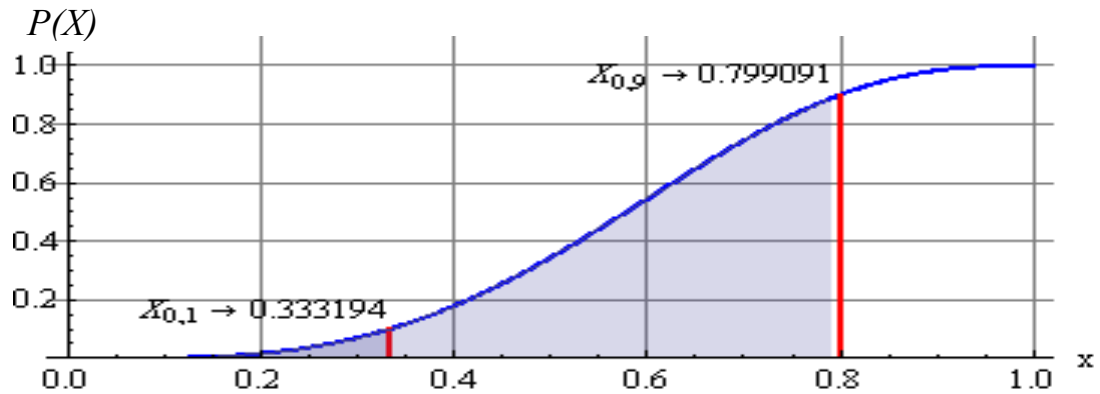


Рисунок 3.9 – Интегральная функция распределения при $m = 3; n = 2$

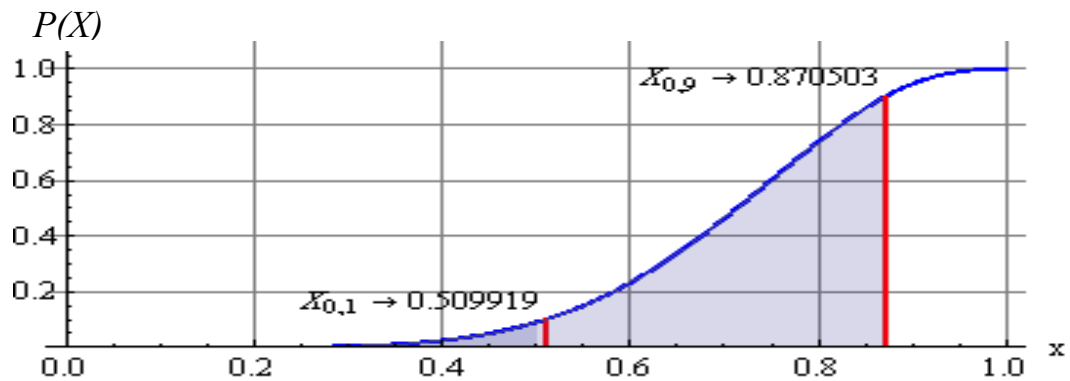


Рисунок 3.10 – Интегральная функция распределения при $m = 6; n = 2$

Можно сформулировать условие выбора, так называемых, расчетных показателей: для большинства задач достаточно (в пренебрежении всего 10%) считать $x_{MIN} = x_{0,1}$ и $x_{MAX} = x_{0,9}$.

Модель $m = 2; n = 1$ (рис. 3.7) резко смещает и деформирует расчетный интервал $x_{MIN} \approx 0,320$; $x_{MAX} \approx 0,857$, т. е. нижняя граница снижается на $\sim 23\%$, а верхняя – на $\sim 3\%$.

Наоборот, на рис. 3.8 иллюстрируется повышение расчетных границ на $\sim 18\%$ и $\sim 2\%$, соответственно.

Примерно на 20% снижается нижняя граница при $m = 3; n = 2$, но для верхней границы отмечается наиболее сильное искажение – около 10%.

Наконец, на рисунке 3.10 иллюстрируется уменьшение интервала за счет повышения нижней границы на $\sim 22,5\%$ при незначительном ($< 2\%$) снижении верхней.

При выборе (идентификации) закона распределения эффективного радиуса агрегата r , т. е. радиуса по которому происходит силовое взаимодействие с контуром выработки, выдвигаются следующие условия:

- 1) одинаковый разброс параметров обеспечивается природой связи

$$\sigma[r] = \sigma[R];$$

- 2) пик распределения различим при заданном уровне доверительной вероятности.

Также методом последовательных приближений можно определить параметры $m = 2; n = 3$ и получить выражение для закона распределения, лежащего в основе модели (рис. 3.11):

$$p(y) = 60y^2(1-y)^3 = 60(y^2 - 3y^3 + 3y^4 - y^5) \quad (3.34)$$

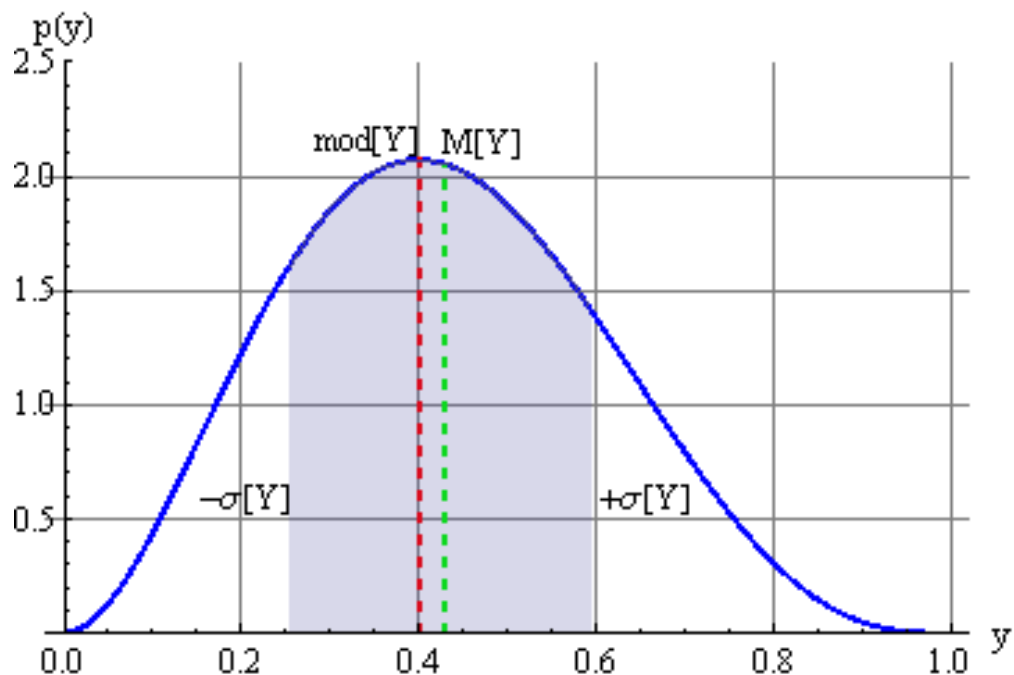


Рисунок 3.11 – Плотность распределения варианта случайного аргумента при $m = 2; n = 3$

Искусственное происхождение размера агрегата проявляется, по нашему мнению, в почти симметричном распределении.

В этом случае получаем оценки

1) статистических характеристик

- математического ожидания $M[Y] = \frac{3}{7} \approx 0,42857$;

- дисперсии $\sigma^2[Y] = \frac{3}{7^2 \cdot 2} \approx 0,03061$ (3.35)

- среднего квадратичного отклонения $\sigma[Y] = \frac{1}{7} \sqrt{\frac{3}{2}} \approx 0,17496$

- коэффициента вариации $\nu[Y] = \frac{1}{\sqrt{6}} \approx 0,40825$

2) границ

$$M[Y] + \sigma[Y] \approx 0,6035$$

$$M[Y] - \sigma[Y] \approx 0,2536$$

(3.36)

3) интегральной функции распределения (рис. 3.12)

$$\begin{aligned} P(y) &= 60 \left(\frac{y^3}{3} - \frac{3y^4}{4} + \frac{3y^5}{5} - \frac{y^6}{6} \right) = \\ &= y^3 (20 - 45y + 36y^2 - 10y^4) = \\ &= y^3 (((-10y + 36)y - 45)y + 20) \end{aligned} \quad (3.37)$$

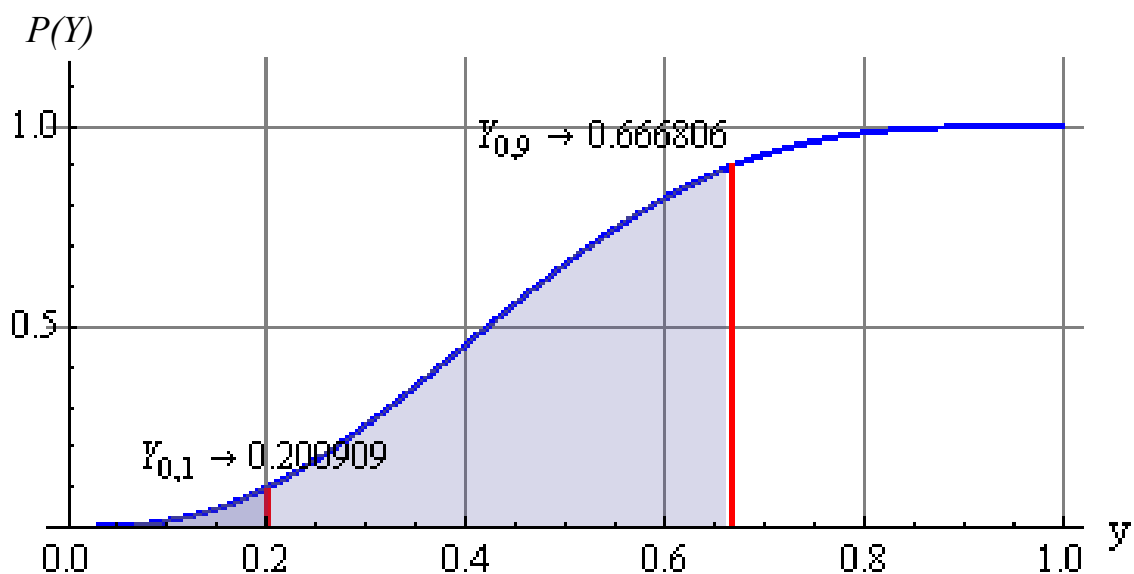


Рисунок 3.12 – Интегральная функция распределения варианта случайного аргумента при $m = 2$; $n = 3$

Последняя форма функции позволяет производить табуляцию с более высокой точностью, поскольку не использует высших степеней параметра y .

Численное решение позволяет найти верхнюю и нижнюю 10%-ные границы:

$$\begin{aligned} P(y_{0,1}) = 0,1 &\Rightarrow y_{0,1} \approx 0,20098; \\ P(y_{0,9}) = 0,9 &\Rightarrow y_{0,9} \approx 0,6668. \end{aligned} \quad (3.38)$$

Модель отражает малую вероятность существования радиусов, значительно отклоняющихся от среднего размера (наличия выбросов вследствие нарушения «цилиндричности» агрегата). Такое ограничение, по нашему мнению, отражает влияние технических регламентов на эксплуатацию горных машин.

Следует отметить, что положение пика определяется модой, которая заведомо входит в 90%-ный доверительный (односторонний) интервал

$$\text{mod}[Y] = \frac{2}{5} = 0,4 < y_{0,9}. \quad (3.39)$$

Кроме того, принятая верхняя статистическая граница также определена достоверно при данном уровне доверительной вероятности, поскольку не превосходит границу

$$M[Y] + \sigma[Y] \approx 0,6035 < y_{0,9} \approx 0,6668. \quad (3.40)$$

С другой стороны, с погрешностью всего $\Delta \approx 9,49\%$ можно утверждать, что они имеют одинаковую природу.

Как и выше переход к истинным значениям радиуса агрегата

$$r = r_{MIN} + (r_{MAX} - r_{MIN}) \cdot y \quad (3.41)$$

обеспечивается с помощью замены переменной $y = \frac{r - r_{MIN}}{r_{MAX} - r_{MIN}}$ и общего правила преобразования законов распределения

$$p(r) = \left| \frac{dy}{dr} \right| \cdot p \left(r = \frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right), \quad (3.42)$$

где $\Delta r = r_{MAX} - r_{MIN}$.

Поскольку $\frac{dy}{dr} = \frac{1}{\Delta r}$, получаем модели распределения интересующих нас параметров агрегата:

- плотность распределения

$$p(r) = \frac{60}{\Delta r} \left(\frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right)^2 \left(1 - \frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right)^3 \quad r_{MIN} \leq r \leq r_{MAX} = r_{MIN} + \Delta r ; \quad (3.43)$$

- интегральную функцию распределения

$$\begin{aligned} P(r) &= \frac{60}{\Delta r} \int_{r_{MIN}}^r \xi^2 (1 - \xi)^3 d\xi = \\ &= \left(\frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right)^3 \left[20 - 45 \left(\frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right) + 36 \left(\frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right)^2 - 10 \left(\frac{r - r_{MIN}}{\Delta r} \right)^3 \right] \quad r_{MIN} \leq r \leq r_{MIN} + \Delta r \end{aligned} \quad (3.44)$$

Таким образом, из условия равенства разбросов следует соотношение

$$\Delta R \approx 0,98 \cdot \Delta r. \quad (3.45)$$

С доверительной вероятностью 90% формулируется условие нормальной работы (без заклинивания агрегата)

$$R_{0,1} \approx r_{0,9}. \quad (3.46)$$

Отсюда следует номинальное сочетание параметров выработки и вписанного в неё агрегата

$$\begin{aligned} R_{MIN} + 0,4161 \cdot 0,9818 \Delta R &\approx r_{MIN} + 0,6668 \Delta r \\ R_{MIN} - r_{MIN} &\approx 0,2583 \cdot \Delta r. \end{aligned} \quad (3.47)$$

Для упрощения дальнейших преобразований предлагается перейти в новую систему координат

$$\begin{aligned} \tilde{r} &= r - r_{MIN} \\ \Delta \tilde{r} &\equiv 1 \\ \tilde{R} &= R - r_{MIN}. \end{aligned} \quad (3.48)$$

Тогда получаем новое определение (рис. 3.13)

- плотности распределения радиуса агрегата

$$p(\tilde{r}) = 60 \tilde{r}^2 (1 - \tilde{r})^3 \quad 0 \leq \tilde{r} \leq 1; \quad (3.49)$$

- плотности распределения радиуса выработки

$$p(\tilde{R}) \approx \frac{20}{0,98} \left(\frac{\tilde{R} - 0,26}{0,98} \right)^3 \left(1 - \frac{\tilde{R} - 0,26}{0,98} \right) \quad 0,26 \leq \tilde{R} \leq 1,24; \quad (3.50)$$

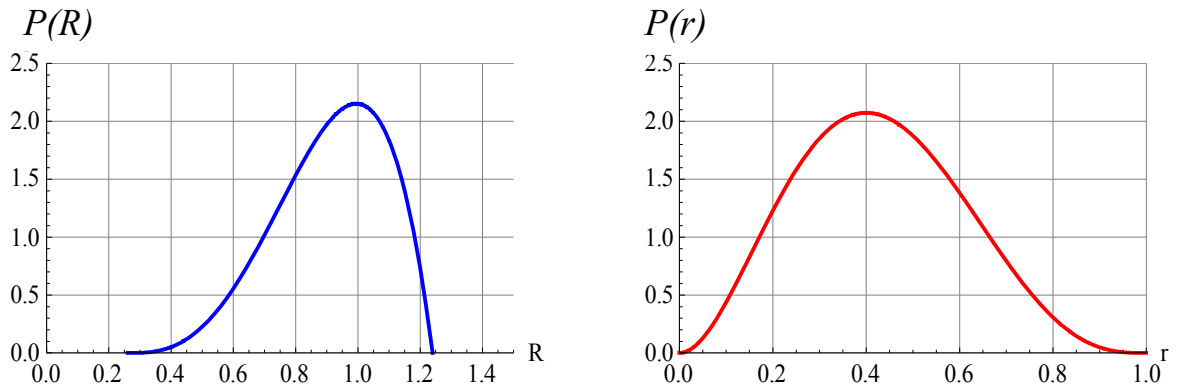


Рисунок 3.13 – Совмещенные модели распределения параметров $\tilde{R}$ и $\tilde{r}$

Совмещенные (приведенные к единой базе) модели распределения отвечают условиям, которые отражают сформулированные выше требования к эксплуатации. Вследствие смещения радиусов выработки в диапазон 0,26...1,24 уменьшается вероятность «заклинивания» агрегата на стадии начальной приработки.

3.2 Модель распределения номинального зазора между геоходом и выработкой

Распределение случайной величины зазора $\delta = \tilde{R} - \tilde{r}$ можно получить в соответствии с известным преобразованием [132]

$$f(\delta) = \int p_R(R = r + \delta) \cdot p_r(r) dr. \quad (3.51)$$

Здесь и далее не используется надстрочный знак ($R \equiv \tilde{R}; r \equiv \tilde{r}$). С подстановкой моделей (3.49) и (3.50) получаем

$$\begin{aligned} f(\delta) &= \frac{1200}{0,98} \int \left(\frac{r + \delta - 0,26}{0,98} \right)^3 \left(1 - \frac{r + \delta - 0,26}{0,98} \right) r^2 (1-r)^3 dr = \\ &= \frac{1200}{0,98^5} \int [(\delta + 0,26) + r]^3 [(1,24 - \delta) - r] r^2 (1-r)^3 dr. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Перегруппировав выражение по степеням параметра r , можно записать

$$\begin{aligned} [(\delta + 0,26) + r]^3 &= (\delta + 0,26)^3 + 3(\delta + 0,26)^2 r + 3(\delta + 0,26) r^2 + r^3 = \\ &= (\delta^3 + 0,78\delta^2 + 0,2028\delta + 0,017576) + (3\delta^2 + 1,56\delta + 0,2028)r + (3\delta + 0,78)r^2 + r^3 \end{aligned}$$

Отсюда получаем

$$[(\delta + 0,26) + r]^3 \times [(1,24 - \delta) - r] = g_0(\delta) + g_1(\delta) \cdot r + g_2(\delta) \cdot r^2 + g_3(\delta) \cdot r^3 + g_4 \cdot r^4,$$

где

$$\begin{aligned}
g_0(\delta) &= (\delta^3 + 0,78\delta^2 + 0,2028\delta + 0,017576) \cdot (1,24 - \delta) \approx \\
&\approx -\delta^4 + 0,46\delta^3 + 0,7644\delta^2 + 0,2339\delta + 0,0218; \\
g_1(\delta) &= (3\delta^2 + 1,56\delta + 0,2028) \cdot (1,24 - \delta) - (\delta^3 + 0,78\delta^2 + 0,2028\delta + 0,017576) \approx \\
&\approx -4\delta^3 + 2,94\delta^2 + 1,5288\delta + 0,2339; \\
g_2(\delta) &= (3\delta + 0,78) \cdot (1,24 - \delta) - (3\delta^2 + 1,56\delta + 0,2028) = \\
&= -6\delta^2 + 1,38\delta + 0,7644; \\
g_3(\delta) &= -4\delta + 0,46 \\
g_4 &= -1.
\end{aligned} \tag{3.53}$$

Далее находим полностью подынтегральное выражение

$$\begin{aligned}
&[g_0(\delta) + g_1(\delta) \cdot r + g_2(\delta) \cdot r^2 + g_3(\delta) \cdot r^3 + g_4 \cdot r^4] \times (r^2 - 3r^3 + 3r^4 - r^5) = \\
&= h_2(\delta) \cdot r^2 + h_3(\delta) \cdot r^3 + h_4(\delta) \cdot r^4 + h_5(\delta) \cdot r^5 + h_6(\delta) \cdot r^6 + h_7(\delta) \cdot r^7 + h_8(\delta) \cdot r^8 + r^9,
\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
h_2(\delta) &= g_0(\delta), \\
h_3(\delta) &= g_1(\delta) - 3g_0(\delta), \\
h_4(\delta) &= g_2(\delta) - 3g_1(\delta) + 3g_0(\delta), \\
h_5(\delta) &= g_3(\delta) - 3g_2(\delta) + 3g_1(\delta) - g_0(\delta), \\
h_6(\delta) &= -1 - 3g_3(\delta) + 3g_2(\delta) - g_1(\delta), \\
h_7(\delta) &= 3 + 3g_3(\delta) - g_2(\delta), \\
h_8(\delta) &= -3 - g_3(\delta), \\
h_9 &\equiv 1.
\end{aligned} \tag{3.54}$$

Используем вспомогательную функцию

$$\begin{aligned}
f(\delta) &\approx 1327,55 \left[h_2(\delta) \cdot \int_0^r \xi^2 d\xi + h_3(\delta) \cdot \int_0^r \xi^3 d\xi + h_4(\delta) \cdot \int_0^r \xi^4 d\xi + h_5(\delta) \cdot \int_0^r \xi^5 d\xi + \right. \\
&+ h_6(\delta) \cdot \int_0^r \xi^6 d\xi + h_7(\delta) \cdot \int_0^r \xi^7 d\xi + h_8(\delta) \cdot \int_0^r \xi^8 d\xi + \left. \int_0^r \xi^9 d\xi \right] \approx 1327,55 \cdot r^3 \times \\
&\times \left[\frac{h_2(\delta)}{3} + \frac{h_3(\delta)}{4} r + \frac{h_4(\delta)}{5} r^2 + \frac{h_5(\delta)}{6} r^3 + \frac{h_6(\delta)}{7} r^4 + \frac{h_7(\delta)}{8} r^5 + \frac{h_8(\delta)}{9} r^6 + \frac{1}{10} r^7 \right] \approx \\
&\approx 0,5268 \cdot r^3 [840h_2(\delta) + 630h_3(\delta) \cdot r + 504h_4(\delta) \cdot r^2 + 420h_5(\delta) \cdot r^3 + 360h_6(\delta) \cdot r^4 + \\
&+ 315h_7(\delta) \cdot r^5 + 280h_8(\delta) \cdot r^6 + 252 \cdot r^7].
\end{aligned} \tag{3.55}$$

Удобно ввести коэффициенты, сгруппированные по степеням исследуемого параметра зазора:

$$\begin{aligned}
k_0(\delta) &= 840h_2(\delta) = 840g_0(\delta) = 840[-\delta^4 + 0,46\delta^3 + 0,7644\delta^2 + 0,2339\delta + 0,0218] = \\
&= -840\delta^4 + 38,64\delta^3 + 642,096\delta^2 + 196,476\delta + 18,312, \\
k_1(\delta) &= 630h_3(\delta) = 630[g_1(\delta) - 3g_0(\delta)] = \\
&= 630[3\delta^4 - 5,38\delta^3 + 5,2332\delta^2 + 0,8271\delta + 0,1685] = \\
&= 1890\delta^4 - 3389,4\delta^3 + 3296,916\delta^2 + 521,073\delta + 106,155, \\
k_2(\delta) &= 504h_4(\delta) = 504[g_2(\delta) - 3g_1(\delta) + 3g_0(\delta)] = \\
&= 504[-3\delta^4 + 13,38\delta^3 - 12,5268\delta^2 - 2,5047\delta + 0,1281] = \\
&= -1512\delta^4 + 6743,52\delta^3 - 6313,5072\delta^2 - 1262,3688\delta + 64,5624, \\
k_3(\delta) &= 420h_5(\delta) = 420[g_3(\delta) - 3g_2(\delta) + 3g_1(\delta) - g_0(\delta)] = \\
&= 420[\delta^4 - 12,46\delta^3 + 26,0556\delta^2 - 5,1675\delta - 1,1533] = \\
&= 420\delta^4 - 5233,2\delta^3 + 10943,352\delta^2 - 2170,35\delta - 484,386, \\
k_4(\delta) &= 360h_6(\delta) = 360[-1 - 3g_3(\delta) + 3g_2(\delta) - g_1(\delta)] = \\
&= 360[4\delta^3 - 20,94\delta^2 + 14,6112\delta + 0,6793] = \\
&= 1440\delta^3 - 7538,4\delta^2 + 5260,032\delta + 244,548, \\
k_5(\delta) &= 315h_7(\delta) = 315[3 + 3g_3(\delta) - g_2(\delta)] = 315[6\delta^2 - 13,38\delta + 0,6156] = \\
&= 1890\delta^2 - 4214,7\delta + 193,914, \\
k_6(\delta) &= 280h_8(\delta) = 280[-3 - g_3(\delta)] = 280[4\delta - 3,46] = \\
&= 1120\delta - 968,8, \\
k_7 &= 252.
\end{aligned} \tag{3.56}$$

Тогда получаем окончательное определение вспомогательной функции

$$\begin{aligned}
f(\delta) &\approx 0,5268 \cdot r^3 [k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot r + k_2(\delta) \cdot r^2 + k_3(\delta) \cdot r^3 + \\
&+ k_4(\delta) \cdot r^4 + k_5(\delta) \cdot r^5 + k_6(\delta) \cdot r^6 + k_7 \cdot r^7].
\end{aligned} \tag{3.57}$$

На рисунке 3.14 иллюстрируется маловероятное, но учитываемое положение, которое формирует предельно опасную величину «отрицательного» зазора. По мере увеличения зазора и смещения $p(r)$ вправо возникает перекрытие его с распределением $p(R)$. Таким образом, возникает и увеличивается зона интегрирования $p(r + \delta) \cdot p(R)$.

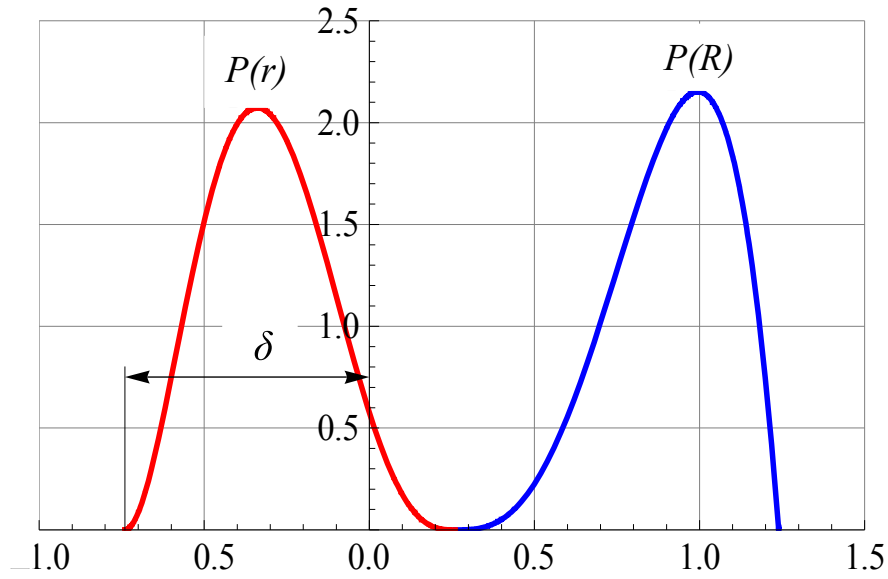


Рисунок 3.14 – Схема определения предельной величины зазора $\delta = -0,74$

Возникают три последовательных схемы интегрирования:

1) при условии $0,26 - r_{MAX} \leq \delta < 1,24 - r_{MAX}$ или для установленных параметров

$\boxed{-0,74 \leq \delta < 0,24}$ пределы интегрирования $0,26 \dots r_{MAX} + \delta = 1 + \delta$;

2) при условии $1,24 - r_{MAX} \leq \delta < 0,26 - r_{MIN}$ или $\boxed{0,24 \leq \delta < 0,26}$ пределы интегрирования составляют $0,26 \dots 1,24$;

3) при условии $0,26 - r_{MIN} \leq r \leq 1,24 - r_{MIN}$ или $\boxed{0,26 \leq \delta \leq 1,24}$ пределы интегрирования дают $r_{MIN} + \delta = \delta \dots 1,24$

Таким образом, плотность распределения зазора описывается выражением

$$p(\delta) = \begin{cases} f(\delta)|_{0,26}^{1+\delta} & -0,74 \leq \delta < 0,24 \\ f(\delta)|_{0,26}^{1,24} & 0,24 \leq \delta < 0,26 \\ f(\delta)|_{\delta}^{1,24} & 0,26 \leq \delta \leq 1,24. \end{cases} \quad (3.58)$$

Здесь

$$\begin{aligned} f(\delta)|_{0,26}^{1+\delta} \approx & 0,5268 \left\{ (1+\delta)^3 \cdot \left[k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot (1+\delta) + k_2(\delta) \cdot (1+\delta)^2 + k_3(\delta) \cdot (1+\delta)^3 + \right. \right. \\ & \left. \left. + k_4(\delta) \cdot (1+\delta)^4 + k_5(\delta) \cdot (1+\delta)^5 + k_6(\delta) \cdot (1+\delta)^6 + k_7 \cdot (1+\delta)^7 \right] - \right. \\ & - 0,26^3 \left[k_0(\delta) + 0,26 \cdot k_1(\delta) + \right. \\ & \left. \left. + 0,26^2 \cdot k_2(\delta) + 0,26^3 \cdot k_3(\delta) + 0,26^4 \cdot k_4(\delta) + 0,26^5 \cdot k_5(\delta) + 0,26^6 \cdot k_6(\delta) + 0,26^7 \cdot k_7 \right] \right\} \end{aligned} \quad (3.59)$$

$$f(\delta)|_{0,26}^{1,24} \approx 0,5268 \left\{ (1,24)^3 \cdot [k_0(\delta) + 1,24 \cdot k_1(\delta) + 1,24^2 \cdot k_2(\delta) + 1,24^3 \cdot k_3(\delta) + \right. \\ \left. + 1,24^4 \cdot k_4(\delta) + 1,24^5 \cdot k_5(\delta) + 1,24^6 \cdot k_6(\delta) + 1,24^7 \cdot k_7] - 0,26^3 [k_0(\delta) + 0,26 \cdot k_1(\delta) + \right. \\ \left. + 0,26^2 \cdot k_2(\delta) + 0,26^3 \cdot k_3(\delta) + 0,26^4 \cdot k_4(\delta) + 0,26^5 \cdot k_5(\delta) + 0,26^6 \cdot k_6(\delta) + 0,26^7 \cdot k_7] \right\} \quad (3.60)$$

$$f(\delta)|_{\delta}^{1,24} \approx 0,5268 \left\{ (1,24)^3 \cdot [k_0(\delta) + 1,24 \cdot k_1(\delta) + 1,24^2 \cdot k_2(\delta) + 1,24^3 \cdot k_3(\delta) + \right. \\ \left. + 1,24^4 \cdot k_4(\delta) + 1,24^5 \cdot k_5(\delta) + 1,24^6 \cdot k_6(\delta) + 1,24^7 \cdot k_7] - \delta^3 [k_0(\delta) + \delta \cdot k_1(\delta) + \right. \\ \left. + \delta^2 \cdot k_2(\delta) + \delta^3 \cdot k_3(\delta) + \delta^4 \cdot k_4(\delta) + \delta^5 \cdot k_5(\delta) + \delta^6 \cdot k_6(\delta) + \delta^7 \cdot k_7] \right\} \quad (3.61)$$

Для моделирования можно считать, что $\Delta r \equiv h_L$, т.е. величины зазоров в дальнейших расчетах следует тоже отнести к высоте лопасти $\delta \times h_L$

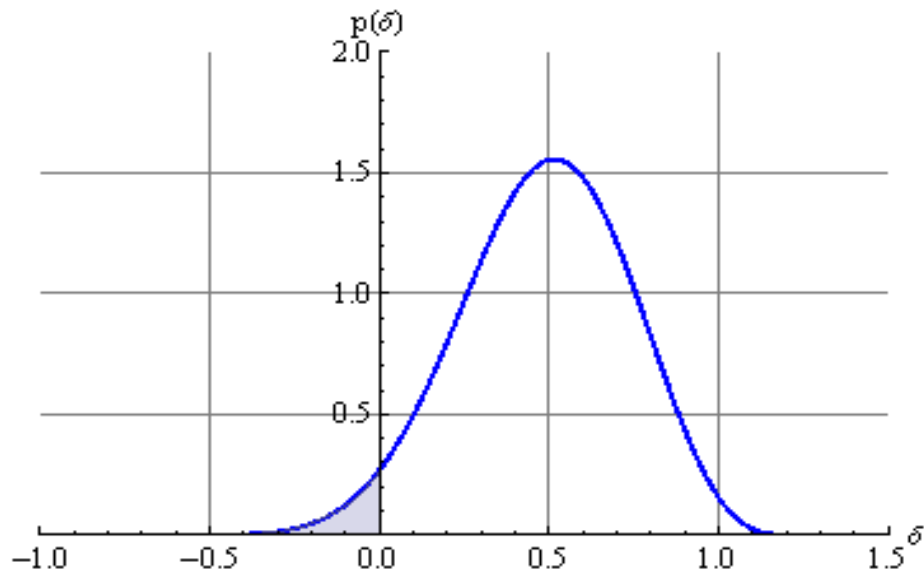


Рисунок 3.15 – Модель плотности распределения зазора

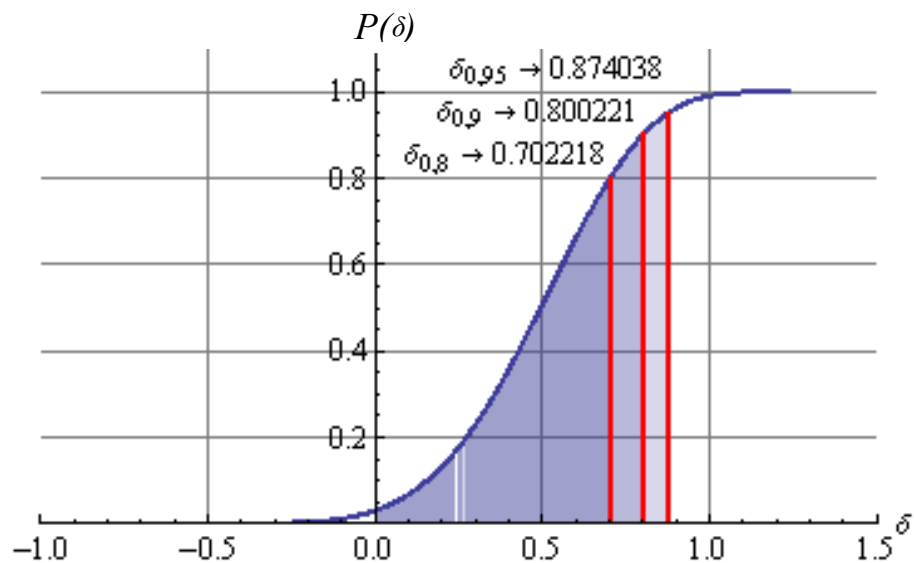


Рисунок 3.16 – Модель интегральной функции распределения зазора

При вычитании из радиуса выработки, распределенного с правой асимметрией, радиуса агрегата, распределенного с левой асимметрией, получено близкое к симметричному распределение зазора. График отражает малую (около 3%) вероятность «заклинивания» и пренебрежимо малую вероятность в области границы $\delta \geq -0,74$.

На рисунке 3.16 показаны определения расчетных величин зазора:

- с вероятностью не менее 80% нормированный зазор задается величиной $\delta_{0,8} \approx 0,702$;
- иначе можно сформулировать, что с вероятностью не менее 10% нормированный зазор ограничен величиной $\delta_{0,9} \approx 0,80$;
- наконец, если пренебречь 5%-ми наибольших зазоров, то следует признать наибольшей величиной относительный зазор $\delta_{0,95} \approx 0,874$;
- но существует малая вероятность того, что зазор достигнет строгого предела $\delta_{MAX} \approx 1,524$. Однако учет этой величины приведет к излишним расчетным запасам.

3.3 Распределение эксплуатационного размера выработки

В процессе эксплуатации происходит изнашивание и подработка первоначального контура выработки из-за динамического взаимодействия с агрегатом. Новый параметр – эксплуатационный радиус выработки имеет ярко выраженный случайный характер и также должен быть представлен законом распределения. Предлагается использовать коэффициент «деформирования» выработки, равный

$$\varepsilon = \frac{R_{MAX}^{ЭКСП} - R_{MIN}}{R_{MAX} - R_{MIN}} = \frac{\Delta R^{ЭКСП}}{\Delta R}. \quad (3.62)$$

В соответствии с правилом (23) для распределения эксплуатационного размера выработки получаем выражение (модель) плотности

$$\begin{aligned} p(R^{ЭКСП}) &= \frac{20}{\varepsilon \cdot \Delta R} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\varepsilon \cdot \Delta R} \right)^3 \left(1 - \frac{R - R_{MIN}}{\varepsilon \cdot \Delta R} \right) = \\ &= \frac{20}{\varepsilon^5 \cdot \Delta R} \left(\frac{R - R_{MIN}}{\Delta R} \right)^3 \left(\varepsilon - \frac{R - R_{MIN}}{\Delta R} \right) \quad R_{MIN} \leq R \leq \varepsilon \cdot R_{MAX} \end{aligned} \quad (3.63)$$

По принципу наибольшего правдоподобия из условия

$$p(R) = p(R^{\text{ЭКСП}}). \quad (3.64)$$

получаем уравнение для оценки границы перехода

$$\left(1 - \frac{R_{\text{ГР}}}{\Delta R}\right) = \frac{1}{\varepsilon^5} \left(\varepsilon - \frac{R_{\text{ГР}}}{\Delta R}\right). \quad (3.65)$$

Отсюда находим решение

$$\begin{aligned} \varepsilon^5 (\Delta R - R_{\text{ГР}}) &= \varepsilon \cdot \Delta R - R_{\text{ГР}} \\ R_{\text{ГР}} (\varepsilon^5 - 1) &= \Delta R \cdot \varepsilon (\varepsilon^4 - 1) \\ R_{\text{ГР}} &= \Delta R \frac{\varepsilon (\varepsilon^4 - 1)}{\varepsilon^5 - 1}. \end{aligned} \quad (3.66)$$

Пусть заключение о том, что выработка деформирована, делается при доверительной вероятности $P = 0,9$, тогда свяжем границу $R_{\text{ГР}}$ с ранее найденным по выражению (3.33) уровнем $R_{0,9} \approx 0,8878 \cdot \Delta R$. Таким образом, численно определяем и считаем значимый уровень деформирования при $\varepsilon \approx 1,2927$, т. е. увеличение верхнего предела на $\sim 29\%$ с 90%-ной вероятностью относим к результатам эксплуатационного деформирования.

Статистические характеристики второй модели составляют

- математическое ожидание

$$M[R^{\text{ЭКСП}}] \approx 0,7387;$$

- дисперсия

$$\sigma^2[R^{\text{ЭКСП}}] \approx 0,05305;$$

- среднее квадратичное отклонение

$$\sigma[R^{\text{ЭКСП}}] \approx 0,2304;$$

- статистические границы

$$M[R^{\text{ЭКСП}}] - \sigma[R^{\text{ЭКСП}}] \approx 0,5083;$$

$$M[R^{\text{ЭКСП}}] + \sigma[R^{\text{ЭКСП}}] \approx 0,9690$$

Очевидно, что изменение масштаба не влияет на определение коэффициента вариации.

Образуемая комбинация требует дополнительного нормирования, которое можно провести с погрешностью менее 1 %, используя вспомогательную функцию

$$\varphi(R) = \frac{20}{\Delta R} \times \begin{cases} \left(\frac{R}{\Delta R}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{\Delta R}\right) & R \leq 0,89\Delta R \\ \frac{1}{1,29} \left(\frac{R}{1,29\Delta R}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{1,29\Delta R}\right) & 0,89\Delta R < R = R^{ЭКП} \leq 1,29\Delta R \end{cases} \quad (3.67)$$

С помощью интегрирования получаем

$$\begin{aligned} \Phi(R) &= 20 \times \begin{cases} \int_0^{0,89\Delta R} \left(\frac{R}{\Delta R}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{\Delta R}\right) d\left(\frac{R}{\Delta R}\right) \\ \int_{0,89\Delta R}^{1,29\Delta R} \left(\frac{R}{1,29\Delta R}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{1,29\Delta R}\right) d\left(\frac{R}{1,29\Delta R}\right) \end{cases} = \\ &= \begin{cases} \left(\frac{R}{\Delta R}\right)^4 \left(5 - 4 \frac{R}{\Delta R}\right) \Big|_0^{0,89\Delta R} \\ \left(\frac{R}{1,29\Delta R}\right)^4 \left(5 - 4 \frac{R}{1,29\Delta R}\right) \Big|_{0,89\Delta R}^{1,29\Delta R} \end{cases} = \begin{cases} 0,9 \\ 0,49 \end{cases} \end{aligned} \quad (3.68)$$

Таким образом, суммарное значение вспомогательной функции составляет $\sim 1,39$, но для получения модели распределения на эту величину требуется разделить (3.67) и (3.68). Итак, получаем (рис. 3.17) с учетом значения $\Delta R \approx 0,98$:

$$p(R) \approx 14,68 \times \begin{cases} \left(\frac{R}{0,98}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{0,98}\right) & 0 \leq R \leq 0,87 \\ \frac{1}{1,29} \left(\frac{R}{1,264}\right)^3 \left(1 - \frac{R}{1,264}\right) & 0,87 < R = R^{ЭКП} \leq 1,264 \end{cases} \quad (3.69)$$

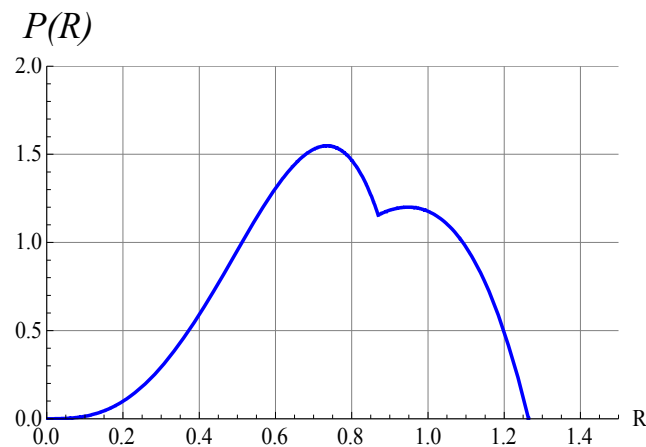


Рисунок 3.17 – Модель плотности распределения радиуса «деформированной» выработки

Модель описывает, так называемое, бимодальное распределение, в котором возникает второе наиболее вероятное значение. Такая схема задает тенденцию,

формирующуюся в процессе эксплуатации выработки, при котором разбиваются стенки, и увеличивается зазор.

Можно отметить, что бимодальность в явном виде проявляется на определенной стадии деформирования выработки. На ранней стадии искажение основного распределения может не быть столь значительным.

Теперь интегральную функцию распределения (рис. 3.18) будем записывать в виде

$$P(R) \approx \frac{1}{1,39} \begin{cases} \left(\frac{R}{0,98} \right)^4 \left(5 - 4 \frac{R}{0,98} \right) & 0 \leq R \leq 0,87 \\ 0,39 + \left(\frac{R}{1,264} \right)^4 \left(5 - 4 \frac{R}{1,264} \right) & 0,87 < R \leq 1,264 \end{cases} \quad (3.70)$$

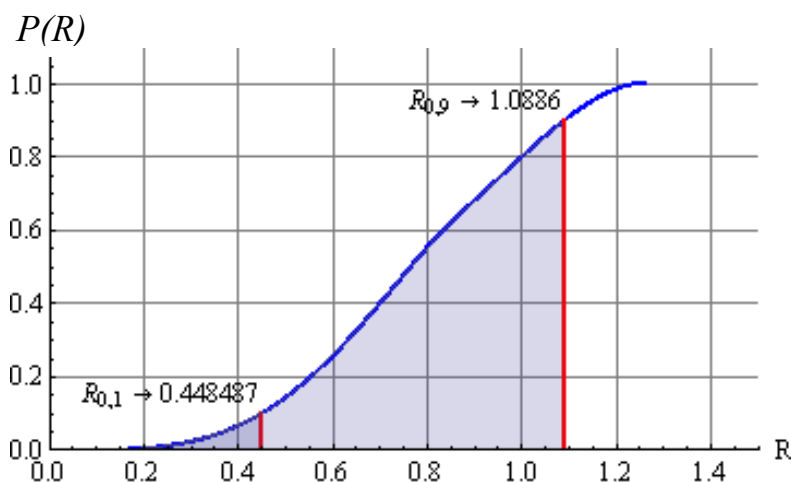


Рисунок 3.18 – Модель интегральной функции распределения радиуса «деформированной» выработки

Интегральная функция распределения на границе $\delta \approx 0,87$ отмечается небольшой излом или разрыв производной.

Понятно, что интервал расчетных значений $R_{0,1} \dots R_{0,9}$ растягивается и смещается вправо, к большим показателям.

В итоговом распределении с вероятностью $P \approx \frac{0,9}{1,39} \approx 0,65$ представлены выработки с номинальными размерами, а примерно в 35% совокупности возможны выработки, деформированные в ходе проведения работ.

3.4 Оценивание величины зазора, формирующегося при эксплуатации

Также как при вычислении номинального зазора приводим распределения к единой шкале и получаем сочетание плотностей (рис. 3.19)

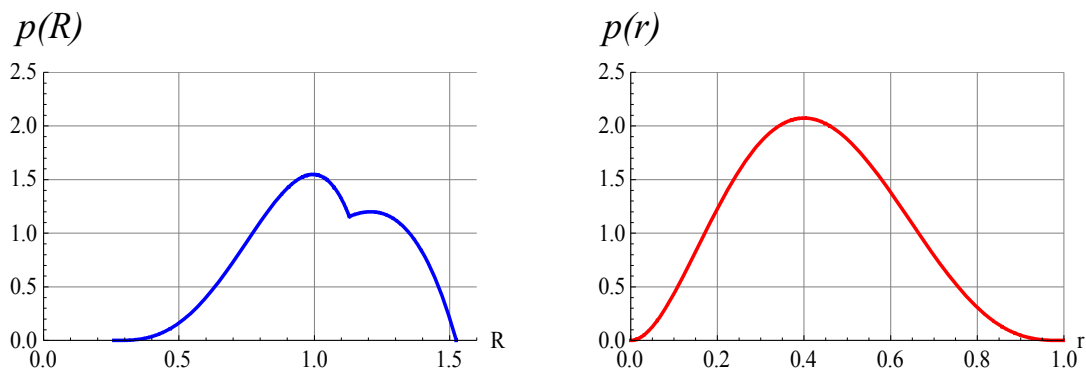


Рисунок 3.19 – Совмещенные модели распределения параметров $\tilde{R}$ и $\tilde{r}$

$$p(R) \approx 14,68 \times \begin{cases} \left(\frac{R-0,26}{0,98} \right)^3 \left(1 - \frac{R-0,26}{0,98} \right) & 0,26 \leq R \leq 1,13 \\ \frac{1}{1,29} \left(\frac{R-0,26}{1,264} \right)^3 \left(1 - \frac{R-0,26}{1,264} \right) & 1,13 < R \leq 1,524 \end{cases} \quad (3.71)$$

$$p(r) = 60r^2(1-r)^3 \quad 0 \leq \tilde{r} \leq 1,$$

которое приводит к новым схемам интегрирования (рис. 3.20).

1) при условии $-0,74 \leq \delta < 0,13$ пределы интегрирования составляют, как и в предыдущем случае, величины $0,26 \dots r_{MAX} + \delta = 1 + \delta$;

2) при условии $0,13 \leq \delta < 0,26$ для номинальных выработок пределы интегрирования составляют $0,26 \dots 1,13$, а для деформированных: $1,13 \dots 1 + \delta$;

3) при условии $0,26 \leq \delta \leq 0,524$ пределами интегрирования по группам являются $\delta \dots 1,13$ и $1,13 \dots 1 + \delta$;

4) при условии $0,524 \leq \delta < 1,13$ получаем $\delta \dots 1,13$ и $1,13 \dots 1,524$;

5) наконец, при соотношении $1,13 \leq \delta \leq 1,524$ интегрируется только вторая группа в пределах $\delta \dots 1,524$.

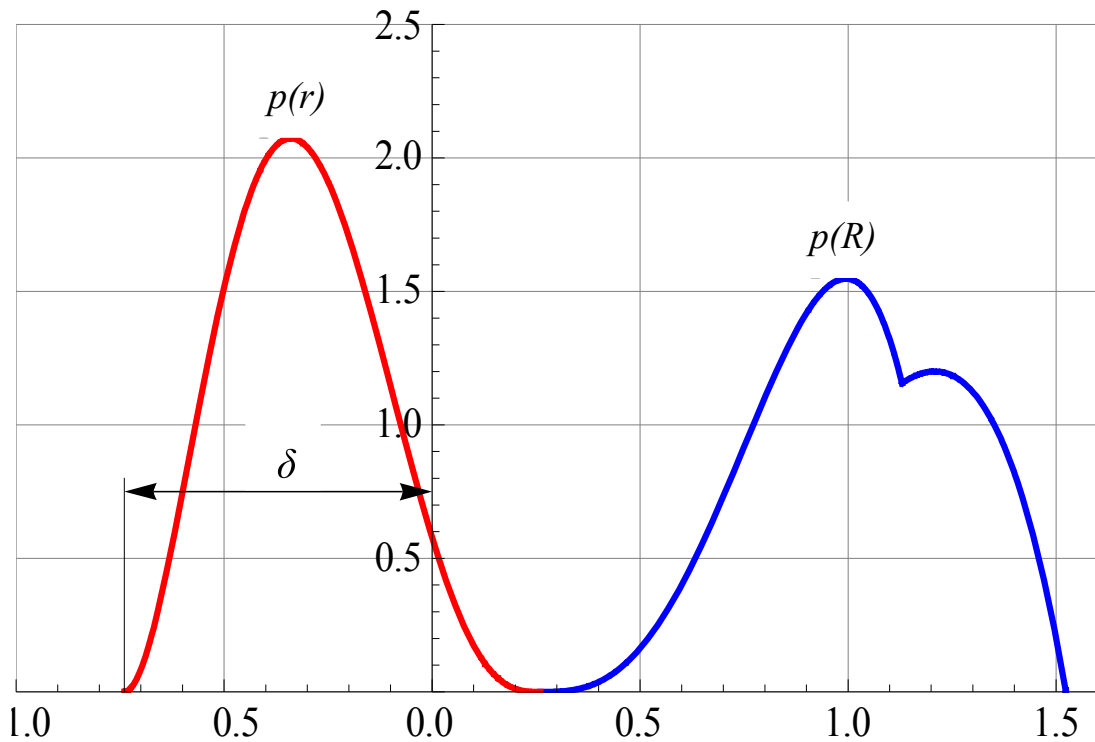


Рисунок 3.20 – Предварительная схема для определения величин зазора

Таким образом, плотность распределения зазора описывается выражением (рис. 3.21)

$$p(\delta) = \begin{cases} f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1+\delta} & -0,74 \leq \delta < 0,13 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1+\delta} & 0,13 \leq \delta < 0,26 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{\delta}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1+\delta} & 0,26 \leq \delta < 0,524 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1,524} & 0,524 \leq \delta < 1,13 \\ f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{\delta}^{1,524} & 1,13 \leq \delta \leq 1,524 \end{cases} \quad (3.72)$$

С помощью замены и по аналогии с (3.52) рассмотрим определение

$$\begin{aligned} f(\delta^{HOM}) &\approx 880,8 \int \left(\frac{r + \delta - 0,26}{0,98} \right)^3 \left(1 - \frac{r + \delta - 0,26}{0,98} \right) r^2 (1-r)^3 dr \approx \\ &\approx 954,93 \int [(\delta + 0,26) + r]^3 [(1,24 - \delta) - r] r^2 (1-r)^3 dr \end{aligned} \quad (3.73)$$

Как и следовало ожидать, распределение эксплуатационных зазоров смещается в направлении больших значений по сравнению с номинальной картиной. При этом уменьшается (до $\sim 2\%$) вероятность опасного «заклинивания» агрегата в изношенных и деформированных выработках.

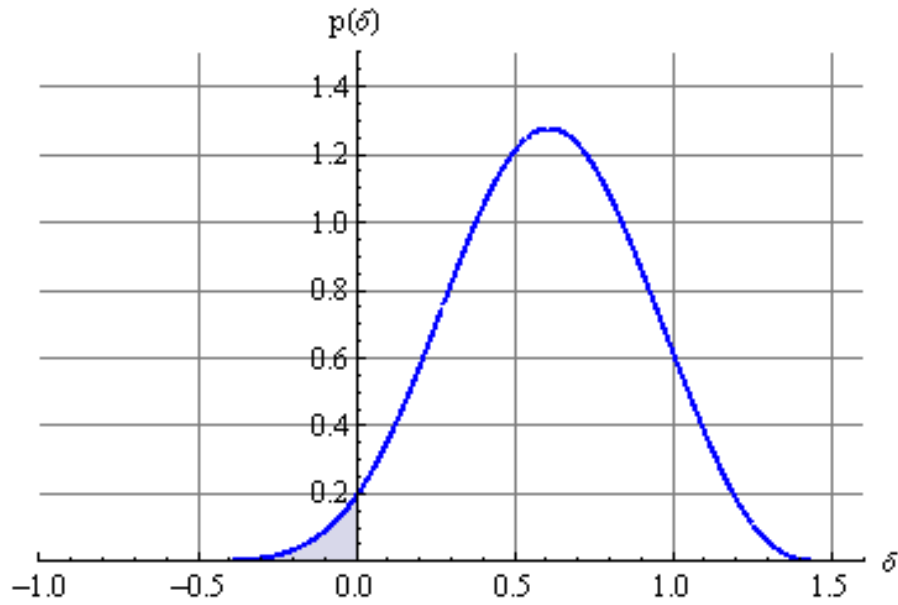


Рисунок 3.21 – Плотность распределения зазоров при эксплуатации

Далее находим

$$\begin{aligned}
 f(\delta^{HOM}) &\approx 954,93 \left[h_2(\delta) \cdot \int_0^r \xi^2 d\xi + h_3(\delta) \cdot \int_0^r \xi^3 d\xi + h_4(\delta) \cdot \int_0^r \xi^4 d\xi + h_5(\delta) \cdot \int_0^r \xi^5 d\xi + \right. \\
 &+ h_6(\delta) \cdot \int_0^r \xi^6 d\xi + h_7(\delta) \cdot \int_0^r \xi^7 d\xi + h_8(\delta) \cdot \int_0^r \xi^8 d\xi + \left. \int_0^r \xi^9 d\xi + \right] \approx 954,93 \cdot r^3 \times \\
 &\times \left[\frac{h_2(\delta)}{3} + \frac{h_3(\delta)}{4} r + \frac{h_4(\delta)}{5} r^2 + \frac{h_5(\delta)}{6} r^3 + \frac{h_6(\delta)}{7} r^4 + \frac{h_7(\delta)}{8} r^5 + \frac{h_8(\delta)}{9} r^6 + \frac{1}{10} r^7 \right] \approx \\
 &\approx 0,3790 \cdot r^3 [840h_2(\delta) + 630h_3(\delta) \cdot r + 504h_4(\delta) \cdot r^2 + 420h_5(\delta) \cdot r^3 + 360h_6(\delta) \cdot r^4 + \\
 &+ 315h_7(\delta) \cdot r^5 + 280h_8(\delta) \cdot r^6 + 252 \cdot r^7].
 \end{aligned} \tag{3.74}$$

Окончательно можно получить результат в форме

$$\begin{aligned}
 f(\delta^{HOM}) &\approx 0,3790 \cdot r^3 [k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot r + k_2(\delta) \cdot r^2 + k_3(\delta) \cdot r^3 + \\
 &+ k_4(\delta) \cdot r^4 + k_5(\delta) \cdot r^5 + k_6(\delta) \cdot r^6 + k_7 \cdot r^7].
 \end{aligned} \tag{3.75}$$

Полиномы $h_i(\delta)$ $i = 2, \dots, 9$ определены выражением (3.54), а $k_j(\delta)$ $j = 0, \dots, 7$ – выражением (3.56).

Для второй группы получаем

$$f(\delta^{ЭКСП}) \approx 267,485 \int [(\delta + 0,26) + r]^3 [(1,526 - \delta) - r] r^2 (1 - r)^3 dr. \tag{3.76}$$

Ведem промежуточные преобразования

$$\begin{aligned}
 &[(\delta + 0,26) + r]^3 [(1,526 - \delta) - r] = \\
 &= [(\delta + 0,26)^3 + 3(\delta + 0,26)^2 r + 3(\delta + 0,26) r^2 + r^3] [(1,526 - \delta) - r].
 \end{aligned}$$

Здесь получаем

$$\begin{aligned}
& r^4 \times \\
& \times [-1] \\
& r^3 \times \\
& \times [(1,526 - \delta) - 3(\delta + 0,26)] = [-4\delta + 0,746] \\
& r^2 \times \\
& \times [3(\delta + 0,26)(1,526 - \delta) - 3(\delta + 0,26)^2] = \\
& = [-6\delta^2 + 2,238\delta + 1,13755] \\
& r \times \\
& \times [3(\delta + 0,26)^2(1,526 - \delta) - (\delta + 0,26)^3] = \\
& = [-4\delta^3 + 2,298\delta^2 + 2,17776\delta + 0,084352] \\
& \\
& [(\delta + 0,26)^3(1,526 - \delta)] = \\
& = [-\delta^4 + 0,746\delta^3 + 0,9875\delta^2 + 0,2919\delta + 0,0268]
\end{aligned} \tag{3.77}$$

Введем обозначения

$$\begin{aligned}
l_4 &= -1 \\
l_3(\delta) &= -4\delta + 0,746 \\
l_2(\delta) &= -6\delta^2 + 2,238\delta + 1,1376 \\
l_1(\delta) &= -4\delta^3 + 2,298\delta^2 + 2,1778\delta + 0,0844 \\
l_0(\delta) &= -\delta^4 + 0,746\delta^3 + 0,9875\delta^2 + 0,2919\delta + 0,0268
\end{aligned} \tag{3.78}$$

Тогда подынтегральное выражение перепишем в виде

$$\begin{aligned}
& [-r^4 + l_3(\delta)r^3 + l_2(\delta)r^2 + l_1(\delta)r + l_0(\delta)](r^2 - 3r^3 + 3r^4 - r^5) = \\
& = r^9 + r^8 \times [-l_3(\delta) - 3] + r^7 \times [-l_2(\delta) + 3l_3(\delta) + 3] + \\
& + r^6 \times [-l_1(\delta) + 3l_2(\delta) - 3l_3(\delta) - 1] + r^5 \times [-l_0(\delta) + 3l_1(\delta) - 3l_2(\delta) + l_3(\delta)] + \\
& + r^4 \times [3l_0(\delta) - 3l_1(\delta) + l_2(\delta)] + r^3 \times [-3l_0(\delta) + l_3(\delta)] + r^2 \times [l_0(\delta)]
\end{aligned} \tag{3.79}$$

После интегрирования получаем

$$\begin{aligned}
f(\delta^{\text{ЭКП}}) &\approx 267,485r^3 [0,1r^7 - q_6(\delta)r^6 - q_5(\delta)r^5 - q_4(\delta)r^4 - \\
&- q_3(\delta)r^3 + q_2(\delta)r^2 - q_1(\delta)r + q_0(\delta)]
\end{aligned} \tag{3.80}$$

где

$$\begin{aligned}
 q_6(\delta) &= \frac{l_3(\delta) + 3}{9} \\
 q_5(\delta) &= \frac{l_2(\delta) - 3l_3(\delta) - 3}{8} \\
 q_4(\delta) &= \frac{l_1(\delta) - 3l_2(\delta) + 3l_3(\delta) + 1}{7} \\
 q_3(\delta) &= \frac{l_0(\delta) - 3l_1(\delta) + 3l_2(\delta) - l_3(\delta)}{6} \\
 q_2(\delta) &= \frac{3l_0(\delta) - 3l_1(\delta) + l_2(\delta)}{5} \\
 q_1(\delta) &= \frac{3l_0(\delta) - l_3(\delta)}{4} \\
 q_0(\delta) &= \frac{l_0(\delta)}{3}
 \end{aligned} \tag{3.81}$$

Подставляя (3.75) и (3.80) в (3.72) с указанными пределами, получаем вспомогательную (ненормированную) функцию

$$p(\delta) = \begin{cases} f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1+\delta} & -0,74 \leq \delta < 0,13 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1+\delta} & 0,13 \leq \delta < 0,26 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{\delta}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1+\delta} & 0,26 \leq \delta < 0,524 \\ f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} + f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{1,13}^{1,524} & 0,524 \leq \delta < 1,13 \\ f(\delta^{ЭКСП}) \Big|_{\delta}^{1,524} & 1,13 \leq \delta \leq 1,524 \end{cases} \tag{3.82}$$

Расшифровка по интервалам дает

1) $-0,74 \leq \delta < 0,13$

$$\begin{aligned}
 f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1+\delta} &\approx 0,3790 \cdot r^3 \left[k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot r + k_2(\delta) \cdot r^2 + k_3(\delta) \cdot r^3 + \right. \\
 &\quad \left. + k_4(\delta) \cdot r^4 + k_5(\delta) \cdot r^5 + k_6(\delta) \cdot r^6 + k_7 \cdot r^7 \right] \approx \\
 &\approx 0,3790 \cdot \left\{ (1+\delta)^3 \left[k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot (1+\delta) + k_2(\delta) \cdot (1+\delta)^2 + k_3(\delta) \cdot (1+\delta)^3 + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_4(\delta) \cdot (1+\delta)^4 + k_5(\delta) \cdot (1+\delta)^5 + k_6(\delta) \cdot (1+\delta)^6 + k_7 \cdot (1+\delta)^7 \right] - \right. \\
 &\quad \left. - 0,26^3 \left[k_0(\delta) + k_1(\delta) \cdot 0,26 + k_2(\delta) \cdot 0,26^2 + k_3(\delta) \cdot 0,26^3 + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + k_4(\delta) \cdot 0,26^4 + k_5(\delta) \cdot 0,26^5 + k_6(\delta) \cdot 0,26^6 + k_7 \cdot 0,26^7 \right] \right\} =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= 0,3790 \cdot \left\{ k_0(\delta) \left[(1+\delta)^3 - 0,26^3 \right] + k_1(\delta) \left[(1+\delta)^4 - 0,26^4 \right] + \right. \\
&+ k_2(\delta) \left[(1+\delta)^5 - 0,26^5 \right] + k_3(\delta) \left[(1+\delta)^6 - 0,26^6 \right] + \\
&+ k_4(\delta) \left[(1+\delta)^7 - 0,26^7 \right] + k_5(\delta) \left[(1+\delta)^8 - 0,26^8 \right] + \\
&+ k_6(\delta) \left[(1+\delta)^9 - 0,26^9 \right] + k_7 \left[(1+\delta)^{10} - 0,26^{10} \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.83}$$

2) $0,13 \leq \delta < 0,26$

$$\begin{aligned}
f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} &\approx 0,3790 \cdot \left\{ k_0(\delta) \left[1,13^3 - 0,26^3 \right] + k_1(\delta) \left[1,13^4 - 0,26^4 \right] + \right. \\
&+ k_2(\delta) \left[1,13^5 - 0,26^5 \right] + k_3(\delta) \left[1,13^6 - 0,26^6 \right] + k_4(\delta) \left[1,13^7 - 0,26^7 \right] + \\
&+ k_5(\delta) \left[1,13^8 - 0,26^8 \right] + k_6(\delta) \left[1,13^9 - 0,26^9 \right] + k_7 \left[1,13^{10} - 0,26^{10} \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.84}$$

$$\begin{aligned}
f(\delta^{\mathcal{E}KCH}) \Big|_{1,13}^{\delta} &\approx 267,485r^3 \left[0,1r^7 - q_6(\delta)r^6 - q_5(\delta)r^5 - q_4(\delta)r^4 - \right. \\
&- q_3(\delta)r^3 + q_2(\delta)r^2 - q_1(\delta)r + q_0(\delta) \left. \right] \approx \\
&\approx 267,485 \left\{ 0,1 \left[\delta^{10} - 1,13^{10} \right] - q_6(\delta) \left[\delta^9 - 1,13^9 \right] - q_5(\delta) \left[\delta^8 - 1,13^8 \right] - \right. \\
&- q_4(\delta) \left[\delta^7 - 1,13^7 \right] - q_3(\delta) \left[\delta^6 - 1,13^6 \right] + q_2(\delta) \left[\delta^5 - 1,13^5 \right] - \\
&- q_1(\delta) \left[\delta^4 - 1,13^4 \right] + q_0 \left[\delta^3 - 1,13^3 \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.85}$$

3) $0,26 \leq \delta < 0,524$

$$\begin{aligned}
f(\delta^{HOM}) \Big|_{\delta}^{1,13} &\approx 0,3790 \cdot \left\{ k_0(\delta) \left[1,13^3 - \delta^3 \right] + k_1(\delta) \left[1,13^4 - \delta^4 \right] + \right. \\
&+ k_2(\delta) \left[1,13^5 - \delta^5 \right] + k_3(\delta) \left[1,13^6 - \delta^6 \right] + k_4(\delta) \left[1,13^7 - \delta^7 \right] + \\
&+ k_5(\delta) \left[1,13^8 - \delta^8 \right] + k_6(\delta) \left[1,13^9 - \delta^9 \right] + k_7 \left[1,13^{10} - \delta^{10} \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.86}$$

$$\begin{aligned}
f(\delta^{\mathcal{E}KCH}) \Big|_{1,13}^{\delta} &\approx 267,485 \left\{ 0,1 \left[\delta^{10} - 1,13^{10} \right] - q_6(\delta) \left[\delta^9 - 1,13^9 \right] - \right. \\
&- q_5(\delta) \left[\delta^8 - 1,13^8 \right] - q_4(\delta) \left[\delta^7 - 1,13^7 \right] - q_3(\delta) \left[\delta^6 - 1,13^6 \right] + \\
&+ q_2(\delta) \left[\delta^5 - 1,13^5 \right] - q_1(\delta) \left[\delta^4 - 1,13^4 \right] + q_0 \left[\delta^3 - 1,13^3 \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.87}$$

4) $0,524 \leq \delta < 1,13$

$$\begin{aligned}
f(\delta^{HOM}) \Big|_{0,26}^{1,13} &\approx 0,3790 \cdot \left\{ k_0(\delta) \left[1,13^3 - 0,26^3 \right] + k_1(\delta) \left[1,13^4 - 0,26^4 \right] + \right. \\
&+ k_2(\delta) \left[1,13^5 - 0,26^5 \right] + k_3(\delta) \left[1,13^6 - 0,26^6 \right] + k_4(\delta) \left[1,13^7 - 0,26^7 \right] + \\
&+ k_5(\delta) \left[1,13^8 - 0,26^8 \right] + k_6(\delta) \left[1,13^9 - 0,26^9 \right] + k_7 \left[1,13^{10} - 0,26^{10} \right] \left. \right\}
\end{aligned} \tag{3.88}$$

$$f(\delta^{\text{ЭКП}})_{1,13}^{\delta} \approx 267,485 \left\{ 0,1[1,524^{10} - 1,13^{10}] - q_6(\delta)[1,524^9 - 1,13^9] - \right. \\ \left. - q_5(\delta)[1,524^8 - 1,13^8] - q_4(\delta)[1,524^7 - 1,13^7] - q_3(\delta)[1,524^6 - 1,13^6] + \right. \\ \left. + q_2(\delta)[1,524^5 - 1,13^5] - q_1(\delta)[1,524^4 - 1,13^4] + q_0[1,524^3 - 1,13^3] \right\} \quad (3.89)$$

5) $1,13 \leq \delta < 1,524$

$$f(\delta^{\text{ЭКП}})_{1,13}^{\delta} \approx 267,485 \left\{ 0,1[1,524^{10} - \delta^{10}] - q_6(\delta)[1,524^9 - \delta^9] - \right. \\ \left. - q_5(\delta)[1,524^8 - \delta^8] - q_4(\delta)[1,524^7 - \delta^7] - q_3(\delta)[1,524^6 - \delta^6] + \right. \\ \left. + q_2(\delta)[1,524^5 - \delta^5] - q_1(\delta)[1,524^4 - \delta^4] + q_0[1,524^3 - \delta^3] \right\} \quad (3.90)$$

Численное интегрирование на полной области определения $-0,74 \leq \delta \leq 1,524$ дает значение, по которому нормируется вспомогательная функция и определяется истинная модель распределения зазора (рис. 3.22).

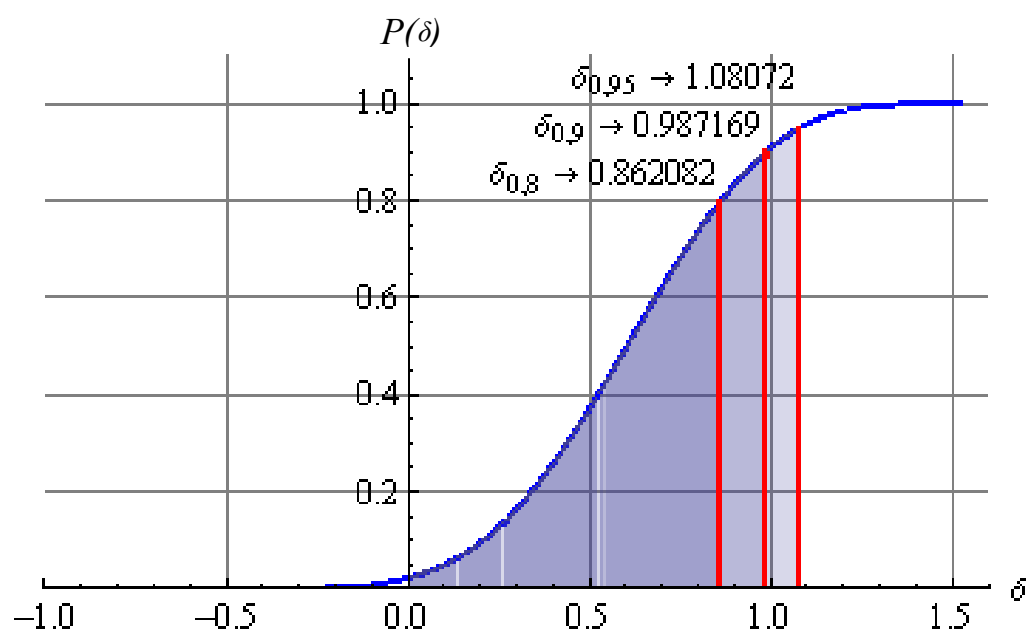


Рисунок 3.22 – Интегральная функция распределения зазора в ходе эксплуатации

По нормированной интегральной функции определяются:

- вероятность того, что зазор представляет собой отрицательную величину, или того, что агрегат заклинит в выработке – при номинальном размере вероятность опасности не превышает 3%, а в деформированной выработке уменьшается до 2%;

- наиболее интересные квантили: $\delta_{0,8} \approx 0,862$, $\delta_{0,9} \approx 0,987$ и $\delta_{0,95} \approx 1,081$, выби-
раемые в качестве расчетных параметров;

- 80%-ная граница возрастает на 22,8%; 90%-ная граница – на 23,4% и, на-
ко-нец 95%-ная граница – еще больше, на 23,6%.

3.5 Исследование закономерностей циклоидального движения геохода в выработке

Рассматривается следующая основная схема. При качении агрегата с эффек-
тивным радиусом $r_A < r < r_{BH} = r_A + h_{\text{л}}$ без проскальзывания по внутренней поверхно-
сти выработки, имеющей эффективный радиус $R > R_b$, образуется гипоциклоида,
тогда точки корпуса формируют удлинённую гипоциклоиду с параметром
 $\lambda = r_{BH}/r = (r_A + h_{\text{л}})/r > 1$. Описанные выше распределения относятся к зазору $\delta = R - r$.

Параметрические уравнения данной кривой имеют вид

$$\left\{ \begin{aligned} x(\varphi) &= (R - r) \cos \varphi + \lambda r \cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] = \\ &= \delta \cdot \cos \varphi + (r_A + h_{\text{л}}) \cdot \cos \left(\frac{\delta}{r} \varphi \right) \\ y(\varphi) &= (R - r) \sin \varphi - \lambda r \sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] = \\ &= \delta \cdot \sin \varphi - (r_A + h_{\text{л}}) \cdot \sin \left(\frac{\delta}{r} \varphi \right) \end{aligned} \right. \quad (3.91)$$

Дополнительно можно записать параметрические уравнения скоростей при
данной траектории

$$\left\{ \begin{aligned} V_x(\varphi) &= \frac{dx}{d\varphi} = -(R - r) \sin \varphi - \lambda (R - r) \sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] \\ V_y(\varphi) &= \frac{dy}{d\varphi} = (R - r) \cos \varphi - \lambda (R - r) \cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] \end{aligned} \right. \quad (3.92)$$

Следует отметить, что наряду с основной частотой колебаний $\varphi = \Omega t$ при
рассматриваемых величинах зазора $\delta = R - r$ формируются гармоники низкой
частоты $\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \Omega \ll \Omega$. В качестве рабочей гипотезы о состоянии привода агрегата
предлагается использовать характеристики фиктивной системы, реализующей

преобразование частот. Для этого уравнения удлиненной гипоциклоиды преобразуются к виду

$$\begin{cases} x = (R-r) \cos \varphi + \lambda r \left[\cos \frac{R}{r} \varphi \cos \varphi + \sin \frac{R}{r} \varphi \sin \varphi \right] \\ y = (R-r) \sin \varphi - \lambda r \left[\sin \frac{R}{r} \varphi \cos \varphi - \cos \frac{R}{r} \varphi \sin \varphi \right] \end{cases} \quad (3.93)$$

Более удобной является следующая группировка

$$\begin{cases} \lambda r \sin \varphi \cdot \sin \frac{R}{r} \varphi + \lambda r \cos \varphi \cdot \cos \frac{R}{r} \varphi = x - (R-r) \cos \varphi \\ -\lambda r \cos \varphi \cdot \sin \frac{R}{r} \varphi + \lambda r \sin \varphi \cdot \cos \frac{R}{r} \varphi = y - (R-r) \sin \varphi \end{cases} \quad (3.94)$$

Для исключения гармоник частоты $\frac{R}{r}\Omega$ вводится следующий главный определитель системы

$$\Delta = \begin{vmatrix} \lambda r \sin \varphi & \lambda r \cos \varphi \\ -\lambda r \cos \varphi & \lambda r \sin \varphi \end{vmatrix} = r^2 \lambda^2 \equiv r_A^2 \quad (3.95)$$

Дополнительно получаем вспомогательные определители

$$\Delta_{\sin \frac{R}{r} \varphi} = \begin{vmatrix} x - (R-r) \cos \varphi & \lambda r \cos \varphi \\ y - (R-r) \sin \varphi & \lambda r \sin \varphi \end{vmatrix} = r \lambda (x \sin \varphi - y \cos \varphi) \quad (3.96)$$

$$\Delta_{\cos \frac{R}{r} \varphi} = \begin{vmatrix} \lambda r \sin \varphi & x - (R-r) \cos \varphi \\ -\lambda r \cos \varphi & y - (R-r) \sin \varphi \end{vmatrix} = r \lambda [x \cos \varphi + y \sin \varphi - (R-r)]$$

Таким образом, получаем

$$\sin \frac{R}{r} \varphi = \frac{\Delta_{\sin \frac{R}{r} \varphi}}{\Delta} = \frac{x \cdot \sin \varphi - y \cdot \cos \varphi}{r \lambda} \quad (3.97)$$

$$\cos \frac{R}{r} \varphi = \frac{\Delta_{\cos \frac{R}{r} \varphi}}{\Delta} = \frac{x \cdot \cos \varphi + y \cdot \sin \varphi - (R-r)}{r \lambda}$$

и соответственно

$$\begin{aligned} \sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] &= \sin \frac{R}{r} \varphi \cos \varphi - \cos \frac{R}{r} \varphi \sin \varphi = \\ &= \frac{1}{r \lambda} \{ x \cdot \sin \varphi \cos \varphi + y \cdot \sin^2 \varphi - x \cdot \sin \varphi \cos \varphi + y \cdot \cos^2 \varphi - (R-r) \sin \varphi \} = \\ &= \frac{1}{r \lambda} [y - (R-r) \sin \varphi] \end{aligned} \quad (3.98)$$

$$\begin{aligned}
\cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] &= \cos \frac{R}{r} \varphi \cos \varphi + \sin \frac{R}{r} \varphi \sin \varphi = \\
&= \frac{1}{r\lambda} \{ x \cdot \cos^2 \varphi + y \cdot \sin \varphi \cos \varphi - (R-r) \cos \varphi + x \cdot \sin^2 \varphi - y \cdot \sin \varphi \cos \varphi \} = \\
&= \frac{1}{r\lambda} [x - (R-r) \cos \varphi]
\end{aligned}$$

После дифференцирования параметрических уравнений

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\varphi} = -(R-r) \sin \varphi - \lambda(R-r) \sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] \\ \frac{dy}{d\varphi} = (R-r) \cos \varphi - \lambda(R-r) \cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right] \end{cases} \quad (3.99)$$

и подстановки функций $\sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right]$ и $\cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \varphi \right]$ получаем

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\varphi} = -(R-r) \sin \varphi - \lambda(R-r) \frac{1}{r\lambda} \{ y - (R-r) \sin \varphi \} = \\ = \frac{(R-r)^2}{r} \sin \varphi - (R-r) \sin \varphi - \frac{R-r}{r} y \\ \frac{dy}{d\varphi} = (R-r) \cos \varphi - \lambda(R-r) \frac{1}{r\lambda} \{ x - (R-r) \cos \varphi \} = \\ = \frac{(R-r)^2}{r} \cos \varphi + (R-r) \cos \varphi - \frac{R-r}{r} x \end{cases} \quad (3.100)$$

Можно переписать в более удобной форме

$$\begin{cases} r \frac{dx}{d\varphi} = (R-r)(R-2r) \sin \varphi - (R-r)y \\ r \frac{dy}{d\varphi} = (R-r)R \cos \varphi - (R-r)x \end{cases} \quad (3.101)$$

Из первого уравнения системы нетрудно выделить

$$y = \frac{1}{R-r} \left\{ (R-r)(R-2r) \sin \varphi - r \frac{dx}{d\varphi} \right\} \quad (3.102)$$

Дифференцируя это выражение

$$\frac{dy}{d\varphi} = (R-2r) \cos \varphi - \frac{r}{R-r} \frac{d^2x}{d\varphi^2}, \quad (3.103)$$

подставим результат во второе уравнение системы и получим

$$r(R-2r) \cos \varphi - \frac{r^2}{R-r} \frac{d^2x}{d\varphi^2} + (R-r)x = (R-r)R \cos \varphi \quad (3.104)$$

ИЛИ

$$\frac{r^2}{R-r} \frac{d^2 x}{d\varphi^2} - (R-r)x = (R^2 - 2Rr + 2r^2) \cos \varphi \quad (3.105)$$

Традиционным способом, выполняя преобразование Лапласа при нулевых начальных условиях, можем определить передаточную функцию горизонтальной составляющей динамической системы относительно гармонического воздействия

$$\begin{aligned} X(s) &= \frac{R^2 - 2Rr + 2r^2}{\frac{r^2}{R-r} s^2 - (R-r)} = \\ &= \frac{(R^2 - 2Rr + 2r^2)(R-r)}{r^2 s^2 - (R-r)^2} = (R-r) \frac{(R-r)^2 + r^2}{(rs - R + r)(rs + R - r)} \end{aligned} \quad (3.106)$$

Исключительно полезной характеристикой системы является амплитудно-частотная характеристика (АЧХ), получаемая в результате замены $s = i\omega$ и имеющая вид (рис. 3.23):

$$A(\omega) = |X(s = i\omega)| = \frac{(R-r) \left[(R-r)^2 + r^2 \right]}{(R-r)^2 + r^2 \omega^2} \quad (3.107)$$

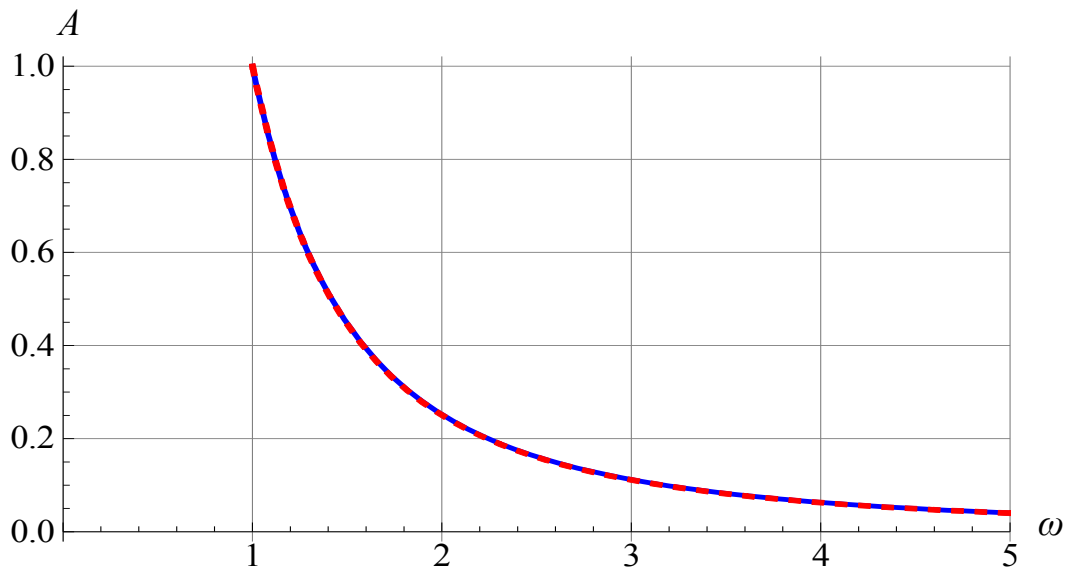


Рисунок 3.23 – АЧХ первого варианта формирующей системы

Для анализа свойств АЧХ следует рассмотреть

$$\frac{dA(\omega)}{d\omega} = -(R-r) \left[(R-r)^2 + r^2 \right] \frac{2r^2 \omega}{\left[(R-r)^2 + r^2 \omega^2 \right]^2} \quad (3.108)$$

Важно, что

$$\left. \frac{dA(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=0} = 0,$$

причем именно это значение является максимумом функции $A(\omega)$. Повторно дифференцируя, получим

$$\frac{d^2 A(\omega)}{d\omega^2} = 2(R-r) \left[(R-r)^2 + r^2 \right] r^2 \frac{r^4 \omega^4 - (R-r)^4}{\left[(R-r)^2 + r^2 \omega^2 \right]^4} \quad (3.109)$$

Таким образом, вторая производная обращается в 0, т.е. имеет место точка перегиба АЧХ, как раз на частоте, определяемой из условия

$$r^4 \omega_{\text{ПЕР}}^4 - (R-r)^4 = 0$$

и равной кинематической компоненте

$$\omega_{\text{ПЕР}} = \frac{R}{r} - 1 \quad (3.110)$$

Важно, что при этом возникает коэффициент усиления

$$A(\omega_{\text{ПЕР}}) = \frac{(R-r) \left[(R-r)^2 + r^2 \right]}{2(R-r)^2} = 0,5 \cdot A(0) \quad (3.111)$$

С другой стороны, если из второго уравнения системы (101) выразить

$$x = \frac{1}{R-r} \left\{ (R-r)R \cos \varphi - r \frac{dy}{d\varphi} \right\} \quad (3.112)$$

и после дифференцирования

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{1}{R-r} \left\{ -(R-r)R \sin \varphi - r \frac{d^2 y}{d\varphi^2} \right\} \quad (3.113)$$

подставить в первое уравнение, то в окончательной форме получим дифференциальное уравнение того же типа

$$\frac{r^2}{R-r} \frac{d^2 y}{d\varphi^2} - (R-r)y = - \left[R^2 - 4Rr + 2r^2 \right] \sin \varphi \quad (3.114)$$

но с меньшим коэффициентом передачи. Можно отметить также, что вертикальная составляющая отстает от горизонтальной по фазе на $\pi/2$.

Таким образом, предложенные дифференциальные уравнения образуют одну из возможных феноменологических моделей, описывающих явление

циклоидального движения с формированием относительного движения с очень низкой частотой $\left(\frac{R}{r}-1\right)\Omega$.

Другой вариант модели можно получить, если из системы производных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{dx}{d\varphi} = -(R-r)\sin\varphi - \lambda(R-r)\sin\left[\left(\frac{R}{r}-1\right)\varphi\right] \\ = -(R-r)\sin\varphi - \lambda(R-r)\sin\frac{R}{r}\varphi\cos\varphi + \lambda(R-r)\cos\frac{R}{r}\varphi\sin\varphi \\ \frac{dy}{d\varphi} = (R-r)\cos\varphi - \lambda(R-r)\cos\left[\left(\frac{R}{r}-1\right)\varphi\right] = \\ = (R-r)\cos\varphi - \lambda(R-r)\cos\frac{R}{r}\varphi\cos\varphi - \lambda(R-r)\sin\frac{R}{r}\varphi\sin\varphi \end{cases} \quad (3.115)$$

исключить гармоники с частотой $\frac{R}{r}\Omega$. Главный определитель системы равен

$$\Delta = \begin{vmatrix} -\lambda(R-r)\cos\varphi & \lambda(R-r)\sin\varphi \\ -\lambda(R-r)\sin\varphi & -\lambda(R-r)\cos\varphi \end{vmatrix} = \lambda^2(R-r)^2 \quad (3.116)$$

Соответственно получаем два дополнительных определителя

$$\begin{aligned} \Delta_{\sin\frac{R}{r}\varphi} &= \begin{vmatrix} \frac{dx}{d\varphi} + (R-r)\sin\varphi & \lambda(R-r)\sin\varphi \\ \frac{dy}{d\varphi} - (R-r)\cos\varphi & -\lambda(R-r)\cos\varphi \end{vmatrix} = \\ &= -\frac{dx}{d\varphi}\lambda(R-r)\cos\varphi - \frac{dy}{d\varphi}\lambda(R-r)\sin\varphi \\ \Delta_{\cos\frac{R}{r}\varphi} &= \begin{vmatrix} -\lambda(R-r)\cos\varphi & \frac{dx}{d\varphi} + (R-r)\sin\varphi \\ -\lambda(R-r)\sin\varphi & \frac{dy}{d\varphi} - (R-r)\cos\varphi \end{vmatrix} = \\ &= \frac{dx}{d\varphi}\lambda(R-r)\sin\varphi - \frac{dy}{d\varphi}\lambda(R-r)\cos\varphi \end{aligned} \quad (3.117)$$

Отсюда находим заменяющие функции

$$\begin{aligned} \sin\frac{R}{r}\varphi &= \frac{1}{\lambda(R-r)}\left[-\frac{dx}{d\varphi}\cos\varphi - \frac{dy}{d\varphi}\sin\varphi\right] \\ \cos\frac{R}{r}\varphi &= \frac{1}{\lambda(R-r)}\left[\frac{dx}{d\varphi}\sin\varphi - \frac{dy}{d\varphi}\cos\varphi\right] \end{aligned} \quad (3.118)$$

В окончательном виде получаем

$$\begin{aligned}\sin\left[\left(\frac{R}{r}-1\right)\varphi\right] &= -\frac{1}{\lambda(R-r)} \frac{dx}{d\varphi} \\ \cos\left[\left(\frac{R}{r}-1\right)\varphi\right] &= -\frac{1}{\lambda(R-r)} \frac{dy}{d\varphi}\end{aligned}\quad (3.119)$$

Повторно дифференцируя систему и подставляя в неё замену, находим два независимых уравнения

$$\frac{d^2x}{d\varphi^2} - \frac{R-r}{r} \frac{dx}{d\varphi} = -(R-r) \cos \varphi \quad (3.120)$$

$$\frac{d^2y}{d\varphi^2} + \frac{(R-r)}{r} \frac{dy}{d\varphi} = -(R-r) \sin \varphi$$

Как и в предыдущем варианте с помощью преобразования Лапласа получим передаточные функции

$$\begin{aligned}X(s) &= -\frac{(R-r)r}{s \cdot [sr - (R-r)]} \\ Y(s) &= -\frac{(R-r)r}{s \cdot [sr - (R-r)]}\end{aligned}\quad (3.121)$$

Переход к частотным характеристикам осуществляется с помощью замены $s = i\omega$:

$$X(i\omega) = -\frac{(R-r)r}{i\omega \cdot [i\omega r - (R-r)]} = \frac{(R-r)r}{\omega^2 r + i \cdot \omega(R-r)} = A(\omega) \cdot \exp[i \cdot \Psi(\omega)], \quad (3.122)$$

где $A(\omega) = \frac{(R-r)r}{\omega \sqrt{(R-r)^2 + \omega^2 r^2}}$ – амплитудно-частотная характеристика;

$\Psi(\omega) = -\arctg \frac{R-r}{\omega^2 r}$ – фазово-частотная характеристика.

Для исследования свойств достаточно рассмотреть

$$\begin{aligned}\frac{d}{d\omega} \left[\frac{1}{(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4} \right] &= -\frac{2(R-r)^2 \omega + 4r^2 \omega^3}{[(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4]^2} \\ \frac{d^2}{d\omega^2} \left[\frac{1}{(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4} \right] &= \\ &= -\frac{[2(R-r)^2 + 12r^2 \omega^2][(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4] - 2[2(R-r)^2 \omega + 4r^2 \omega^3]^2}{[(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4]^3} = \\ &= 2\omega^2 \frac{10r^4 \omega^4 + (R-r)^2 r^2 \omega^2 + 3(R-r)^4}{[(R-r)^2 \omega^2 + r^2 \omega^4]^3}\end{aligned}\quad (3.123)$$

Таким образом, выясняется, что функция является монотонной, не содержит экстремумов и точек перегиба и ее исследование не представляет интерес. Кроме того, нет оснований считать данную модель адекватной.

Заметим, что при приближении к статическому воздействию $\omega \rightarrow 0$ формируется запаздывание по фазе

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} \left(-\operatorname{arctg} \frac{R-r}{\omega^2 r} \right) = -\frac{\pi}{2}$$

Но такое свойство плохо согласуется с первоначальным представлением гипоциклоиды, поэтому расценивается как решающий недостаток модели.

Однако, если полученные выше выражения (3.119) подставим в исходное уравнение гипоциклоиды, то получим

$$\begin{cases} x = (R-r) \cos \varphi - \frac{r}{R-r} \frac{dy}{d\varphi} \\ y = (R-r) \sin \varphi + \frac{r}{R-r} \frac{dx}{d\varphi} \end{cases} \quad (3.124)$$

Дифференцируя первое, найдем

$$\frac{dx}{d\varphi} = -(R-r) \sin \varphi - \frac{r}{R-r} \frac{d^2 y}{d\varphi^2} \quad (3.125)$$

и тогда из второго уравнения получим

$$\frac{r^2}{(R-r)^2} \frac{d^2 y}{d\varphi^2} + y = (R-2r) \sin \varphi \quad (3.126)$$

Более корректно будет записать в виде

$$\frac{r^2}{(R-r)^2} \frac{d^2 y}{d\varphi^2} + y = -|R-2r| \sin \varphi \quad (3.127)$$

Модуль $|R-2r|$ использован, чтобы подчеркнуть фактический знак передачи от переносного к относительному движению, т. е. «разнонаправленность» этих движений.

Противоположным путем найдем аналогичное второе уравнение

$$\frac{r^2}{(R-r)^2} \frac{d^2 x}{d\varphi^2} + x = -|R-2r| \cos \varphi \quad (3.128)$$

В этом случае передаточную функцию можно получить в виде

$$X(s) = -\frac{(R-r)^2 \cdot |R-2r|}{r^2 s^2 + (R-r)^2} \quad (3.129)$$

С помощью замены $s = i\omega$ переходим к определению АЧХ (рис. 3.24)

$$A(\omega) = \frac{(R-r)^2 \cdot |R-2r|}{|(R-r)^2 - r^2 \omega^2|} = \frac{(R-r)^2 \cdot (2r-R)}{|(R-r)^2 - r^2 \omega^2|} \quad (3.130)$$

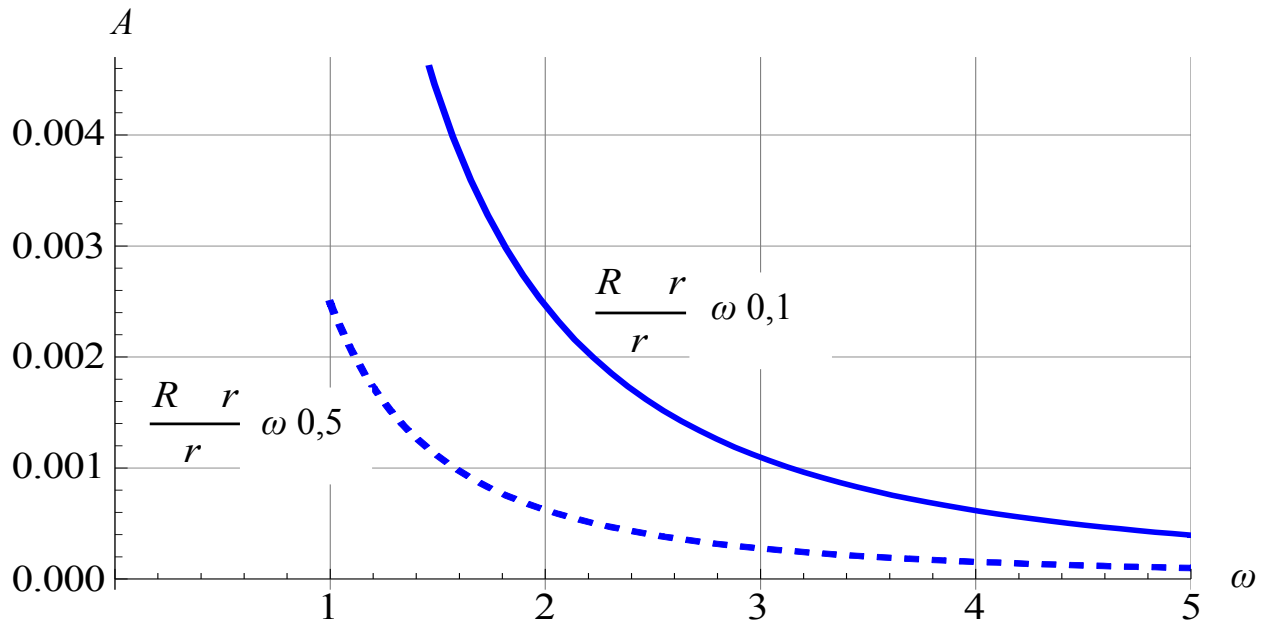


Рисунок 3.24 – АЧХ динамической системы, формирующей относительное движение

Рассмотрим свойства функции:

1) при частоте относительного движения $\omega = \frac{R}{r} - 1$ возникает чистый резонанс

и АЧХ имеет разрыв $A(\omega) \rightarrow \infty$;

2) других особенностей, т.е. экстремумов и перегибов согласно

$$\frac{dA}{d\omega} = (R-r)^2 \cdot |R-2r| \cdot \frac{2r^2 \omega}{[(R-r)^2 - r^2 \omega^2]^2}$$

$$\frac{d^2 A}{d\omega^2} = (R-r)^2 \cdot |R-2r| \cdot 2r^2 \cdot \frac{[(R-r)^2 + 3r^2 \omega^2]}{[(R-r)^2 - r^2 \omega^2]^3}$$

функция $A(\omega)$ не имеет.

3.6 Принцип моделирования автоколебаний корпуса геохода

Устойчивость циклоидального движения может нарушаться при «накатывании» корпуса геохода по цилиндрической поверхности выработки. Вследствие значительного подъема и изменения направления вектора нормального взаимодействия с большой вероятностью может нарушиться контакт, и геоход в фазе свободного движения «сползет» в нижнее положение. После этого цикл повторится.

По определению колебательное движение, возникающее в системе при постоянном подводе энергии в силу изменения параметров, называется автоколебательным.

Для построения модели квазистатического силового взаимодействия при автоколебательном движении предлагается ввести функцию передачи $\varphi(t)$ при $0 \leq t \leq \tau$, где τ – длительность фазы подъема геохода, идентифицируемая по экспериментальным данным. Кроме того, предполагается, что идентифицируется форма модели $\varphi(t)$ по положению точки перегиба с точностью до $\Delta = \tau/4$.

В [131] обоснованно применение моделей вида

$$\psi_{m,n}(t) = \left(\frac{t}{\tau}\right)^m \left(1 - \frac{t}{\tau}\right)^n \quad 0 \leq t \leq \tau \quad (3.131)$$

с положением максимума $t_{\max} = \frac{m}{m+n} \tau$. При заданной точности могут быть рассмотрены следующие варианты (рис. 3.25)

$$\begin{aligned} \psi_{1.3}(t) &= \frac{t}{\tau} \left(1 - \frac{t}{\tau}\right)^3 \quad t_{\max.1.3} = \frac{1}{4} \tau \\ \psi_{2.2}(t) &= \left(\frac{t}{\tau}\right)^2 \left(1 - \frac{t}{\tau}\right)^2 \quad t_{\max.2.2} = \frac{1}{2} \tau \\ \psi_{3.1}(t) &= \left(\frac{t}{\tau}\right)^3 \left(1 - \frac{t}{\tau}\right) \quad t_{\max.3.1} = \frac{3}{4} \tau \end{aligned} \quad (3.132)$$

Преобразование Лапласа этих функций можно записать в виде

$$\begin{aligned} \Psi_{1.3}(s) &= \tau \left[\frac{1}{\tau^2 s^2} - 3 \frac{2!}{\tau^3 s^3} + 3 \frac{3!}{\tau^4 s^4} - \frac{4!}{\tau^5 s^5} \right] \\ \Psi_{2.2}(s) &= \tau \left[\frac{2!}{\tau^3 s^3} - 2 \frac{3!}{\tau^4 s^4} + \frac{4!}{\tau^5 s^5} \right] \end{aligned} \quad (3.133)$$

$$\Psi_{3.1}(s) = \tau \left[\frac{3!}{\tau^4 s^4} - \frac{4!}{\tau^5 s^5} \right]$$

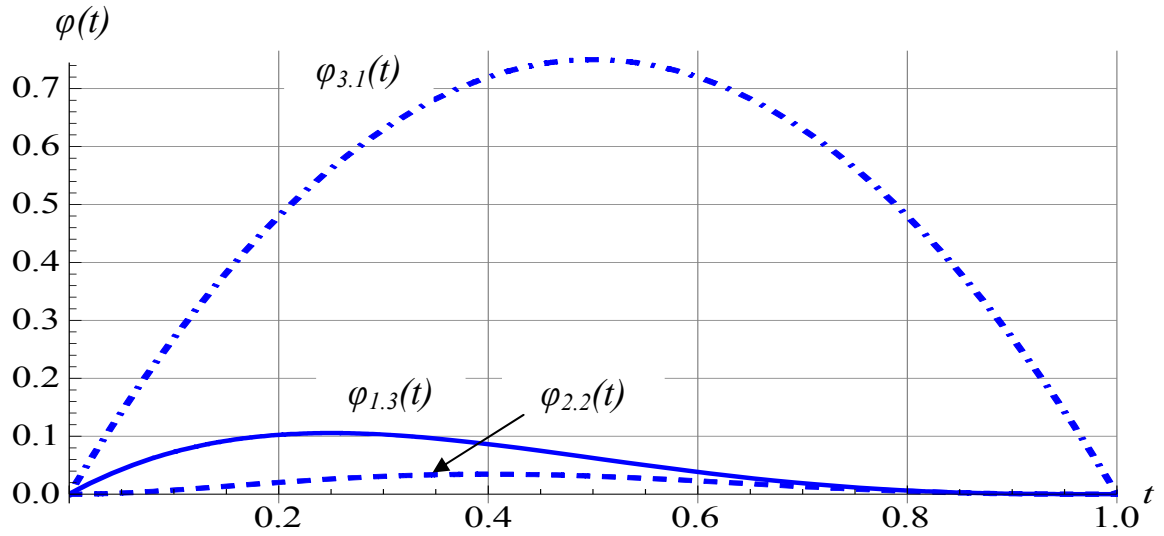


Рисунок 3.25 – Исходные функции для моделей взаимодействия

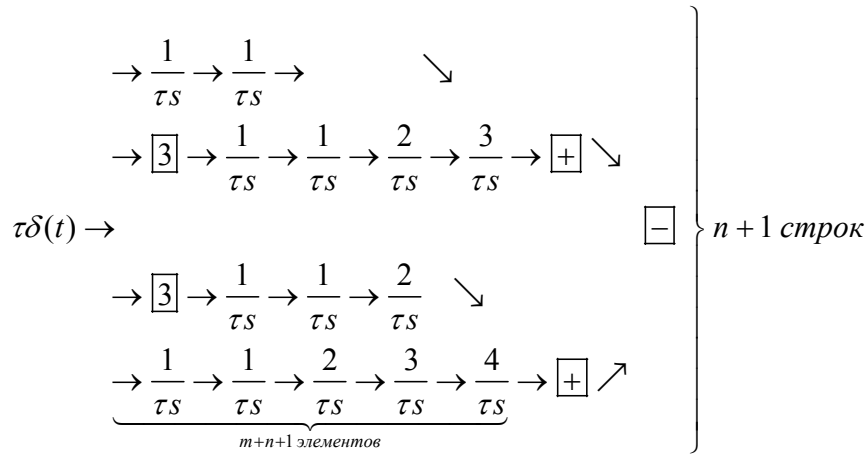
На рис. 3.26 представлены схемы систем, которые формируют данные сигналы. Нетрудно убедиться, что невозможно с помощью линейного преобразования перейти от одной модели формирования и самого сигнала к другой. Такая независимость является основанием для утверждения о том, что набор вариантов составляет базис, заменяющий заключение о статистически значимом отличии.

На основании правила моделирования

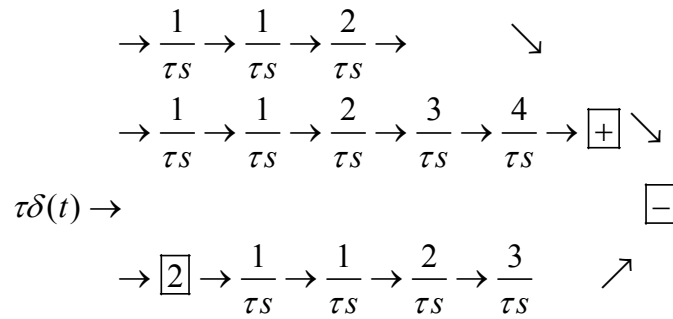
$$\varphi_{m,n}(t) = 1 - \int \psi_{m,n}(t) dt \quad (3.134)$$

выбираются расчетные формулы (рис. 3.27)

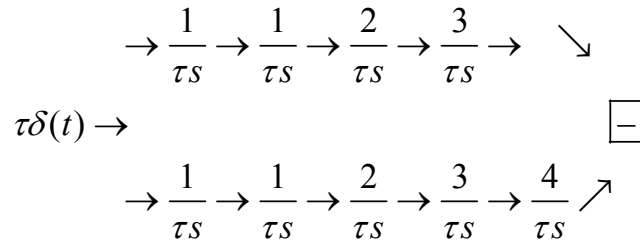
$$\begin{aligned} \varphi_{1.3}(t) &= \tau \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{t}{\tau} \right)^2 + \left(\frac{t}{\tau} \right)^3 - \frac{3}{4} \left(\frac{t}{\tau} \right)^4 + \frac{1}{5} \left(\frac{t}{\tau} \right)^5 \right] \\ \varphi_{2.2}(t) &= \tau \left[1 - \frac{1}{3} \left(\frac{t}{\tau} \right)^3 + \frac{1}{2} \left(\frac{t}{\tau} \right)^4 - \frac{1}{5} \left(\frac{t}{\tau} \right)^5 \right] \\ \varphi_{3.1}(t) &= \tau \left[1 - \frac{1}{4} \left(\frac{t}{\tau} \right)^4 + \frac{1}{5} \left(\frac{t}{\tau} \right)^5 \right] \end{aligned} \quad (3.135)$$



а) схема при $m = 1; n = 3$



б) схема при $m = 2; n = 2$



в) схема при $m = 3; n = 1$

Рисунок 3.26 – Выбранные схемы формирования вариантов моделей

Взаимодействие на этапе подъема («наползания») агрегата на стенку выработки описывается моделями

$$\begin{cases} f_X(t) = x(t) \cdot \varphi(t) \\ f_Y(t) = y(t) \cdot \varphi(t) \end{cases} \quad (3.137)$$

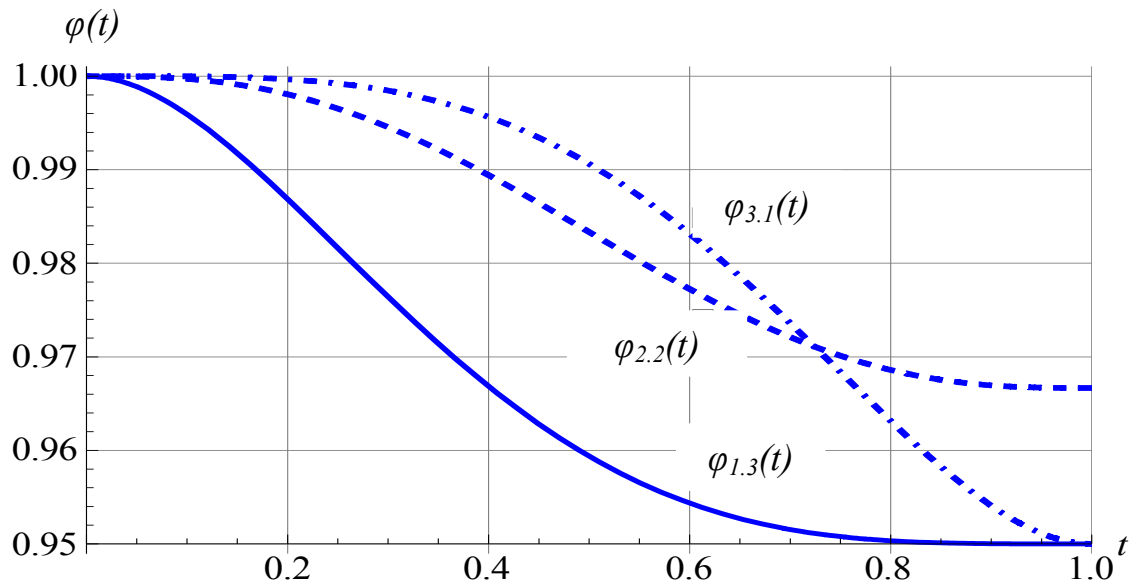


Рисунок 3.27 – Модели взаимодействия геохода с выработкой на этапе «наползания»

Для удобства описания представим

$$\begin{cases} x(t) = x_I(t) + x_{II}(t) \\ y(t) = y_I(t) - y_{II}(t) \end{cases} \quad (3.138)$$

где

$$\begin{aligned} x_I(t) &= (R - r) \cos \Omega t \\ x_{II}(t) &= \lambda r \cos \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \Omega t \right] \\ y_I(t) &= (R - r) \sin \Omega t \\ y_{II}(t) &= \lambda r \sin \left[\left(\frac{R}{r} - 1 \right) \Omega t \right] \end{aligned}$$

3.7 Выводы

1. По нормированной интегральной функции определяется вероятность того, что значение зазора примет «отрицательную» величину, или того, что агрегат заклинит в выработке – при номинальном размере вероятность опасности не превышает 3%, а в деформированной выработке уменьшается до 2%.

2. Разработана математическая модель отражающая малую вероятность существования радиусов, значительно отклоняющихся от среднего размера (наличия выбросов вследствие нарушения «цилиндричности» агрегата). Такое ограничение отражает влияние технических регламентов на эксплуатацию горных машин.

3. Номинальное сочетание параметров выработки и вписанного в неё агрегата

$$R_{MIN} + 0,4161 \cdot 0,9818 \Delta R \approx r_{MIN} + 0,6668 \Delta r$$

$$R_{MIN} - r_{MIN} \approx 0,2583 \cdot \Delta r.$$

4. В итоговом распределении с вероятностью 65 % представлены выработки с номинальными размерами, а примерно в 35 % совокупности возможны выработки, деформированные в ходе проведения работ.

4 НОЖЕВОЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН ГЕОХОДА

4.1 Синтез конструктивных решений ножевого исполнительного органа геохода

Исполнительный орган геохода, имеющий сложную форму, а также характер движения геохода в подземном пространстве обуславливают формирование поверхности забоя сложной формы с гарантированным образованием уступа. Получаемая форма поверхности забоя, зависящая от геометрических параметров исполнительного органа, представляет собой геликоидную поверхность [60, 91].

Каждая точка, расположенная на ноже исполнительного органа, перемещается на забой под своим углом, который зависит от геометрических параметров винтовой лопасти (рисунок 4.1).

За один полный оборот, точка A , одновременно принадлежащая ножу исполнительного органа и располагающаяся на оболочке геохода (рисунок 4.2), проходит путь по окружности равный $2\pi r_r$. При известном шаге винтовой линии внешнего движителя h_B , точка A будет перемещаться на массив выработки под некоторым углом β_1 к фронтальной плоскости центральной оси геохода [60], при этом

$$\beta_1 = \arctg \frac{h_B}{2\pi r_r}, \quad (4.1)$$

где r_r – радиус геохода.

В тоже время другая точка, располагающаяся ближе к центру головной секции геохода (например, точка B), при тех же геометрических параметрах винтовой линии внешнего движителя, будет перемещаться на забой выработки под другим углом β_2 к плоскости перпендикулярной оси вращения геохода геохода [25], при этом

$$\beta_2 = \arctg \frac{h_B}{2\pi r_2}, \quad (4.2)$$

где r_2 – расстояние от точки B до центра вращения геохода.

При заданных геометрических параметрах винтовой линии внешнего движителя, каждая точка, принадлежащая ноже исполнительного органа и располагающаяся на расстоянии x от оси вращения геوخода, будет перемещаться под своим углом β_x , при этом

$$\beta_x = \operatorname{arctg} \frac{h_B}{2\pi x}, \quad (4.3)$$

где x – значение расстояния от центра вращения геوخода до рассматриваемой точки, расположенной на ноже исполнительного органа.

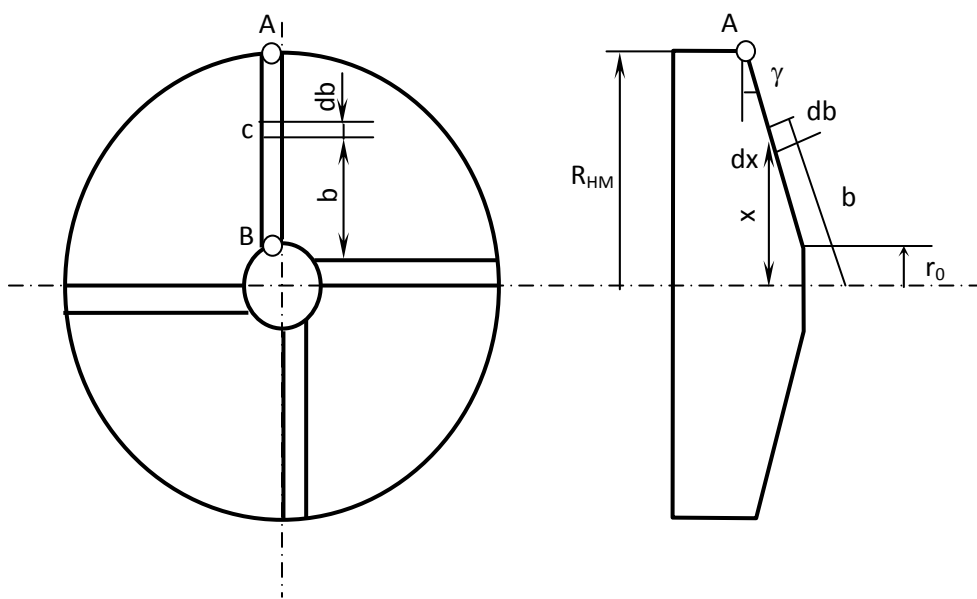
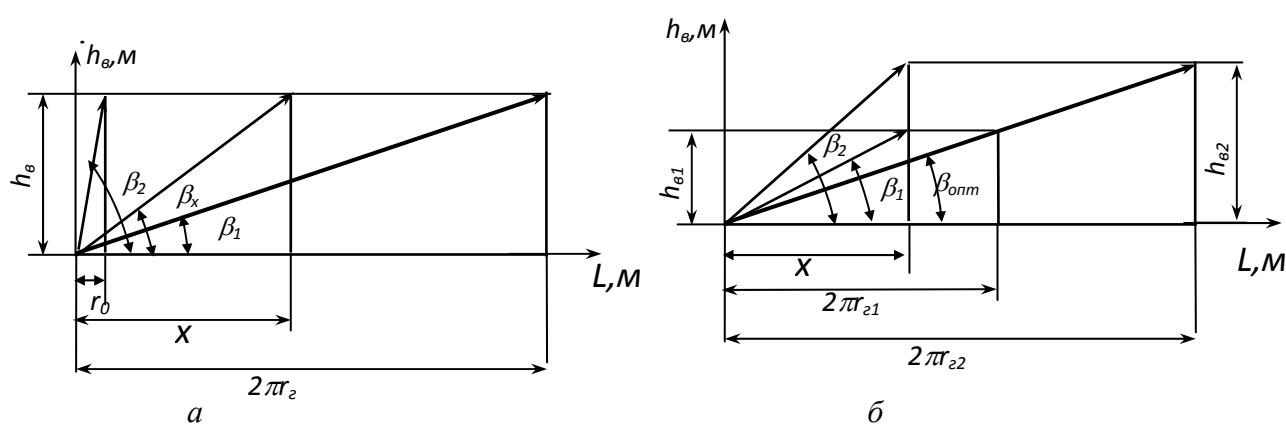


Рисунок 4.1 – условная схема ножевого исполнительного органа

Перемещаясь на забой, точки, располагающиеся на периферии ножа исполнительного органа, двигаются под меньшим углом β_x , чем точки, располагающиеся на ноже, но ближе к оси вращения геوخода (рисунок 4.2, а). Следовательно, при сложном движении геوخода в массиве горных пород точки, располагающиеся на ноже исполнительного органа, образуют сложную (геликоидную) поверхность забоя. После внедрения ножа исполнительного в массив, поверхность забоя на участке между следующими друг за другом радиальными ножами будет принимать вид винтовой поверхности [60, 91].

Стоит отметить, если определено рациональное значение угла наклона винтовой линии внешнего движителя ($\beta_{\text{рац}}$), то при увеличении диаметра

геохода точка принадлежащая ножу исполнительного органа и располагающаяся на некотором расстоянии x от центра вращения геохода, будет за один полный оборот перемещаться на расстояние $h_{в2}$ которое больше чем $h_{в1}$ (рисунок 4.2, б). В этом случае и угол перемещения точки ножа исполнительного органа наклона β_2 будет больше чем исходный β_1 (рисунок 4.2, б). Таким образом, геометрия профиля ножа исполнительного органа геохода зависит от геометрии профиля внешнего движителя (угла наклона винтовой лопасти, шага винтовой линии внешнего движителя и диаметра геохода).



а – от расположения на радиальном ноже; б – от типоразмера геохода

Рисунок 4.2 – Направление движения точек ножа ИО геохода в зависимости

Следовательно, каждый типоразмер геохода будет иметь нож исполнительного органа, геометрические параметры геликоида которого будут зависеть от геометрических параметров винтовой линии внешнего движителя.

Шаг винтовой линии внешнего движителя h_v , а также количество установленных радиальных ножей n , установленных на исполнительном органе геохода, оказывают непосредственное влияние на высоту формируемого уступа h .

Высота формируемого уступа зависит от шага винтовой линии лопастного винта и количества радиально расположенных ножей, установленных на исполнительном органе геохода:

$$h = \frac{h_B}{n} \quad (4.4)$$

Количество взаимно сопрягаемых участков с геликоидной поверхностью на забое определяется числом радиальных ножей. При движении геолода на забой между двумя рядом расположенными геликоидными поверхностями гарантированно будет образовываться уступ, формирование и разрушение которого осуществляется ножами исполнительного органа геолода.

Формирование сложной геликоидной поверхности забоя обусловлено своеобразным перемещением геолода в массиве горных пород. Следовательно, такая поверхность будет образовываться при работе исполнительного органа геолода любой конструкции и оснащенного различным инструментом, имеющего радиально располагающиеся устройства для разрушения массива горных пород.

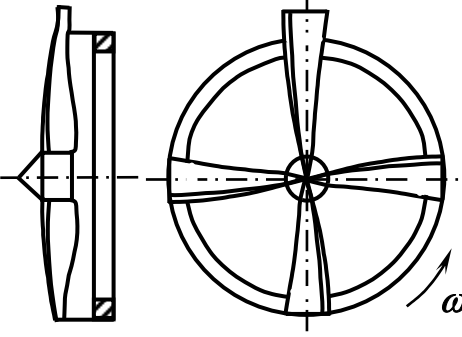
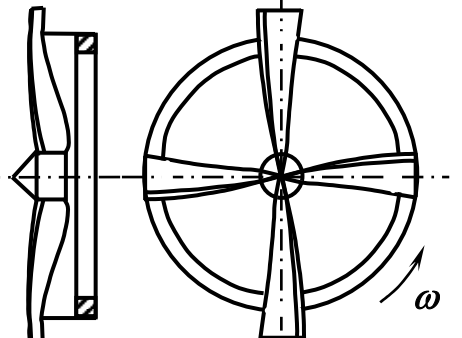
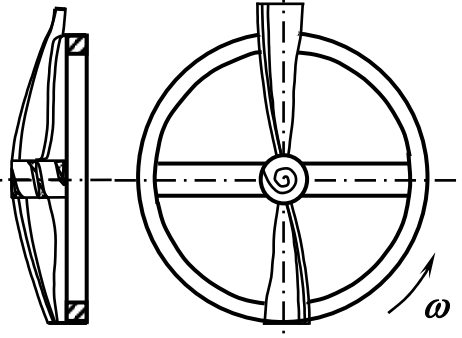
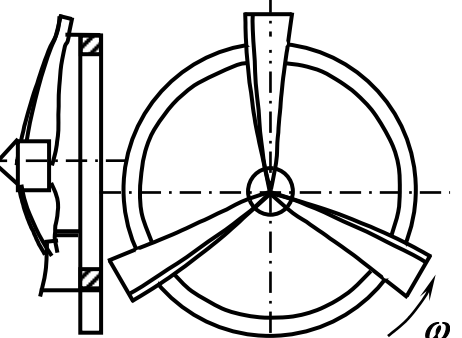
При формировании структуры ножевого исполнительного органа геолода [26] были выделены следующие признаки классификации по:

1. числу радиальных ножей.
2. геометрии расположения радиальных ножей относительно оси и плоскости перпендикулярной оси геолода.
3. отсутствию или наличию собственного привода: активный или пассивный.
4. числу ножей для нарезания винтовой канал.
5. числу лезвий, расположенных на одном радиальном ноже.

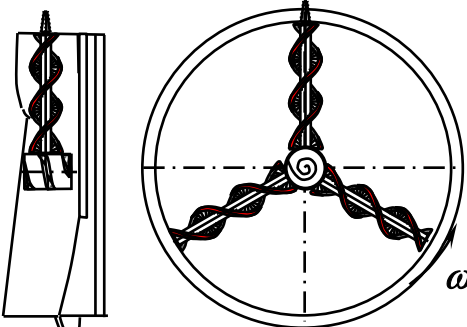
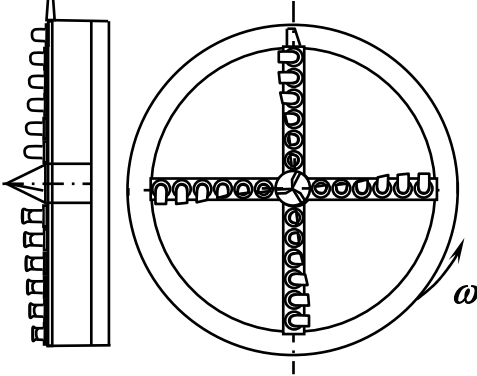
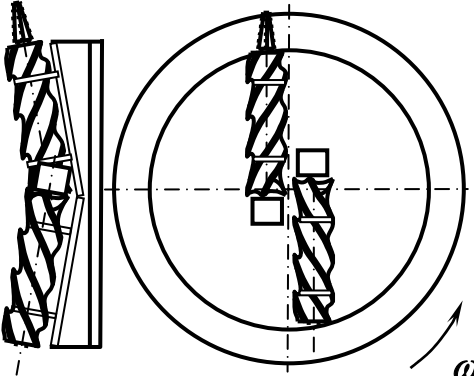
На основе сгенерированных фрагментов структурного портрета геолода [114], базирующихся на конструктивно-функциональном подходе [115], были разработаны принципиальные схемы ножевых исполнительных органов геолода, типичные представители которых приведены в таблице 4.1 [60, 91].

Таблица 4.1 – Конструктивные схемы ножевого исполнительного органа

геохода

№ п/п	Схемное решение	Описание
1		Пассивный ножевой исполнительный орган имеющий четыре радиальных ножа. Один винторез, являющийся продолжением одного из радиальных ножей. Кинематические параметры исполнительного органа совпадают с кинематическими параметрами головной секции геохода Применяется в сыпучих и мягких породах крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
2		Пассивный ножевой исполнительный орган имеющий четыре радиальных ножа. Два винтореза, являющиеся продолжением радиальных ножей. Кинематические параметры исполнительного органа совпадают с кинематическими параметрами головной секции геохода Применяется в сыпучих и мягких породах крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
3		Пассивный ножевой исполнительный орган имеющий два радиальных ножа. Один винторез, являющийся продолжением радиального ножа. Кинематические параметры исполнительного органа совпадают с кинематическими параметрами головной секции геохода Применяется в сыпучих и мягких породах крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
4		Пассивный ножевой исполнительный орган имеющий три радиальных ножа. Три винтореза, являющиеся продолжением радиальных ножей. Кинематические параметры исполнительного органа совпадают с кинематическими параметрами головной секции геохода Применяется в сыпучих и мягких породах крепостью $f < 1$ по шкале проф. М.М. Протодяконова

Окончание таблицы 4.1

№ п/п	Схемное решение	Описание
5		Трех лучевой шнековый тип, имеющий один винторез. Активного типа – имеются собственные привода. Область применения породы крепостью $f < 2$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
6		Область применения. Слабые и мягкие породы крепостью $f < 1,5$ по шкале проф. М.М. Протодяконова Пассивный ножевой исполнительный орган имеющий четыре радиальных ножа с расположенными на них зубьями. Один винторез, являющийся продолжением радиальных ножей. Применяется в сыпучих и мягких породах крепостью $f < 1,5$ по шкале проф. М.М. Протодяконова
7		Фрезерный исполнительный орган в качестве разрушающего элемента применяется лезвие. Один винторез. Активного типа – имеются собственные привода. Область применения. Породы крепостью $f < 2$ по шкале проф. М.М. Протодяконова

Разработанный структурный портрет геоходов [118] создает предпосылки для разработки и формирования новых функционально-конструктивных устройств и элементов. Портрет позволил разработать варианты схемных решений исполнительных органов геоходов, основными из которых являются баровые, ножевые, шнековые, барабанные, а также дает возможность и перспективы развития нового направления в создании исполнительных органов геохода для разрушения пород малой крепости.

На основе сформированных фрагментов структурного портрета было наработано около 200 конструктивных решений ножевого ИО геолода [60].

4.2 Определение параметров ножевого исполнительного органа

4.2.1 Геометрические параметры

При движении в массиве горных пород геолод за один полный оборот переместиться на расстояние равное шагу винтовой линии внешнего движителя h_B . При наличии в конструктивном решении исполнительного органа одного радиального ножа, то он должен срезать формирующуюся величину уступа равную h_B . Если исполнительный орган геолода оснащен не одним, а несколькими радиальными ножами, тогда величина среза h определится по выражению:

$$h = \frac{h_B}{n}, \quad (4.5)$$

где n – число радиальных ножей на исполнительном органе геолода.

Существует геометрическая зависимость между величиной радиальных размеров геолода и шагом винтовой линии внешнего движителя. Так, если при условии, что угол наклона винтовой линии внешнего движителя постоянный, то при изменении радиуса головной секции геолода шаг винтовой линии внешнего движителя будет изменяться прямо пропорционально изменению радиальных размеров геолода (рисунок 4.3).

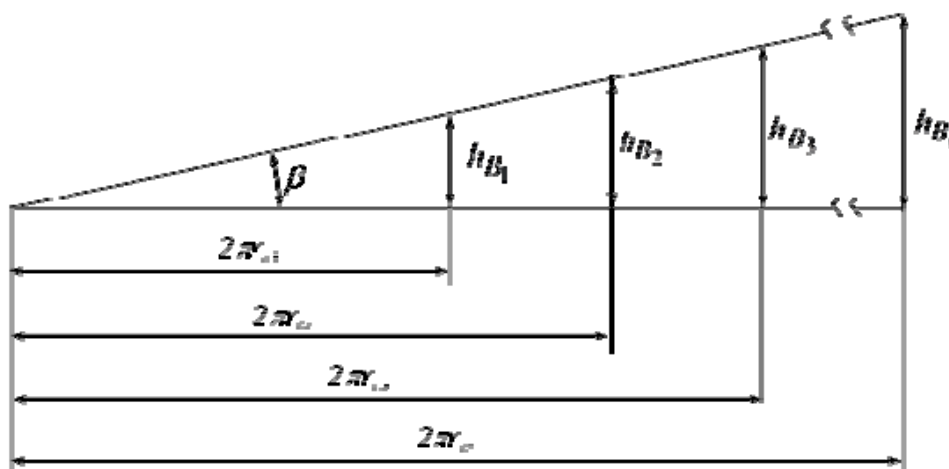


Рисунок 4.3 – Геометрическая зависимость между радиусом геолода и шагом внешнего движителя

При изменении радиальных размеров головной секции геохода также будут изменяться и геометрические параметры геликоида ножа исполнительного органа, следовательно они будут индивидуальными для каждого типоразмера геохода.

Определением сил резания плотных (связных) пород острыми и тупыми ножами посвящены работы проф. А.Н. Зеленина [135]. Им было установлено, что при разрушение плотных пород крепостью до 2 наиболее рациональной глубиной резания является диапазон 0,05...0,25 м.

Руководствуясь рекомендациями [135] примем для ножевого исполнительного органа геохода величину уступа (глубину резания) равной 0,1...0,2.

Так как шаг винтовой линии внешнего движителя зависит от радиальных размеров геохода выражением $h_B = tg\beta \cdot 2\pi r_2$ и учитывая выражение (4.5), получаем, что рациональное число ножей исполнительного органа геохода, в зависимости от глубины резания, должно находиться в интервале:

$$n = \frac{tg\beta \cdot 2\pi r_2}{0,1 \div 0,2} \quad (4.6)$$

Вследствии того, что один нож исполнительного органа будет в процессе разрушения формировать и разрушать уступ, а также сложного характера движения геохода в массиве горных пород, следует рассматривать процесс разрушения горного массива как схему блокированного резания.

Согласно разработанным конструктивным схемам ножевого исполнительного органа геохода, радиальные ножи могут располагаться относительно плоскости перпендикулярной оси вращения геохода под некоторым углом. Обозначенных угол α (рисунок 4.4) может принимать следующие значения: быть равным 90^0 , может быть $<90^0$ – исполнительный орган геохода преобразуется в прямой конус, а при значении $\alpha > 90^0$ – исполнительный орган превращается в обратный конус.

Геометрическое расположение радиальных ножей в плоскости перпендикулярной оси вращения геохода оказывает непосредственное влияние на силовые параметры резания.

Результирующая сила резания одним ножом будет складываться из трех составляющих сил: боковой силы резания, боковой среза и лобовой.

Силовую схему блокированного резания представим в виде распределения трех составляющих сил (рисунок 4.4) [116]:

1) Лобовая сила резания – это сила для преодоления сопротивления породы забоя фронтальной гранью ножа $P_{св}$, пропорциональная площади ножа исполнительного органа и зависит от механических свойств породы и геометрических параметров резания.

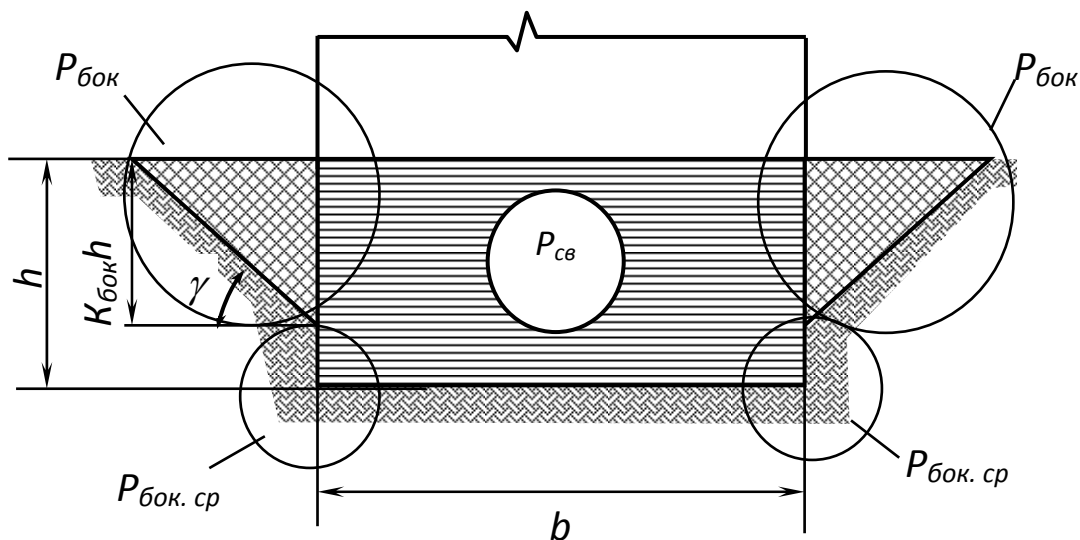


Рисунок 4.4 – Действие сил на одном ноже при блокированном резе

2) Боковая сила резания – это сила, возникающая при резании в боковых расширениях прорези $P_{бок}$, она пропорциональна площади этих частей прорези и зависит от крепости пород и не зависит от угла резания и радиального размера ножа.

3) Боковая сила среза – это сила, возникающая при разрушении породы забоя боковыми ребрами ножа у дна прорези $P_{бок.ср}$, она пропорциональна толщине среза и зависит только от крепости породы.

Действие сил на исполнительном органе геохода, оснащенного двумя радиальными ножами и без забурника, в зависимости от положения относительно оси вращения представлено на рисунке 4.5.

Схема действия сил резания для вариантов расположения ножей исполнительного органа под углом 90^0 к оси вращения геохода и прямым конусом (рисунок 4.5 а, б) конгруэнтна схеме сил резания представленной на рисунке 4.4.

Согласно схеме распределения сил на ножевом исполнительном органе геохода при блокированном резе, для случаев, показанных на рисунке 4.5, а, б, в центральной части забоя выработки, требуется установка дополнительных элементов разрушения исполнительного органа геохода. Добавление такого устройства обусловлено значительным осевым усилием в центре исполнительного органа геохода.

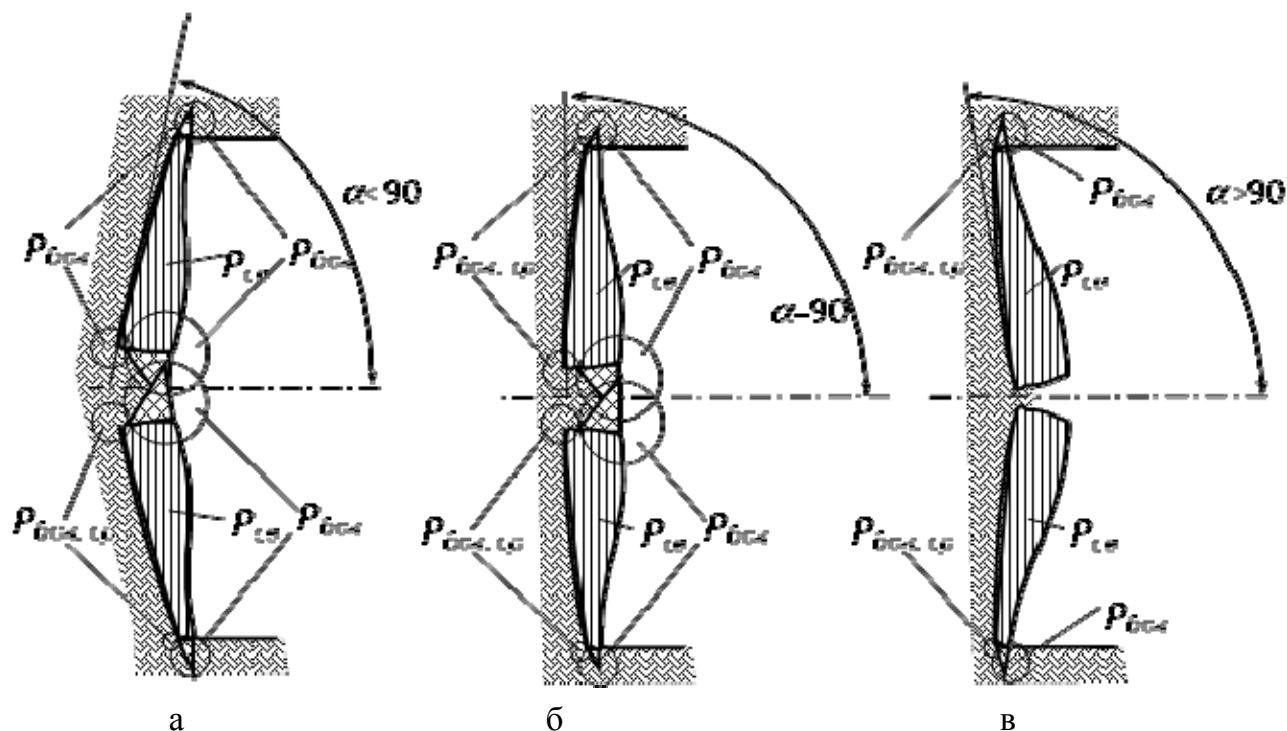


Рисунок 4.5 – Схема распределения сил на ножевом исполнительном органе геохода

Для варианта расположения ножей исполнительного органа под обратным конусом, картина распределение сил резания меняется (рисунок 4.5, в). При таком варианте расположения ножей, составляющие силы резания $P_{бок}$

и $P_{бок. ср}$, возникающие в центре вращения геохода, будут отсутствовать, а такие условия резания соответствует полублокированному резанию [26]. В рассматриваемом конструктивном варианте осевое усилие будет меньше, а при определенных геометрических параметрах вообще отсутствовать, чем в вариантах рассмотренных выше.

4.2.2 Определение параметров резания радиальными ножами

Исполнительный орган перемещается на забой, при движении геохода по трассе выработки, в строгой зависимости от геометрических параметров винтовой линии внешнего движителя, располагающимся на наружной поверхности вращающейся секции. При таком движении каждая точка, принадлежащая ножу исполнительного органа, перемещается по сложной геликоидной траектории.

Точки ножа исполнительного органа, расположенные ближе к центру выработки, будут перемещаться на забой по траектории с большим углом, чем точки ножа расположенные ближе к периферии оболочки геохода. [60, 91]. Поэтому при вращательно-поступательном движении исполнительного органа геохода ножевого типа на забой, точки, принадлежащие радиальному ножу, будут формировать винтовую (геликоидную) поверхность. Соответственно и форма забоя после прохода ножа исполнительного органа будет иметь вид геликоидной поверхности. Число радиальных ножей исполнительного органа геохода будет соответствовать количеству участков сопрягаемых с геликоидной поверхностью забоя. Между смежными сопрягаемыми геликоидными поверхностями образуется уступ, который разрушает ножи ИО геохода по мере их подачи на забой.

Расчетная схема для определения силовых параметров ножевого исполнительного органа представлена на рисунке 4.6.

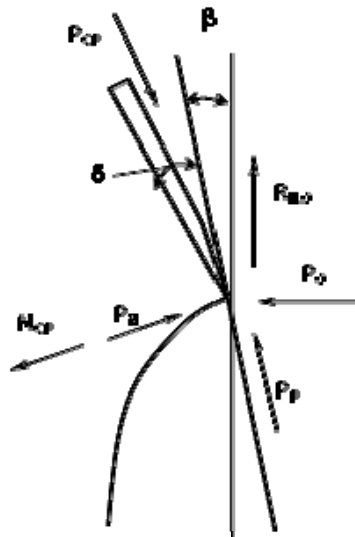


Рисунок 4.6 – Расчетная схема определения силовых параметров ножевого исполнительного органа

Всю силу заблокированного резания, возникающую на одном радиальном ноже, можно представить [118]:

$$P_{cp} = \varphi m_{св} b h + 2m_{бок} h^2 + 2m_{бок.ср} h, \quad (4.7)$$

где $\varphi m_{св} b h$ – силы преодоления лобового сопротивления ножу (на рисунке 4.6 обозначено $P_{св}$), Н;

$2m_{бок} h^2$ – боковая сила резания, возникающая в боковых расширениях прорези ($P_{бок}$ на рисунке 4.6), Н;

$2m_{бок.ср} h$ – силы бокового среза ($P_{бок.ср}$ на рисунке 4.6), Н;

φ – коэффициент, учитывающий влияние угла резания;

$m_{св}$ – удельная сила резания для преодоления сопротивлений породы забоя передней гранью ножа при угле резания 45^0 , Па;

b – ширина ножа, м;

h – глубина резания, м;

$m_{бок}$ – коэффициент, характеризующий силу разрушения породы забоя в боковых частях прорези, Па;

$m_{\text{бок.ср}}$ – коэффициент, характеризующий удельную силу среза одним из боковых ребер ножа, Н/м.

Вывод зависимостей для определения усилий резания ножевым ИО геохода представлен в работе [114].

После преобразований и подстановки полученных выражений, представим зависимости для определения сил резания ножом исполнительного органа геохода.

$$P_{o.св} = \frac{\varphi m_{св} h_{\text{св}}^2 + h_{\text{св}} n P_{узн}}{2\pi n \cos \gamma} \cdot \left(\ln \frac{tg \left| \frac{\beta_2}{2} \right|}{tg \left| \frac{\beta_1}{2} \right|} \right) - \quad ; (4.8)$$

$$- \frac{h_{\text{св}}}{2\pi} \left(\varphi m_{св} \frac{h_{\text{св}}}{n} \frac{ctg(\delta + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} - \frac{ctg(\delta_1 + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} P_{узн} \right) \frac{\sin \beta_2 - \sin \beta_1}{\sin \beta_1 \sin \beta_2}$$

$$R_{u.o.св} = \frac{\varphi m_{св} h_{\text{св}}^2 + h_{\text{св}} n P_{узн}}{2\pi n \cos \gamma} \cdot \frac{\sin \beta_2 - \sin \beta_1}{\sin \beta_1 \sin \beta_2} +$$

$$+ \frac{h_{\text{св}}}{2\pi} \left(\varphi m_{св} \frac{h_{\text{св}}}{n} \frac{ctg(\delta + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} - \frac{ctg(\delta_1 + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} P_{узн} \right) \cdot \left(\ln \frac{tg \left| \frac{\beta_2}{2} \right|}{tg \left| \frac{\beta_1}{2} \right|} \right); \quad (4.9)$$

$$M_{u.o.св} = \frac{\varphi m_{св} h_{\text{св}}^3 + h_{\text{св}}^2 n P_{узн}}{8\pi^2 n \cos \gamma} \left(\ln \left| \frac{tg \frac{\beta_1}{2}}{tg \frac{\beta_2}{2}} \right| + \frac{\cos \beta_2 \sin^2 \beta_1 - \cos \beta_1 \sin^2 \beta_2}{\sin^2 \beta_1 \sin^2 \beta_2} \right) + \quad (4.10)$$

$$+ \frac{h_{\text{св}}^2}{4\pi^2} \left(\varphi m_{св} \frac{h_{\text{св}}}{n} \frac{ctg(\delta + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} - \frac{ctg(\delta_1 + \varphi_{TP})}{\cos \gamma} P_{узн} \right) \cdot \frac{\sin \beta_2 - \sin \beta_1}{\sin \beta_1 \sin \beta_2}$$

Спроецировав силы резания на ось вращения геохода, на плоскость перпендикулярную геометрической оси геохода, а также возникающий при проецировании момент сиры резания будут рассчитываться по выражениям:

$$P_{o.бок} = (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) \frac{P_{\text{бок}}}{2} - (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) \frac{N_{\text{бок}}}{2}; \quad (4.11)$$

$$R_{u.o.бок} = (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) \frac{P_{бок}}{2} + (\sin \beta_1 + \sin \beta_2) \frac{N_{бок}}{2}; \quad (4.12)$$

$$M_{u.o.бок} = (r_z \cos \beta_1 + r_o \cos \beta_2) \frac{P_{бок}}{2} + (r_z \sin \beta_1 + r_o \sin \beta_2) \frac{N_{бок}}{2}. \quad (4.13)$$

После подстановок и необходимых преобразований получим

$$P_{o.бок} = \frac{h_B}{n} \left(m_{бок} \frac{h_B}{n} + m_{бок.ср} \right) \left[-\frac{\cos(\delta + \varphi_{mp} + \beta_1) + \cos(\delta + \varphi_{mp} + \beta_2)}{\sin(\delta + \varphi_{mp})} \right]; \quad (4.14)$$

$$R_{u.o.бок} = \frac{h_B}{n} \left(m_{бок} \frac{h_B}{n} + m_{бок.ср} \right) \left[\frac{\sin(\delta + \varphi_{mp} + \beta_1) + \sin(\delta + \varphi_{mp} + \beta_2)}{\sin(\delta + \varphi_{mp})} \right]; \quad (4.15)$$

$$M_{u.o.бок} = \frac{h_B}{n} \left(m_{бок} \frac{h_B}{n} + m_{бок.ср} \right) \left[\frac{r_z \sin(\delta + \varphi_{mp} + \beta_1) + r_o \sin(\delta + \varphi_{mp} + \beta_2)}{\sin(\delta + \varphi_{mp})} \right] \quad (4.16)$$

Для ножевого исполнительного органа геохода имеющего n количество радиальных ножей полные проекции составляющих сил резания, соответственно, равны

$$P_o = n(P_{o.св} + P_{бок}); \quad (4.17)$$

$$R_{u.o} = n(R_{u.o.св} + R_{u.o.бок}); \quad (4.18)$$

$$M_{u.o} = n(M_{u.o.св} + M_{u.o.бок}). \quad (4.19)$$

Представленные зависимости дают возможность определить проекции сил резания на ось вращения геохода и плоскость перпендикулярную оси геохода, а также момент сил сопротивления резанию.

4.2.3 Определение сил резания ножевым исполнительным органом с зубьями

Режущая часть такого типа ножевого исполнительного органа геохода может иметь более сложную геометрическую форму: возможны различные сочетания простых ножей и зубьев, которые устанавливаются на радиальных штангах исполнительного органа. Для упрощения задачи по определению сил резания, рассмотрим ножевой исполнительный орган геохода

с зубьями как состоящий из элементарных ножей, которые при работе будут взаимодействовать между собой.

Входящие в структуру сложного ножа, простые ножи будут взаимодействовать между собой по средствам совмещения зон разрушения массива горных пород от каждого ножа в отдельности.

При размещении на радиальной штанге некоторого количества зубьев – значения сил резания уменьшаться. Поясняется это тем, что они, разрушая массив горных пород перед, сформированной режущей кромкой уменьшают общую длину режущей кромки. В результате получаем не сплошную линию резания, а прерывистую, обусловленную геометрией расстановки зубьев (рисунок 4.7). Такая геометрия резания может уменьшить в разной степени участие в разрушении массива пород боковых граней ножа исполнительного органа ИО [134].

Ширина зуба b (рисунок 4.7), которая составляет 0,06...0,08 м. Уменьшая ширину зуба, получим большую площадь скола, но прочность зуба при этом будет падать. Увеличение ширины зуба приведет к увеличению напорных усилий на ноже исполнительного органа.

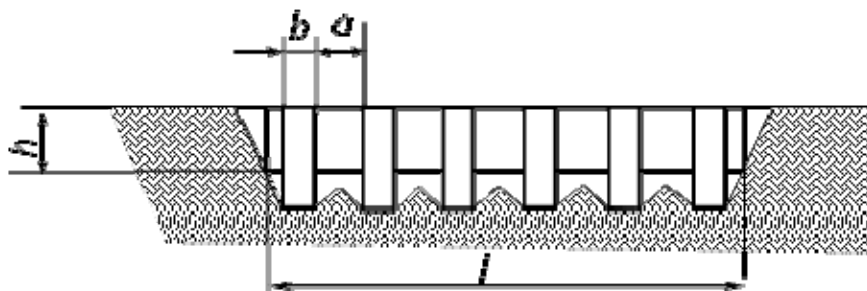


Рисунок 4.7 – Схема работы и расстановки зубьев по длине ножа

Схемы составляющих сил сопротивления породы забоя резанию под обратным и прямым конусом, а также под углом 90^0 к оси вращения геохода, при размещении на радиальных ножах исполнительного органа зубьев представлены на рисунке 4.8.

Значение расстояния между смежными зубьями должно быть в интервале $2b'' \leq a \leq 3b''$. Следовательно, для дальнейших расчетов принято значение

расстояние между соседними зубьями $a = 2.5b''$. При проведении выработок в условиях обводненных пород расстояние между соседними зубьями необходимо увеличить до значения $a = 3b''$, это полностью исключит возможность забивание грунтом промежутков между зубьями.

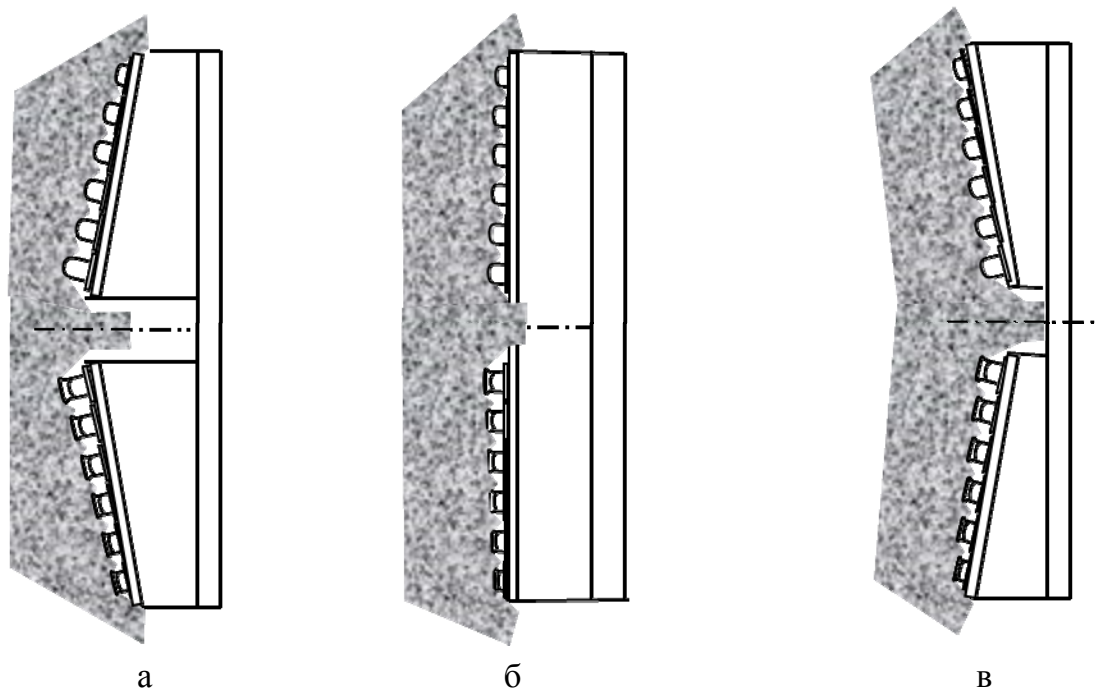


Рисунок 4.8 – Схема разрушения забоя ножевым ИО геолода с зубьями

Длина режущей части l ножа исполнительного органа геолода (длина ножа) определяется разностью радиуса геолода и расстоянием от точки, ближайшей к центру выработки, до оси вращения геолода и равна $l = r_z - r_o$. Число зубьев располагаемое на одном ноже исполнительного органа геолода определяется:

$$n' = \frac{l}{3,5b''}. \quad (4.20)$$

При подсчете числа зубьев n' может оказаться не целым, следовательно, его следует округлить до целого числа, руководствуясь длиной ножа исполнительного органа.

Общая сила сопротивления резанию острым ножом с зубьями по Ю.А. Ветрову [134] равна:

$$P = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} . \quad (4.21)$$

Для имеющих площадку износа или затупленных зубьев исполнительного органа выражение (4.21) примет вид:

$$P = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} + \sum_{i=1}^{n'} p_{пл.изн_i} L_{пл.изн_i} , \quad (4.22)$$

где $F_{св_i}, F_{бок_i}$ – площади отдельных зубьев, м²; $L_{бок.ср_i}, L_{пл.изн_i}$ – длины резания, м; $p_{св_i}, p_{бок}, p_{бок.ср}, p_{пл.изн_i}$ – удельные силы резания зубьев.

Составляющая сила резания действующая по нормали к плоскости резания для острого ножа имеющего зубья по методике Ю.А. Ветрова [134] определяется следующим выражением

$$N = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) . \quad (4.23)$$

Значение этой силы при работе затупленными или имеющими площадку износа зубьев, будет определяться

$$N = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) + \sum_{i=1}^{n'} p_{пл.изн_i} L_{пл.изн_i} \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) . \quad (4.24)$$

При выводе силовых зависимостей для ножевого ИО геохода с зубьями необходимо учитывать разработанные требования к ножевым исполнительным органа геохода и особенности его работы, а также принимать во внимание расчетную схему определения полной силы резания.

Для определения силы резания спроецируем ее на центральную ось геохода и фронтальную, а также, полученный в результате проецирования, момент резания

$$P_o^3 = \sin \beta_i P - \cos \beta_i N ; \quad (4.25)$$

$$R_{u.o}^3 = \cos \beta_i P + \sin \beta_i N; \quad (4.26)$$

$$M_{u.o}^3 = x_i R_{u.o}^3, \quad (4.27)$$

где x – расстояние от оси вращения геохода до каждого n' – го зуба, м.

После подстановки в полученные зависимости выражения (4.21) и (4.23) получим значения проекций сил для острых зубьев:

$$P_o^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} A_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} A_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} A_i; \quad (4.28)$$

$$R_{u.o}^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} B_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} B_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} B_i; \quad (4.29)$$

$$M_{u.o}^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} x_i B_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} x_i B_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} x_i B_i, \quad (4.30)$$

где $A_i = (\sin \beta_i - \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \cos \beta_i)$ и $B_i = (\cos \beta_i + \operatorname{ctg}(\delta_i + \mu) \sin \beta_i)$.

Для затупленных зубьев выражения (4.25), (4.26), (4.27) с учетом выражений (4.21), (4.24) примут вид

$$P_o^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} A_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} A_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} A_i + \sum_{i=1}^{n'} p_{пл.изн_i} L_{пл.изн_i} A_i; \quad (4.31)$$

$$R_{u.o}^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} B_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} B_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} B_i + \sum_{i=1}^{n'} p_{пл.изн_i} L_{пл.изн_i} B_i; \quad (4.32)$$

$$M_{u.o}^3 = \sum_{i=1}^{n'} p_{св_i} F_{св_i} x_i B_i + p_{бок} \sum_{i=1}^{n'} F_{бок_i} x_i B_i + p_{бок.ср} \sum_{i=1}^{n'} L_{бок.ср_i} x_i B_i + \sum_{i=1}^{n'} p_{пл.изн_i} L_{пл.изн_i} x_i B_i. \quad (4.33)$$

Представленные выражения дают возможность рассчитывать силовые параметры ножевого исполнительного органа геохода с зубьями.

Определение силовых параметров ножей нарезающих винтовой канал за контуром выработки представлен в работе [60].

4.2.4 Порядок расчета ножевого исполнительного органа с учетом нагрузок, действующих на него

Полученные выше выражения представляют возможным рассчитывать основные силовые параметры: конструктивных решений ножевых исполнительных органов геохода, как с зубьями, так и без них, а также ножа, нарезающего винтовой канал за контуром выработки.

Для исполнительного органа оснащенного радиальными ножами, имеющего один нож, нарезающий винтовой канал составляющие силы резания и момент сопротивления будут равны [60]

Для ножевого ИО

$$P_{и.о.общ} = nP_o + \kappa P_o^6$$

$$R_{и.о.общ} = nR_{и.о.} + \kappa R_{и.о.}^6$$

$$M_{и.о.общ} = nM_{и.о.} + \kappa M_{и.о.}^6$$

Для ножевого ИО с зубьями

$$P_{и.о.общ} = nP_o^3 + \kappa P_o^6$$

$$R_{и.о.общ} = nR_{и.о.}^3 + \kappa R_{и.о.}^6$$

$$M_{и.о.общ} = nM_{и.о.}^3 + \kappa M_{и.о.}^6$$

Величину силы трения и момента сопротивления трению определяют в зависимости от величины горного давления [25]:

$$T_{ИО} = \frac{\pi f_{TP} \lambda \gamma_{пор}}{f} \left(1 + 2 \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right) \right) r_c^3; \quad (4.34)$$

$$M_{T.ИО} = \frac{2\pi f_{TP} \lambda \gamma_{пор}}{3f} \left(1 + 2 \operatorname{tg} \left(45^\circ - \frac{\rho}{2} \right) \right) r_c^4, \quad (4.35)$$

где λ – коэффициент бокового давления; $\gamma_{пор}$ – удельный вес пород, Нм³; f – коэффициент крепости по шкале проф. М.М. Протодяконова; ρ – угол внутреннего трения породы, град.

Алгоритм расчета ножевого исполнительного органа геохода (без зубьев и с зубьями) представлен на рисунке 4.9. Данный порядок расчета применялся при разработке компьютерной программы для расчета основных силовых характеристик разнотипных ножевых исполнительных органов геоходов.

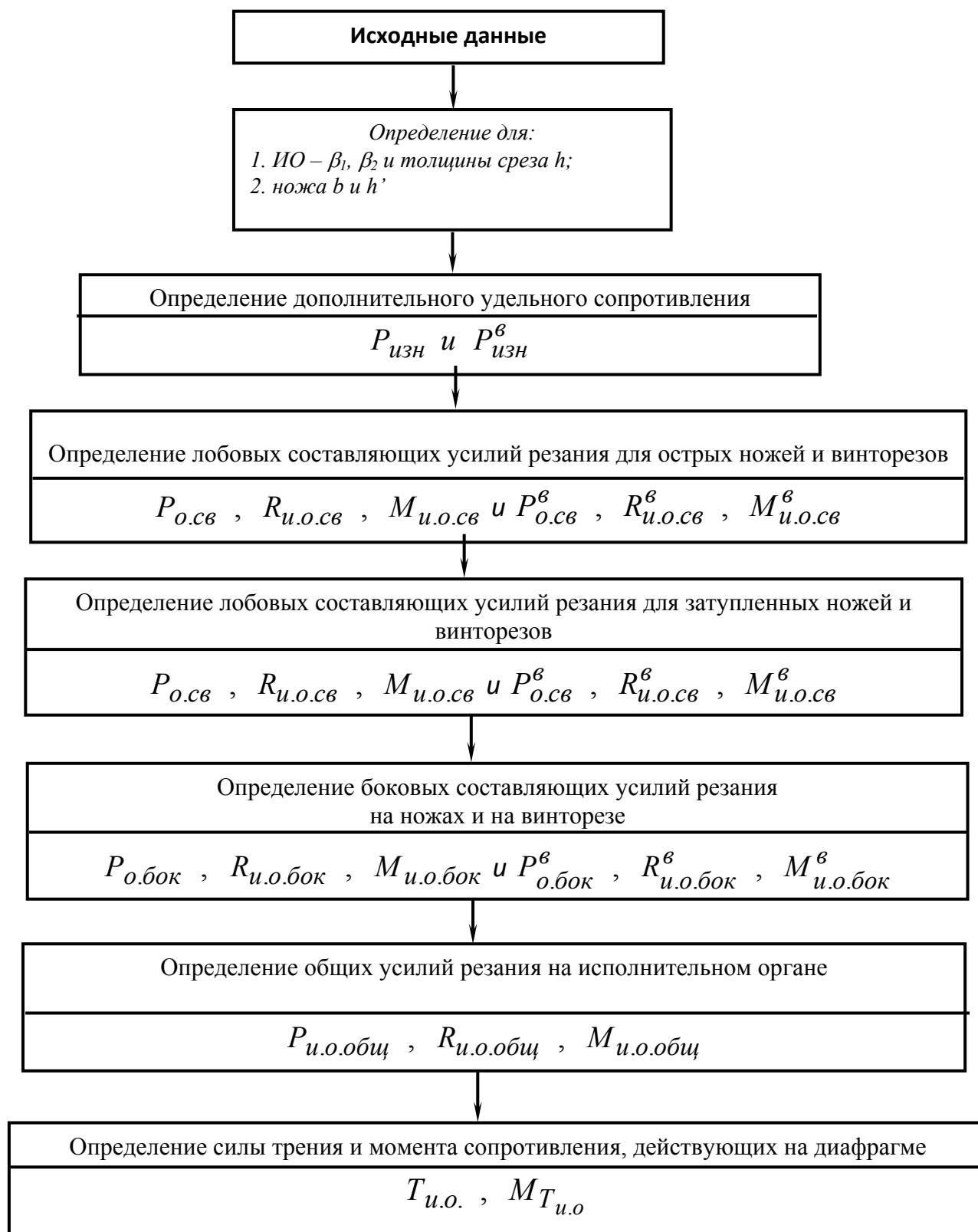


Рисунок 4.9 – Алгоритм расчета силовых характеристик ножевых исполнительных органов геохода

4.2.5 Влияние основных факторов на силовые параметры ножевого исполнительного органа

Для оценки влияния геометрических параметров геохода на величину силовых параметров ножевого исполнительного органа, использованы зависимости полученные авторами [25]. Проводя анализ этих выражений, можно сделать вывод о том, что на величину реакции забоя непосредственное влияние оказывают: радиальные размеры геохода и угол подъема винтовой линии внешнего движителя.

Таблица 4.1 – Горнотехнические условия проведения выработки геоходом с ножевым исполнительным органом [134, 60]

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
Радиус геохода	r_z	м	1,85
Угол наклона ножей ИО к оси вращения геохода	α	град	84
Коэффициент бокового давления	λ		0,333
Коэффициент трения стали о вмещающую породу	$f_{тр}$		0,61
Коэффициент, учитывающий влияние угла резания	φ		0,59
Удельная сила резания в лобовой части прорези при угле резания 45°	$m_{св}$	Н/м ²	31000
Сила разрушения грунта в боковых частях прорези	$m_{бок}$	Н/м ²	9000
Удельная сила среза одним из боковых ребер ножа	$m_{бок.ср}$	Н/м ²	740
Угол наклона радиального ножа к плоскости, перпендикулярной оси вращения геохода	γ	град	6
Параметры, характеризующие сопротивление материала упругопластическому сжатию	P_o	Н/м	11300
	$P_{усл}$	Н/м	61900
	$h_{усл}$	м	0,639
Угол резания	δ	град	25
Угол трения	$\varphi_{тр}$	град	31,4
Угол между траекторией резания и площадкой износа или нижней частью поверхности грунтового нароста	δ_l	град	10
Объемный вес пород	$\gamma_{п}$	кН/м ³	22

Влияние радиальных размеров геохода на силовые характеристики исполнительного органа

На рисунке 4.10 представлены зависимости изменения силовых параметров ножевого исполнительного органа геохода (проекция силы резания на ось вращения геохода (P_o), проекции на фронтальную плоскость геохода

($R_{и.о.}$) и момент сил резания ($M_{и.о.}$) от изменения радиальных размеров геохода (радиуса).

Значения силовых параметров ножевого исполнительного органа отложены по оси ординат (рисунок 4.10), увеличение радиального размера геохода – по оси абсцисс.

С точки зрения теории создания геоходов, имеющих гидравлический привод трансмиссии, представленный гидродомкратами перемещения, наибольший интерес представляет построение зависимостей изменения силовых параметров, отнесенных на один метр длины окружности геохода, в зависимости от его радиуса. Графики, выражающие зависимость $\frac{P_o}{2\pi r_z}$, $\frac{R_{и.о.}}{2\pi r_z}$ и

$\frac{M_{и.о.}}{2\pi r_z}$ как функцию r_z , приведены на рисунке 4.11.

Работа геохода по образованию полости в подземном пространстве в условиях неустойчивых и сильно обводненных пород (для этих условий построены графики) используемая исполнительным органом энергия будет расходоваться не только на разрушение забоя, но и на преодоление значительных сил трения, которые будут возникать между элементами перекрытия ножевого исполнительного органа и породой. При чем, как показывает зависимость представленная на рисунке 4.12, при радиусе геохода $r_z > 2.3$ м большая часть энергии пойдет на преодоление сил трения, а при $r_z < 2.3$ м – на разрушение забоя.

Полученные зависимости, которые представлены на рисунках 4.10, 4.11 и 4.12, характерны для ножевых исполнительных органов геоходов, которые оснащаются радиальными ножами, имеющих профиль геликоидной поверхности. Потребность в разработке описанного типа исполнительного органа возникает в связи с созданием экспериментальных образцов геохода, а именно для уточнения параметров характера взаимодействия корпуса геохода с окружающей геосредой.

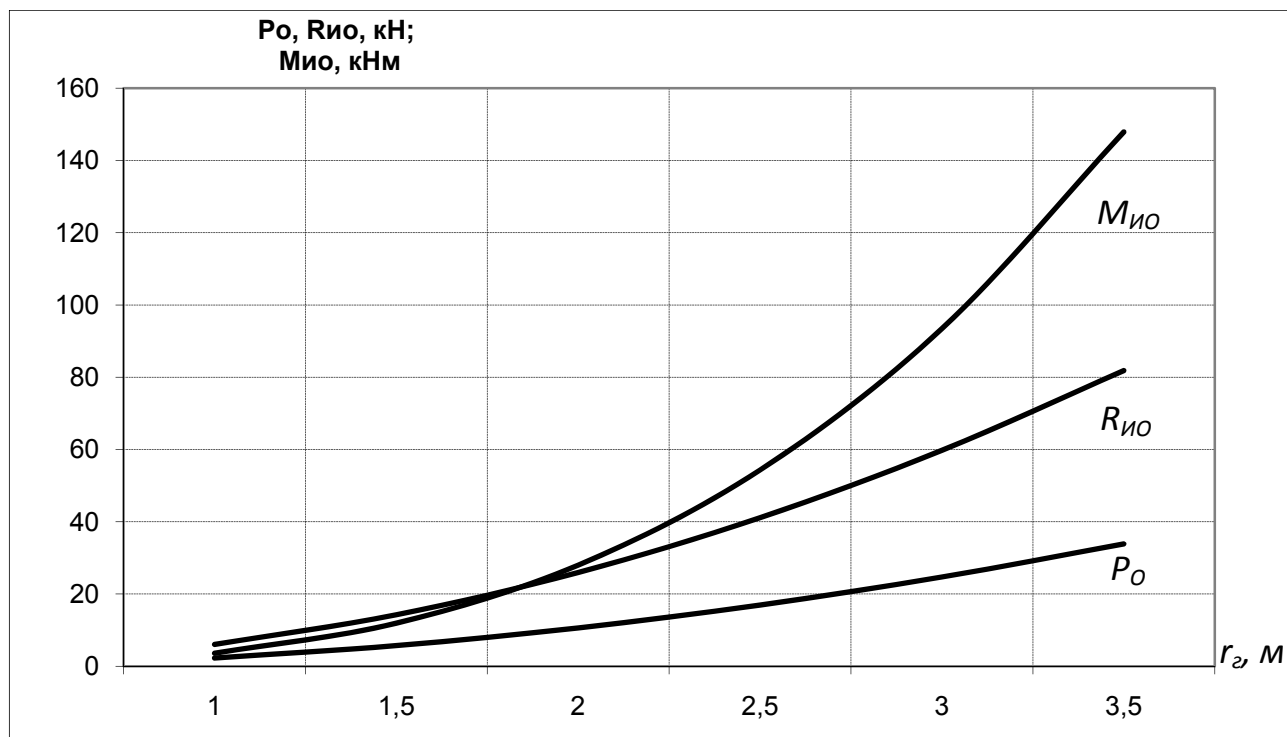


Рисунок 4.10 – Влияние радиального размера геохода на силовые параметры ножевого исполнительного органа

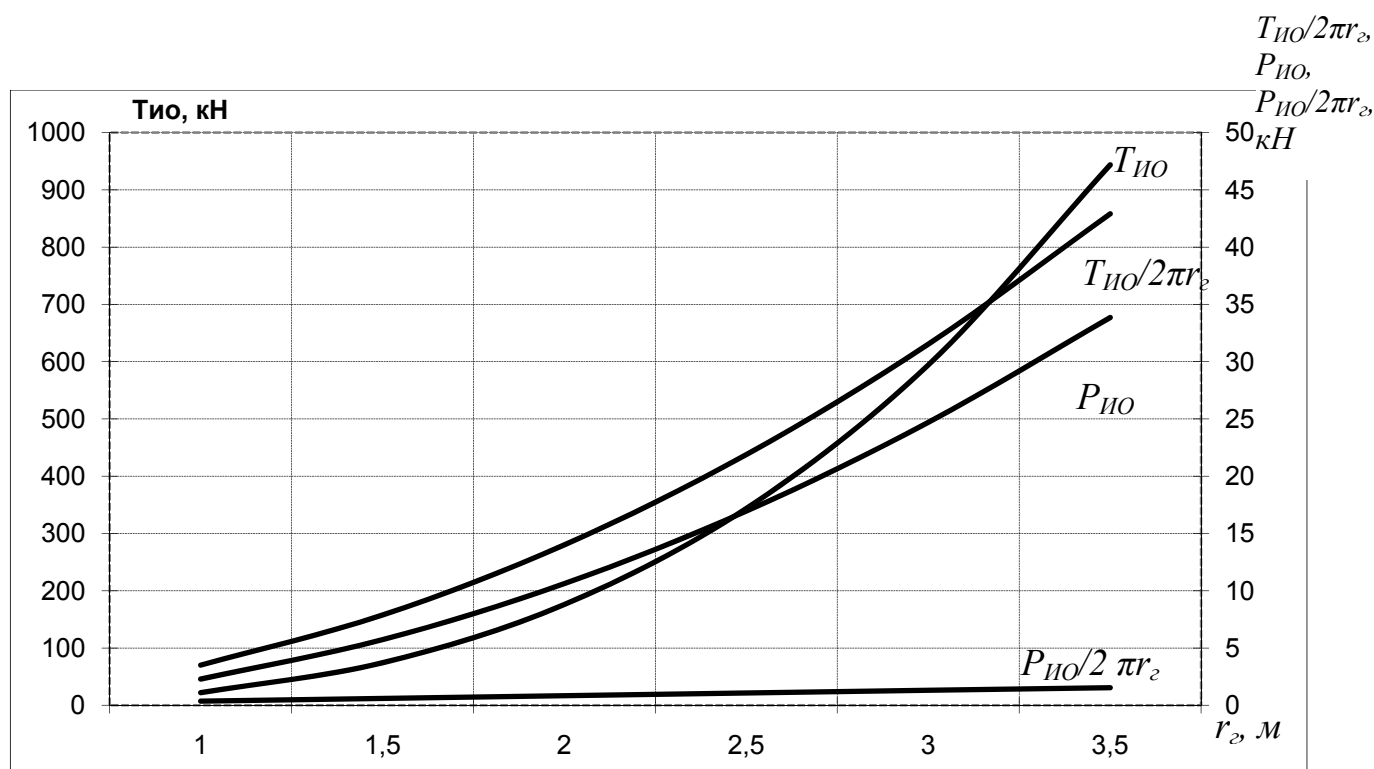


Рисунок 4.11 – Влияние радиального размера геохода на проекции силы резания на ось вращения и величины усилий трения исполнительного органа

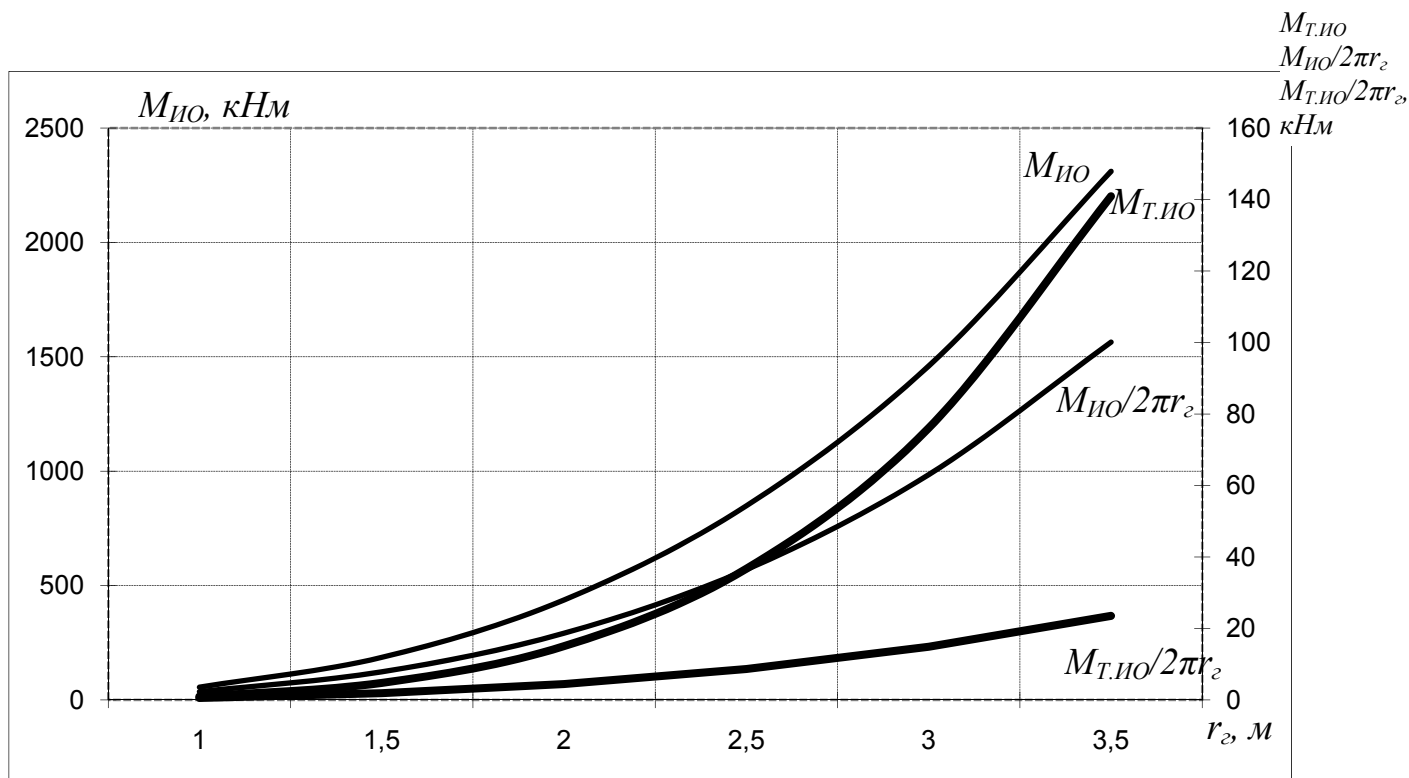


Рисунок 4.12 – Влияние изменения радиального размера геихода на величину момента сил резания и величины момента трения

Влияние угла подъема винтовой линии лопастного винта на силовые параметры исполнительного органа. Одним из геометрических параметров монтируемой снаружи головной секции геихода внешнего движителя является угол подъема его винтовой линии. Влияние изменение угла подъема винтовой линии внешнего движителя на силовые параметры ножевого исполнительного органа геихода, как с зубьями так и без, неоднозначно.

За один полный оборот, геиход перемещается по трассе выработки на величину равную шагу винтовой линии внешнего движителя. Причем величина перемещения геихода прямо пропорционально зависит от угла подъема, чем значение угла больше, тем на большее расстояние переместится геиход по трассе выработки за один оборот. Таким образом, изменением величины угла подъема винтовой линии внешнего движителя, можно влиять на производительность геихода. Но с другой стороны, увеличение угла подъема приведет к следующим нежелательным последствиям: уменьшение жесткости оболочки геихода, увеличению силовых параметров исполнительных органов.

Покажем влияние изменения величины угла подъема винтовой линии внешнего движителя на силовые параметры ножевого исполнительного органа. Максимальное значение угла подъема винтовой линии внешнего движителя примем $\beta < 20^\circ$, так как при $\beta > 20^\circ$, для геохода с радиусом головной секции $R = 1,85$ м значение величины шага винтовой линии лопастного винта становится больше продольного размера всего геохода, а количество заходов лопастного винта внешнего движителя будет меньше единицы.

На рисунке 4.13 представлены зависимости проекции полной силы резания резанию на ось вращения геохода и момента сопротивления резанию от угла подъема винтовой линии.

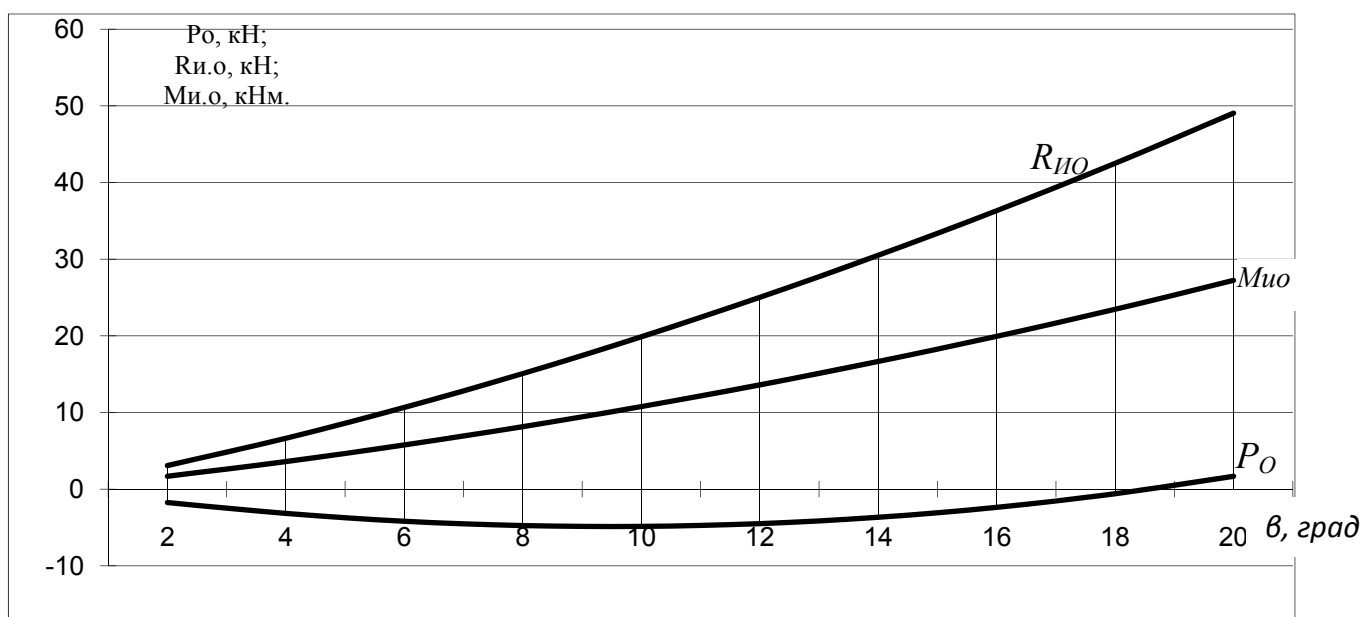


Рисунок 4.13 – Влияние изменения угла подъема винтовой линии на величину значений проекции полной силы резания на ось геохода и фронтальную плоскость, а также момента сопротивления резанию

Зависимость силы сопротивления породы резанию показывает, что значение её проекции на ось геохода будет отрицательной, вследствие того, что значение нормальной составляющей силы резания больше чем сила

блокированного резания, а вектор $\overline{P}_O$ будет направлен в массив горных пород. Следовательно, будет создаваться дополнительная сила тяги, обусловленная направлением вектора. Представленная зависимость построена для геохода радиусом $r_2 = 0,9$ м, в интервале изменения угла подъема винтовой линии $2^\circ < \beta \leq 18^\circ$ будет иметь отрицательное значение, а при угле $\beta > 20^\circ$ ее значение будет положительной.

Влияние многозаходности лопастного винта на силовые параметры винторезов. При числе заходов лопастного винта внешнего движителя больше единицы необходимо увеличивать количество ножей нарезающих винтовые каналы за контуром выработки. Многозаходность внешнего движителя оказывает влияние на силовые параметры, а также режимы работы геохода в целом.

В данном разделе мы представим зависимости силовых параметров исполнительных органов нарезающих винтовые законтурные каналы от радиуса оболочки геохода и угла подъема винтовой линии внешнего движителя. Также необходимо ввести ограничение на число таких ножей и принять максимально допустимое равное трем, так как большее число заходов приводит к уменьшению размеров межвиткового целика.

При увеличении угла подъема винтовой линии лопастного винта внешнего движителя сила резания на ноже нарезающим винтовой канал будет увеличиваться, а момент сил резания уменьшаться. При количестве ножей, нарезающих винтовой канал за контуром выработки, $k=1$, с увеличением значения угла наклона винтовой линии внешнего движителя β , значение силы резания возрастает на 0,1 кН, а величина момента силы резания уменьшается на 0,05 кНм. При количестве ножей, нарезающих винтовой канал за контуром выработки, $k=2$ значение изменения увеличения силы резания будет уже на 0,15 кН, а при $k=3$ приблизительно изменяться на 0,3 кН. Значение величины момента резания при количестве ножей, нарезающих винтовой канал

за контуром выработки, $k=2,3$ будет изменяться в сторону уменьшения на 0,05 кНм.

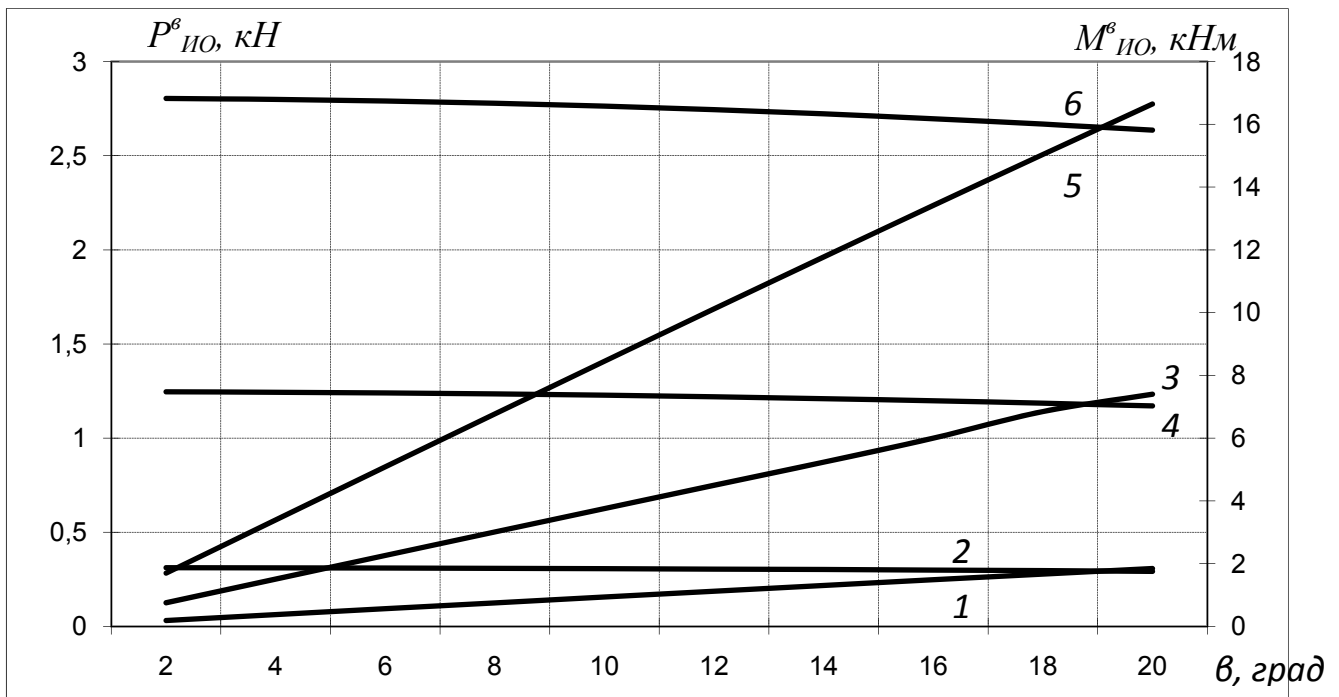
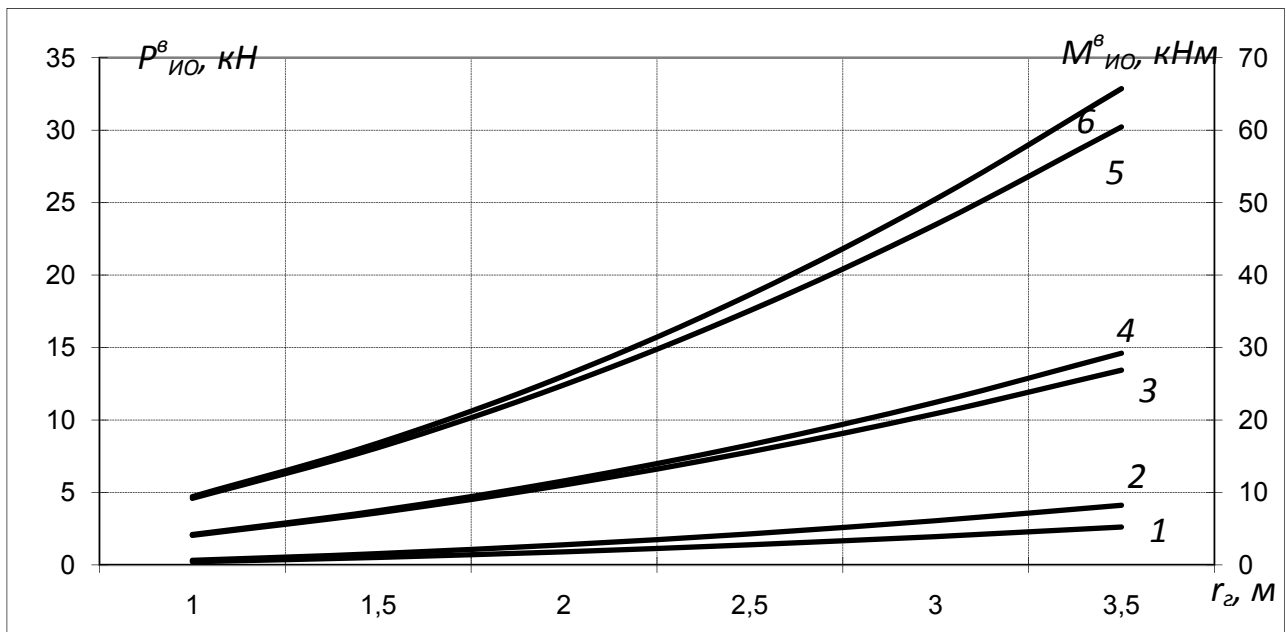


Рисунок 4.14 – Влияние изменения угла подъема винтовой линии на значения сил резания, а также величину момента сил резания на ножах, нарезающих винтовой канал за контуром выработки

Изменение величины радиуса оболочки геохода приводит к следующим изменениям величин силы и момента резания на ножах, нарезающих винтовой канал за контуром выработки: при $k=1$ – значения возрастают на 1 кН и 1 кНм, соответственно; при $k=2$ – значения силы и момента резания возрастают на 2 кН и 2 кНм; при $k=3$ – их значения возрастают на 3 кН. На графике 4.14 в диапазоне изменения радиуса геохода $1m < r_2 < 2m$, значение силы резания возрастает на 5 кН, в диапазоне $2m < r_2 < 3m$ на 5 кН, а момент резания на 6 кНм, при радиусе геохода $r_2 > 3m$ значение силы резания возрастает на 7 кН, а значение момента сил резания на 8 кНм.



1 – $P^с_{ио}$ при $k=1$; 2 – $M^с_{ио}$ при $k=1$; 3 – $P^с_{ио}$ при $k=2$; 4 – $M^с_{ио}$ при $k=2$;
 5 – $P^с_{ио}$ при $k=3$; 6 – $M^с_{ио}$ при $k=3$.

Рисунок 4.15 – Влияние изменения радиуса геохода на значение величины силы резания винторезах

Представленная модель взаимодействия геосреды с ножевыми исполнительными органами геоходов, основывается на разработанной математической модели определения силовых параметров разрабатываемых исполнительных органов. Она позволяет рассчитывать силовые параметры:

- ножа исполнительного органа геохода при взаимодействии с геосредой, как с зубьями, так и без них;
- ножа нарезающего винтовой канал за контуром выработки, а также группы ножей при числе заходов внешнего движителя отличного от единицы;
- ножевого исполнительного органа геохода различных типоразмеров и конструктивных исполнениях.

4.3 Выводы

Основываясь на разработанной методике расчета силовых параметров ножа исполнительного органа геохода, получена модель взаимодействия ножевых исполнительных органов с геосредой.

Модель взаимодействия ножевого исполнительного органа геохода с геосредой позволила:

- выявить связь между геометрическими параметрами винтовой линии внешнего движителя (h_e – шагом и β – углом наклона винтовой линии) и геометрическими параметрами ножевого исполнительного органа (l – длина радиального ножа, β_i – угол под которым расположена каждая i -тая точка ножа);

- выявить связь между радиальными размерами геохода и геометрическими параметрами ножевого исполнительного органа.

- определить зависимости силовых параметров от различных типоразмеров и конструктивных исполнений ножевого исполнительного органа геохода.

3. Геометрические параметры ножевого исполнительного органа геохода определяются геликоидной формой поверхности забоя, параметры которого зависят от параметров внешнего движителя и диаметра геохода, и являются различными для каждого размера геохода.

5 УПРАВЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННЫМ СОСТОЯНИЕМ ПОРОДЫ ЗАБОЯ

5.1 Моделирование процесса взаимодействия исполнительного органа геохода с породой

Не вызывает сомнения, что геометрические параметры *исполнительного органа* (ИО) и формируемого им забоя оказывают непосредственное влияние на напряженно-деформированное состояние (НДС) породы забоя. При взаимодействии ИО с забоем наибольшие напряжения возникают в местах непосредственного контакта, т. е. на *поверхности взаимодействия исполнительного органа геохода с породой забоя* (ПВ) инструмента с породой.

Для исследования влияния геометрических параметров ПВ на НДС породы было проведено математического моделирования процесса взаимодействия ИО с породой. На основе анализа результатов моделирования выработаны рекомендации по геометрическим параметрам ПВ.

5.1.1 Влияние суммарного воздействия ИО на НДС породы в локальной зоне действия резца

При моделировании взаимодействия ИО с породой напряжения в породе можно условно разбить на два уровня [100, 104]:

- первый уровень – локальные напряжения, которые формируются непосредственно в зоне контакта породы и резца (или другого разрушающего инструмента);
- второй уровень – суммарные напряжения, которые формируются исполнительным органом (шнеком, коронкой, барабаном и т. п.) в призабойной области. Напряжения, которые возникают при сложении напряжений первого уровня.

Оба уровня определяют условия работы исполнительного органа. Увеличение значений нормальных растягивающих и касательных напряжений в области ПВ

способствует разрушению забоя и должны расцениваться как положительные тенденции.

Без учета деформаций инструмента и породы контакт между ними сводится в точку, а площадь контакта стремится к нулю. При нулевой площади напряжения стремятся к бесконечности. Учитывая, что напряжения не могут превысить предела прочности породы, можно утверждать, что с увеличением усилия контакта будут расти не напряжения, а размер области разрушения.

При взаимодействии резца с породой область его влияния достаточно мала и колеблется в пределах от нескольких миллиметров до нескольких сантиметров [100, 104]. Поэтому размеры коронки или барабана, а так же диаметр выработки, наличие или отсутствие уступа и т. п. не оказывают значительного влияния на локальные напряжения.

Зависимость локальных напряжений от расстояния до точки контакта можно выразить многочленом:

$$\sigma = \frac{A_1}{x} + \frac{A_2}{x^2} + \frac{A_3}{x^3} \dots \frac{A_n}{x^n} \text{ при } x > x_0 \quad (5.1)$$

где x - расстояние от точки в массиве до точки контакта, x_0 - размер области разрушения, A_i - константы.

По мере удаления от точки контакта значения локальных напряжений стремятся к нулю (рис. 5.2 а).

Если на породу действуют силы от других резцов исполнительного органа, то значение суммарных напряжений в точке можно получить сложением локальных:

$\vec{\sigma}_\Sigma = \sum \vec{\sigma}_i$, где $\vec{\sigma}_i$ напряжения, вызываемые отдельными резцами.

Если рассматривать НДС в локальной зоне с учетом суммарных напряжений, то формула (5.1) примет вид:

$$\vec{\sigma} = \vec{\sigma}_\Sigma + \left(\frac{A_1}{x} + \frac{A_2}{x^2} + \frac{A_3}{x^3} \dots \frac{A_n}{x^n} \right) \quad (5.2)$$

где $\vec{\sigma}_\Sigma$ – «фоновое» напряжения, создаваемое другими силами.

Спроецировав уравнение (5.2) на главные оси, получим выражения для определения главных напряжений в точке:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_{\Sigma 1} + \left(\frac{A_{1.1}}{x} + \frac{A_{2.1}}{x^2} + \frac{A_{3.1}}{x^3} \dots \frac{A_{n.1}}{x^n} \right) \\ \sigma_3 &= \sigma_{\Sigma 3} + \left(\frac{A_{1.3}}{x} + \frac{A_{2.3}}{x^2} + \frac{A_{3.3}}{x^3} \dots \frac{A_{n.3}}{x^n} \right)\end{aligned}\quad (5.3)$$

С удалением от точки контакта модуль и градиент модуля локальных напряжений резко убывают. Градиент модуля фоновых напряжений или напряжений второго уровня направлен от породы к поверхности, имеет меньшее значение (рисунок 5.1). Поэтому в пределах локальной зоны изменением фоновых напряжений можно пренебречь и считать фоновые напряжения постоянной величиной.

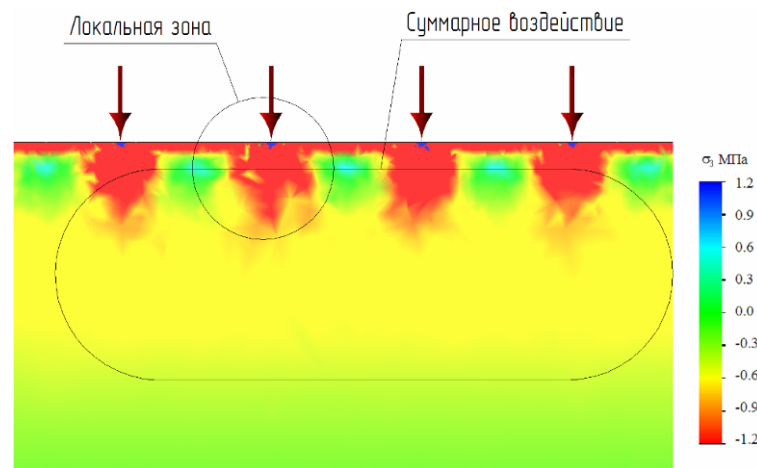
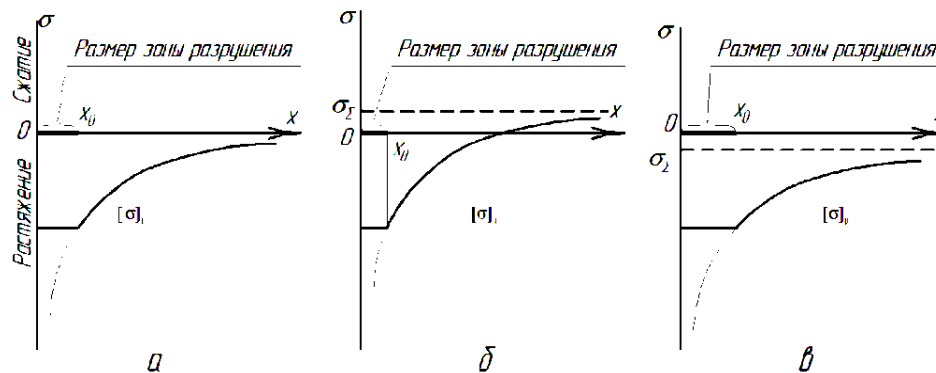


Рисунок 5.1 – Распределения напряжений в области действия ИО

Допустим, что резец «бороздит» поверхность забоя с некоторой постоянной силой прижатия (силой локального взаимодействия), и оценим влияние фоновых напряжений σ_{Σ} на производительность процесса разрушения.

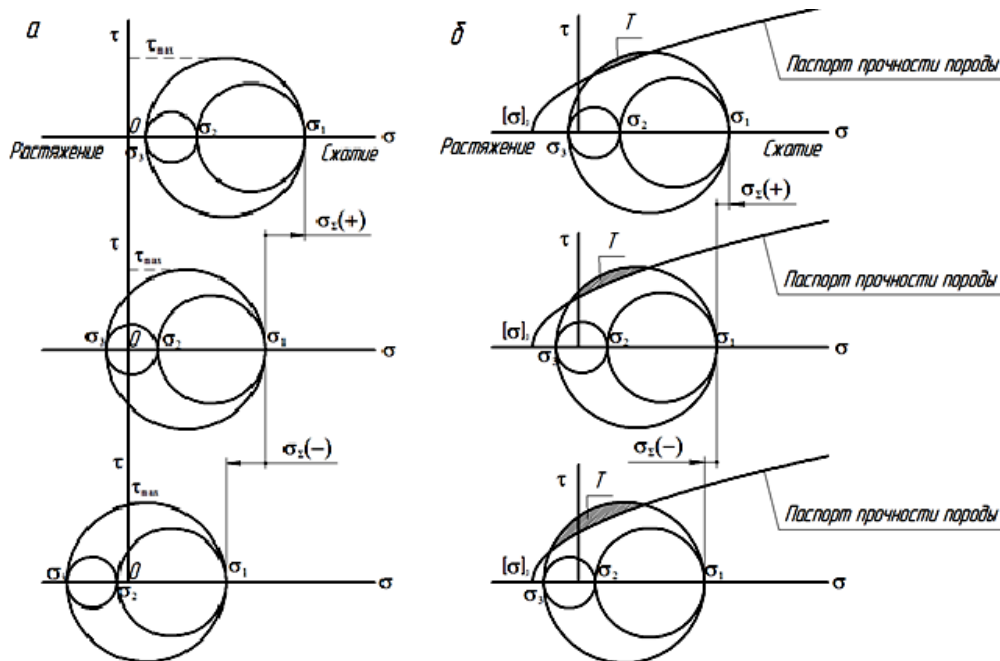
На рисунке 5.2 иллюстрируется формирование зоны разрушения, происходящего из-за превышения предела прочности на растяжение. Вид кривой на рисунке 5.2, а соответствует уравнению (5.1). При сжимающих фоновых напряжениях (рис. 5.2, б) кривая смещается вверх на величину σ_{Σ} , что приводит к уменьшению зоны разрушения. При растягивающих фоновых напряжениях (рис. 5.2, в) кривая смещается вниз, что приводит к увеличению зоны разрушения.

На рисунке 5.3 иллюстрируется формирование зоны разрушения, происходящего из-за превышения предела прочности на срез. Значение касательных напряжений определяется разницей между напряжениями σ_1 и σ_3 $\tau = 0.5(\sigma_1 - \sigma_3)$, т. е. фоновые напряжения не оказывают прямого влияния на величину касательных в локальной зоне (рис. 5.3, а). Но, при наложении кругов Мора на паспорт прочности породы (рис. 5.3, б), фоновые напряжения влияют на размер сегмента T , по площади которого можно судить о производительности процесса разрушения.



а) отсутствие фоновых напряжений σ_Σ , б) сжимающие σ_Σ , в) растягивающие σ_Σ

Рисунок 5.2 – Влияние фоновых напряжений σ_Σ на процесс разрушения от растяжения

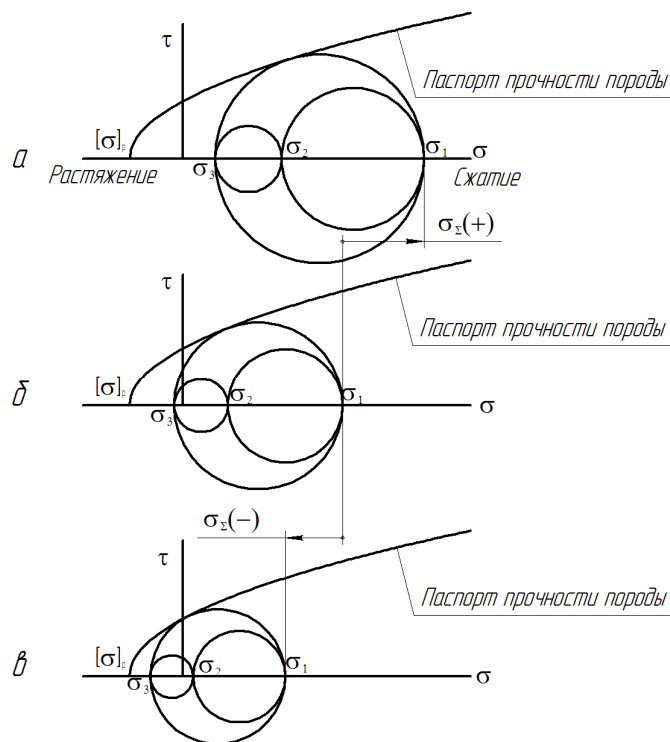


а) формирование касательных напряжений, б) формирование зоны разрушения

Рисунок 5.3 – Влияние фоновых напряжений σ_Σ на процесс разрушения от среза при постоянной мощности резания

Если процесс разрушения ограничен мощностью подводимой к резцу, т. е. сила и скорость резания постоянны, то в обоих случаях разрушения, как от растяжения, так и от среза, сжимающие фоновые напряжения приводят к снижению, а растягивающие к повышению производительности при постоянной мощности.

Если возможности исполнительного органа избыточны, процесс разрушения не зависит от сопротивляемости породы резанию и происходит при постоянных скорости резания и подаче, т. е. с постоянной производительностью. В этом случае значение минимальной силы, приложенной к резцу и достаточной для разрушения, можно косвенно оценить по радиусу большого круга Мора при условии его касания с линией паспорта прочности (рис. 5.4). В этом случае растягивающие фоновые напряжения приводят к уменьшению мощности резания при постоянной производительности, а сжимающие к её увеличению [62].



а) сжимающие фоновые напряжения σ_{Σ} , б) отсутствие σ_{Σ} , в) растягивающие σ_{Σ}

Рисунок 5.4 – Влияние фоновых напряжений на локальные при постоянной производительности процесса резания

Выводы:

1) разрушение породы происходит в локальной зоне в месте контакта инструмента с породой;

2) размер зоны разрушения увеличивается при растягивающих фоновых напряжениях, и уменьшается при сжимающих;

4) смещение фоновых напряжений в сторону растяжения создает предпосылки к снижению удельной энергоёмкости процесса разрушения породы.

5.1.2 Обоснование применения распределенной нагрузки при моделировании суммарного воздействия исполнительного органа на породу

Точное копирование схемы контакта многорезцового исполнительного органа с породой забоя позволит смоделировать процесс взаимодействия лишь для определенной схемы набора резцов и определенного положения (угла поворота) исполнительного органа [100]. На этапе научно-методического обеспечения моделирование такой частной ситуации не позволит получить полного представления о картине НДС призабойной зоны.

В работе [100, 152] обосновывается возможность замены суммарной нагрузки от всех резцов на эквивалентную распределенную. Распределенная нагрузка, приложенная к поверхности взаимодействия исполнительного органа с забоем, не позволит совершенно точно смоделировать работу ИО, но зато будет в равной степени соответствовать любой схеме набора резцов и любому углу поворота исполнительного органа.

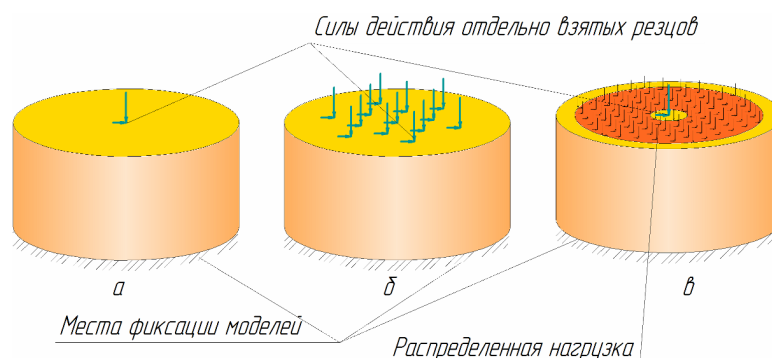
Для проверки применимости распределенной нагрузки моделировались различные схемы нагружения образцов (рисунок 5.5) и проводилось сравнение полученных результатов. Моделировалось приложение сил и распределенных нагрузок к цилиндрическому образцу диаметром 1200 мм и высотой 800 мм по трем схемам:

1) единичная точечная, имитирующая действие одного резца по оси образца (рис. 5.5, а);

2) групповая точечная, имитирующая действие резцов, равномерно расположенных по площади торцу образца $d = 893$ мм (рис. 5.6, б);

3) совместное действие равномерно распределенной нагрузки по торцу образца и единичной точечной, имитирующей действие одного резца по оси образца (рис. 5.6, в).

Для моделирования точечных нагрузок прикладывались силы нормальная $P_n = 893$ кН и касательная $P_t = 2,5$ кН. Для моделирования распределенной нагрузки прикладывались нормальная $q_n = 0,303$ МПа и касательная $q_t = 0,076$ МПа нагрузки.



а) один центральный резец, б) равномерное размещение группы резцов, в) центральный резец и распределенная нагрузка

Рисунок 5.5 – Схемы приложения нагрузок к образцу

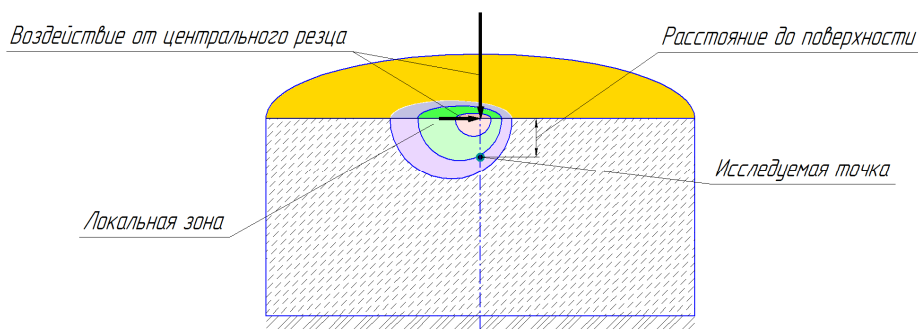


Рисунок 5.6 – Схема к определению положения исследуемой точки

При моделировании проводилось визуальное сравнение эпюр третьих главных напряжений σ_3 для всех схем (таблица 5.1). Определялись значения напряжений σ_3 в точках, расположенных на оси образца, на разном удалении от поверхности (рис. 5.6, таблица 5.2). Определялось влияние фоновых напряжений, вызванных нагрузками по второй и третьей схемам (рис. 5.5, б, в), на локальные, вызванные нагрузкой по первой схеме (рис. 5.5, а). Влияния фоновых напряжений определялись как разница между напряжениями, измеренными в аналогичных точках по схемам 2 и 1 и по схемам 3 и 1 (таблица 5.2, рис. 5.7).

Из визуального сравнения эпюр (таблица 5.1) видно, что суммарное воздействие от точечных нагрузок и распределенная нагрузка, эквивалентная суммарному воздействию, оказывают сходные влияния на НДС в локальной зоне. Численное сравнение влияния суммарной и распределенной нагрузок (таблица 5.2, рис. 5.7)

подтвердили их сходность и возможность применения распределенной нагрузки при моделировании.

Таблица 5.1 – эпюры главных напряжений σ_3 для оценки влияния суммарной и распределенной нагрузок на НДС в локальной зоне

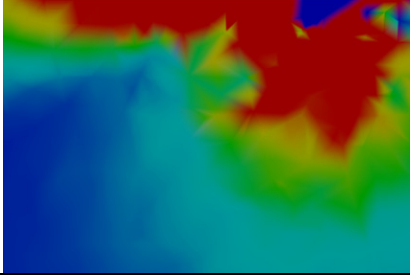
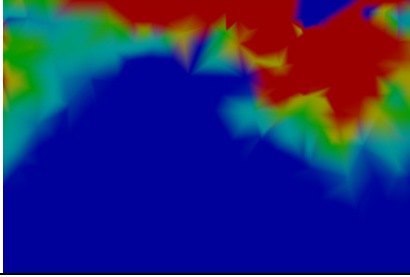
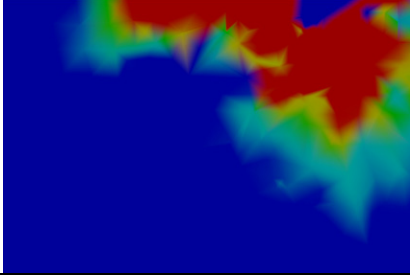
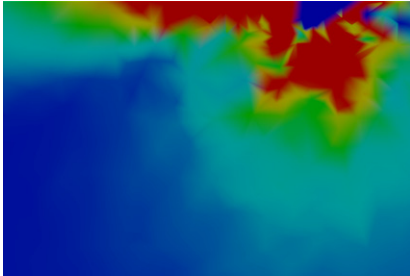
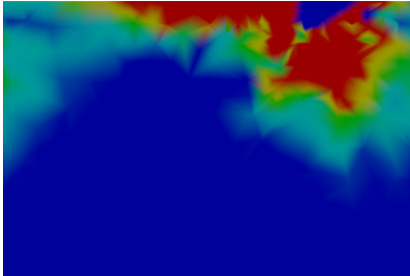
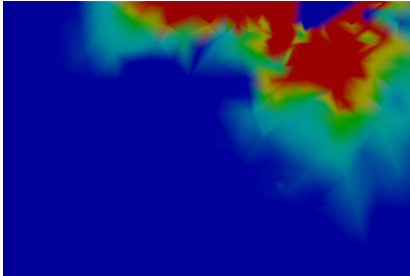
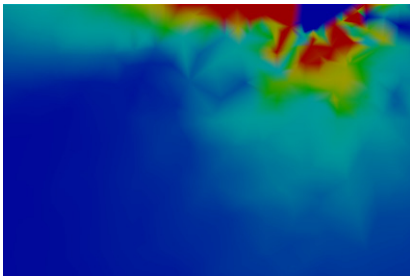
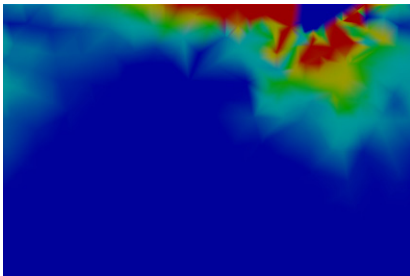
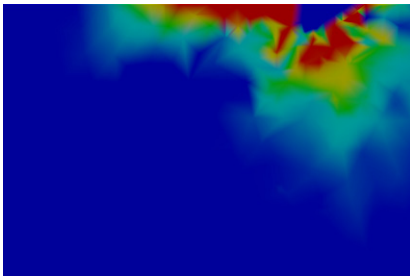
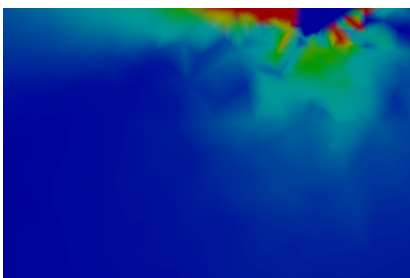
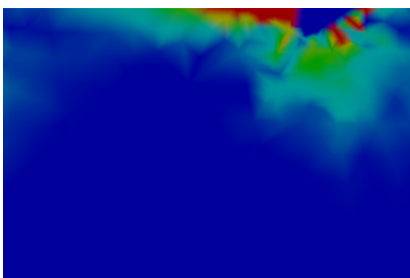
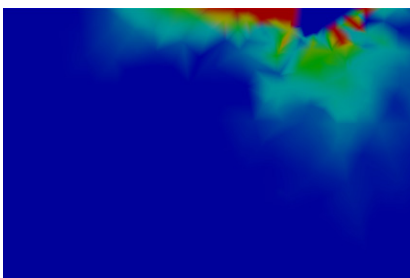
Шкала	Схемы нагружения модели		
	1 резец (рис. 5.5, а)	Группа резцов (рис. 5.5, б)	Распределенная нагрузка и 1 резец (рис. 5.5, в)
0 ... 0,1 МПа			
0 ... 0,2 МПа			
0 ... 0,4 МПа			
0 ... 0,8 МПа			

Таблица 5.2 – Влияние суммарной и распределенной нагрузок на НДС в локальной зоне в зависимости от расстояния до поверхности

H (мм)	Минимальные значения главных напряжений σ_3 на расстоянии H от поверхности в зоне контакта центрального резца (МПа)					
	σ_{3i}	$\sigma_{3\Sigma}$	$\delta\sigma_{3\Sigma}$	σ_{3iq}	$\delta\sigma_{3q}$	σ_{3q}
0	-7,28	-7,34	-0,06	-7,34	-0,06	-0,072
1	-5,75	-5,80	-0,05	-5,8	-0,05	-0,058

Окончание таблицы 5.2

H (мм)	Минимальные значения главных напряжений σ_3 на расстоянии H от поверхности в зоне контакта центрального резца (МПа)					
	σ_{3i}	$\sigma_{3\Sigma}$	$\delta\sigma_{3\Sigma}$	σ_{3iq}	$\delta\sigma_{3q}$	σ_{3q}
2	-4,74	-4,79	-0,05	-4,79	-0,05	-0,055
4	-3,08	-3,12	-0,04	-3,12	-0,04	-0,053
8	-2,12	-2,16	-0,04	-2,17	-0,05	-0,048
16	-1,16	-1,18	-0,02	-1,18	-0,02	-0,031
32	-0,41	-0,42	-0,01	-0,42	-0,01	-0,015
64	-0,14	-0,14	0	-0,13	0,01	-0,001
100	-0,054	-0,035	0,019	-0,04	0,014	0,012
150	-0,023	0,003	0,026	-0,001	0,022	0,020

H – расстояние от поверхности в направлении породы

σ_{3i} – напряжения, вызываемые воздействием одного резца

$\sigma_{3\Sigma}$ – напряжения, вызываемые суммарным воздействием 13-ти резцов

σ_{3iq} – напряжения, вызываемые воздействием одного резца и распределенной нагрузки

σ_{3q} – напряжения, вызываемые воздействием распределенной нагрузки

$\delta\sigma_{3\Sigma} = \sigma_{3\Sigma} - \sigma_{3i}$ и $\delta\sigma_{3q} = \sigma_{3iq} - \sigma_{3i}$ влияние (изменения от приложения) суммарной и распределенной нагрузок

Из проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) распределенная нагрузка, эквивалентная суммарной, оказывает влияние на напряжения в локальных зонах, сходное по значению и распространению с влиянием суммарной нагрузки;

2) применение распределенных нагрузок может быть использовано, как инструмент при математическом моделировании взаимодействия исполнительного органа с горной породой.

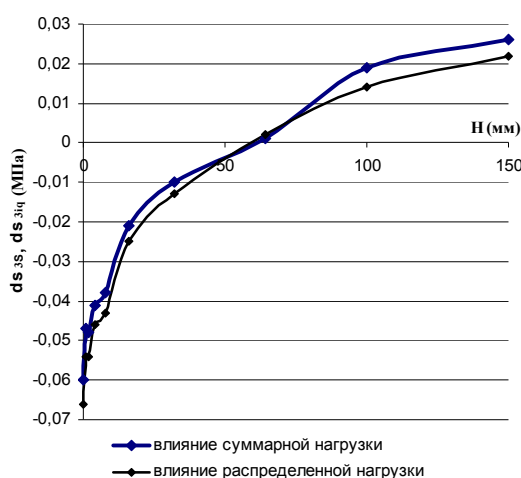


Рисунок 5.7 – Влияние суммарной и распределенной нагрузок на напряжения в локальной зоне в зависимости от расстояния до поверхности

5.1.3 Обоснование величин нагрузок при моделировании процесса взаимодействия ИО с породой

В число основных исходных данных при моделировании процесса взаимодействия исполнительного органа с породой забоя входит величина нагрузки, передаваемой от инструмента к породе.

В качестве прототипа для определения величины нагрузки принимаем роторный исполнительный орган типа планшайбы с радиальными лучами, как наиболее применяемый при щитовой проходке.

Суммарное силовое воздействие такого исполнительного органа можно представить в виде нормальных и круговых касательных нагрузок, равномерно распределенных по лучам планшайбы (рис. 5.8).

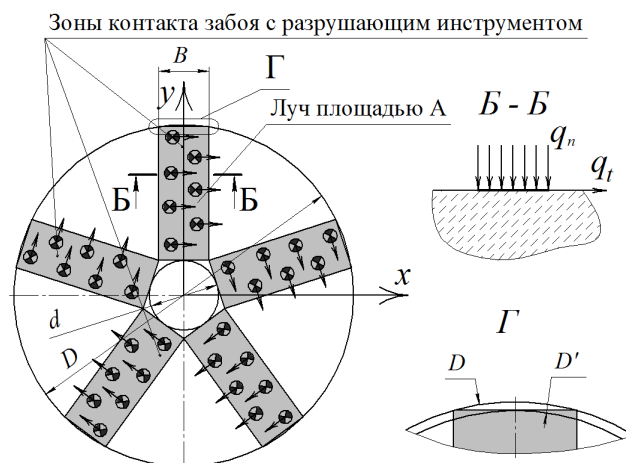


Рисунок 5.8 – Схема суммарного силового воздействия пятилучевой «планшайбы» на породу забоя, приведенная к равномерно распределенным нагрузкам

Суммарное силовое воздействие планшайбы на поверхность забоя определяется напорным усилием и крутящим моментом, передаваемыми на исполнительный орган. Причем крутящий момент формирует круговую касательную нагрузку, а напорное усилие – нормальную.

Нормальная распределенная нагрузка и напорное усилие на исполнительном органе связаны выражением:

$$N = n \cdot S \cdot q_n \quad (5.4)$$

Круговая касательная распределенная нагрузка и крутящий момент на исполнительном органе связаны выражением:

$$M = n \cdot S_{\rho} \cdot q_t \quad (5.5)$$

где N - напорное усилие (Н), M - крутящий момент (Нм), S - площадь каждого луча (м^2), n - количество лучей, S_{ρ} - геометрическая характеристика луча, которая позволяет определить связь между крутящим моментом и с круговой касательной распределенной нагрузкой:

$$S_{\rho} = \frac{M_i}{q_t} \quad (\text{м}^3) \quad (5.6)$$

Принимаем, что лучи планшайбы – прямоугольники, расположенные в пределах контура выработки D и за пределами окружности диаметром d (рис. 5.8). Тогда площадь одного луча можно определить по формуле:

$$A = 0.5(D' - d) \cdot B \quad (5.7)$$

где D' – диаметр окружности (м), вписанной во внешние границы лучей, а B – ширина луча (м).

Диаметры D' и d (рис. 5.8) определяем по формулам:

$$D' = \sqrt{D^2 - B^2} \quad (5.8)$$

$$d = B \cdot \text{ctg}(180^\circ / n) \quad (5.9)$$

После подстановки (5.8) и (5.9) в (5.7) получаем формулу для определения площади луча:

$$S = \frac{B\sqrt{D^2 - B^2} - B^2 \cdot \text{ctg}(180^\circ / n)}{2} \quad (5.10)$$

Момент сопротивления вращению на диафрагме будет равен:

$$\begin{aligned} M_i &= n \int_S q_t \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dS \\ M_i &= n \iint_S q_t \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dx dy \end{aligned} \quad (5.11)$$

Допустим, что на всей площади луча нагрузки q_n и q_t постоянные величины, тогда геометрическая характеристика S_{ρ} определится из выражений (5.5) и (5.11):

$$S_{\rho} = \int_S \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dS$$

$$S_{\rho} = \iint_S \sqrt{x^2 + y^2} \cdot dxdy \quad (5.12)$$

Подставив границы луча планшайбы (рис. 5.8) в (5.12) получили:

$$S_{\rho} = \int_{0.5d}^{0.5D'} \left(\int_{-0.5B}^{+0.5B} \sqrt{x^2 + y^2} dx \right) dy \quad (5.13)$$

Решая интеграл (5.13), получаем:

$$\iint \sqrt{x^2 + y^2} dxdy = c_1 x + c_2 - \frac{x^3}{18} + \frac{xy}{3} \sqrt{x^2 + y^2} +$$

$$+ \frac{y^3}{6} \ln(\sqrt{x^2 + y^2} + x) + \frac{x^3}{6} \ln(\sqrt{x^2 + y^2} + y) \quad (5.14)$$

Подставив пределы интегрирования, получаем выражение для определения геометрической характеристики S_{ρ} :

$$S_{\rho} = \frac{1}{12} \left[BD'D - \frac{d^3}{4} \ln \left(\frac{\sqrt{B^2 + d^2} + B}{\sqrt{B^2 + d^2} - B} \right) - \frac{B^3}{4} \ln \left(\frac{\sqrt{B^2 + d^2} + d}{D' + D} \right) - \right.$$

$$\left. - Bd\sqrt{B^2 + d^2} + \frac{D^3}{4} \ln \left(\frac{D + B}{D - B} \right) \right] \quad (5.15)$$

Для определения величин распределенных нагрузок возьмем за прототип параметры исполнительного органа щита ММЩ-1 [33, 34]:

Диаметр выработки	$D = 5,624 \text{ м};$
Количество лучей планшайбы	$n = 5;$
Крутящий момент на планшайбе	$M = 2,1 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м};$
Напорное усилие на планшайбе	$N = 6 \times 10^6 \text{ Н};$
Ширина луча планшайбы	$B = 0,18 \text{ м};$

После подстановки параметров ИО в (5.8), (5.9), (5.10) и (5.15) получим:

Диаметры окружностей:

вписанной во внешние границы лучей $D' = 5.620 \text{ м};$

вписанной во внутренние границы лучей $d = 0.275 \text{ м};$

Площадь луча планшайбы $S = 0.535 \text{ м}^2;$

Геометрическая характеристика луча $S_{\rho} = 0.789 \text{ м}^3;$

Из (5.4) и (5.5) выражаем q_n и q_t :

$$q_n = \frac{N}{n \cdot S} \quad \text{и} \quad q_t = \frac{M}{n \cdot S_\rho} \quad (5.16)$$

После подстановки силовых характеристик и геометрических параметров в (5.16) значения нагрузок составили: $q_n = 2,48$ МПа, $q_t = 0,59$ МПа.

Полученные значения нагрузок использовались при дальнейшем моделировании процесса взаимодействия ИО с породой.

5.1.4 Обоснование размеров модели

В реальных условиях работы проходческой машины горная выработка проходит в окружении горного массива, размеры которого многократно превышают габариты сечения выработки. Длина выработки также многократно превышает её размер. Применение подобных пропорций при моделировании взаимодействия ИО с породой приведет к необоснованному усложнению модели, увеличению времени на вычисления и повышению требований к вычислительному оборудованию [46, 53, 54]. Поэтому необходимо определить приемлемые размеры модели, при которых влияние зафиксированных и свободных поверхностей не вносило бы значительных погрешностей в результаты вычислений.

Для определения приемлемых размеров законтурного массива сравнивались результаты моделирования процесса взаимодействия ИО с плоским забоем цилиндрической выработки диаметром $D = 3$ м (соответствует диаметру щита ММЩ-1 и геохода «Эланг-3»). Мощность законтурного массива B изменялась в диапазоне от $0,5D$ до $2,5D$ (от 1,5 м до 7,5 м) с шагом $0,5D$ (1,5 м). Схемы модели показаны на рисунках 5.9 и 5.10.

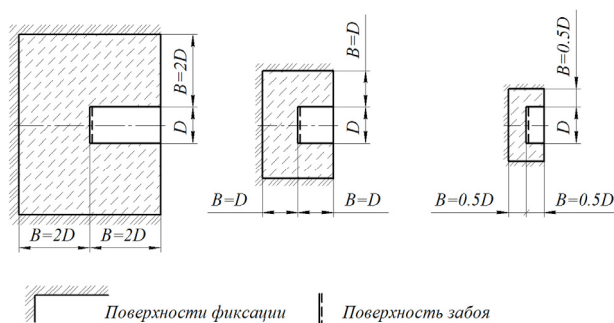


Рисунок 5.9 – Схемы моделей с различными размерами законтурного массива

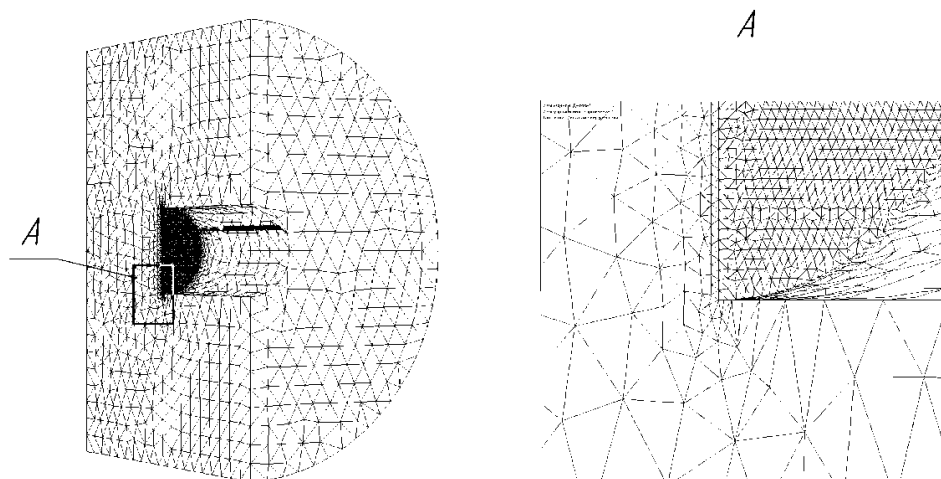


Рисунок 5.10 – Уплотнение сетки конечных элементов в области ПВ

Для задания свойств геосреды при моделировании были приняты свойства среднезернистого алевролита, характерного для Анжерского угленосного района, поля шахтоуправления «Физкультурник» [128]:

Коэффициент крепости по шкале профессора

М. М. Протоodyяконова

$$f = 7$$

Предел прочности при одноосном сжатии

$$\sigma_{\text{сж}} = 72,3 \text{ МПа}$$

Предел прочности при одноосном растяжении

$$\sigma_{\text{р}} = 5,8 \text{ МПа}$$

Предел прочности при чистом срезе

$$\tau = 15 \text{ МПа}$$

Модуль упругости

$$E = 2,9 \times 10^4 \text{ МПа}$$

Модуль сдвига

$$G = 1,1 \times 10^4 \text{ МПа}$$

Коэффициент Пуассона

$$\mu = 0,27$$

Плотность

$$\rho = 2700 \text{ кг/м}^3$$

К поверхности забоя модели (рис. 5.9) прикладывались распределенные нагрузки (рис. 5.8), соответствующие силам взаимодействия, определенным предыдущем параграфе, $q_n = 2,48 \times 10^6 \text{ Па}$ и $q_t = 5,9 \times 10^5 \text{ Па}$.

Для оценки влияния поверхностей фиксации модели (рис. 5.9) на напряжения в области поверхности взаимодействия определялись:

– минимальные (рис. 5.11 а) и максимальные (рис. 5.11, б) главные напряжения σ_3 в призабойной области;

– минимальные и максимальные σ_3 на поверхностях фиксации (рис. 5.12).

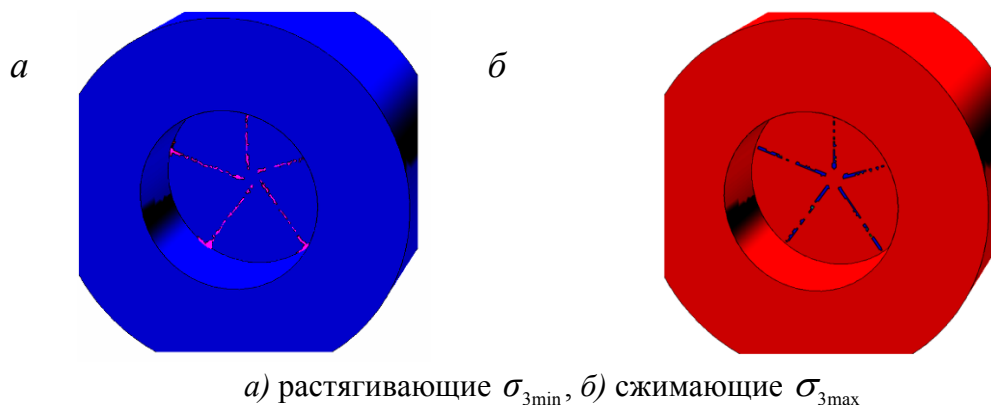


Рисунок 5.11 – Эпюры главных напряжений σ_3 в призабойной области

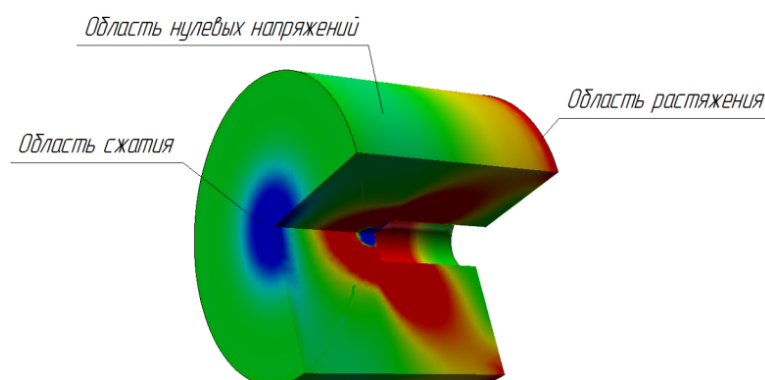


Рисунок 5.12 – Эпюра главных напряжений σ_3 на поверхностях фиксации

Результаты моделирования приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 – Главные напряжения при различных размерах законтурного массива

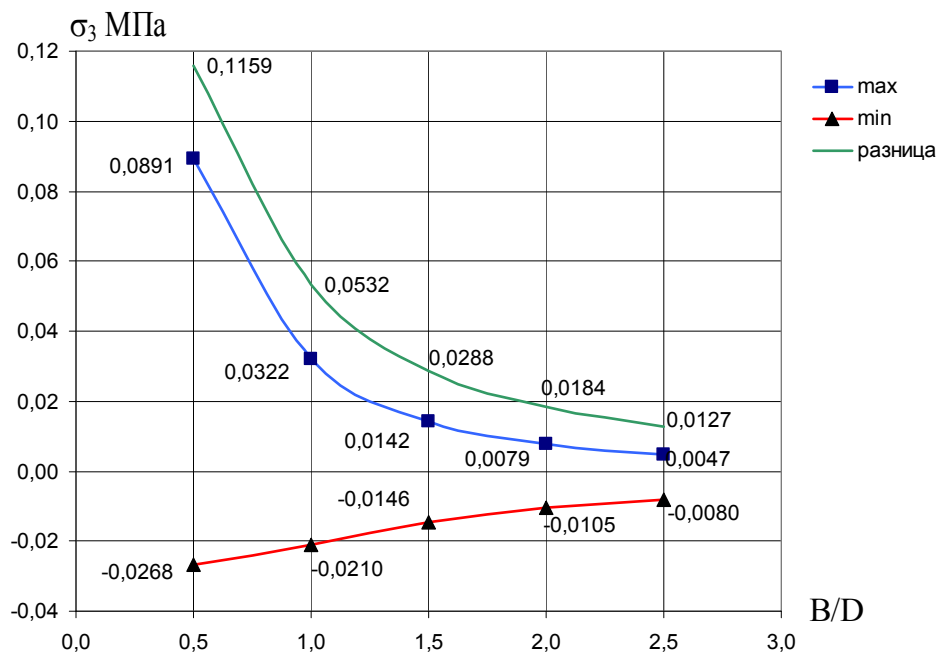
B/D^*	Напряжения σ_3 на поверхностях фиксации модели (МПа)			Напряжения σ_3 в призабойной части (МПа)			
	$\sigma_{3\max}$	$\sigma_{3\min}$	разница	$\sigma_{3\max}^{**}$	$\sigma_{3\max}^{***}$	$\sigma_{3\min}^{**}$	$\sigma_{3\min}^{***}$
0,5	0,0891	-0,0268	0,1159	1,51	1,8	-0,60	-2,1
1,0	0,0322	-0,021	0,0532	1,49	1,9	-0,59	-2,0
1,5	0,0142	-0,0146	0,0288	1,48	1,9	-0,58	-1,8
2,0	0,0079	-0,0105	0,0184	1,48	1,9	-0,58	-1,8
2,5	0,0047	-0,008	0,0127	1,48	1,9	-0,58	-1,8

* мощность законтурного массива B в долях от диаметра выработки D ;
 ** напряжения, характерные для всей протяженности луча ПВ;
 *** предельные значения напряжений, возникающие в отдельных точках

Для оценки влияния поверхностей фиксации на НДС массива использовались показатели:

– неравномерность распределения главных напряжений ($\sigma_{3\max} - \sigma_{3\min}$) по зафиксированной поверхности (таблица 5.3, рис. 5.13);

– влияние мощности законтурного массива на главные напряжения σ_3 в области ПВ (таблица 5.3).



σ_3 – напряжения на поверхности фиксации модели,
 B/D – толщина законтурного массива, отнесенная к диаметру выработки.

Рисунок 5.13 – Влияние мощности законтурного массива на неравномерность распределения главных напряжений по поверхности фиксации

Выводы по результатам моделирования:

– с увеличением мощности законтурного массива напряжения и неоднородность их распределения на зафиксированных поверхностях (рис. 5.13) уменьшаются;

– при значениях $B > D$ напряжения на зафиксированных поверхностях несоизмеримо малы по сравнению с напряжениями в призабойной области;

– при значениях $B > 1,5D$ мощность законтурного массива практически не влияет на значения напряжений в призабойной области.

На основании полученных результатов была принята мощность законтурного массива, равная двум диаметрам выработки ($B = 2D = 6$ м).

5.1.5 Обоснование размеров конечных элементов

Уменьшение размеров конечных элементов (уплотнение сетки конечных элементов) позволяет повысить точность расчетов, но при этом повышаются

требования к аппаратной части компьютера и увеличивается время, затрачиваемое на расчет и обработку данных. Причем, при последовательном уплотнении сетки интенсивность роста затрат увеличивается, а влияние плотности на качество уменьшается [150, 153, 154]. Поэтому необходимо определить приемлемые размеры конечных элементов, при которых дальнейшее уплотнение сетки нецелесообразно.

Для определения приемлемой плотности сетки конечных элементов сравнивались результаты моделирования при разбиении поверхности забоя на элементы разных размеров. Исходя из общих рекомендаций по решению задач с применением МКЭ [145, 153, 154], плотность сетки назначалась из условия кратности δ/Δ не менее единицы, где Δ – размер конечного элемента, а δ – поперечный размер исследуемого элемента модели. За размер δ была принята ширина луча (рис. 5.8), равная 180 мм. Область приложения нагрузки модели разбивалась на элементы с соотношениями δ/Δ от 1 до 5 (Δ – 180, 90, 60, 45 и 36 мм).

Модели разбивались на конечные элементы с переменной плотностью сетки. Поверхность забоя разбивалась на элементы размером Δ , а остальной массив на элементы размером $\Delta_M = 500$ мм.

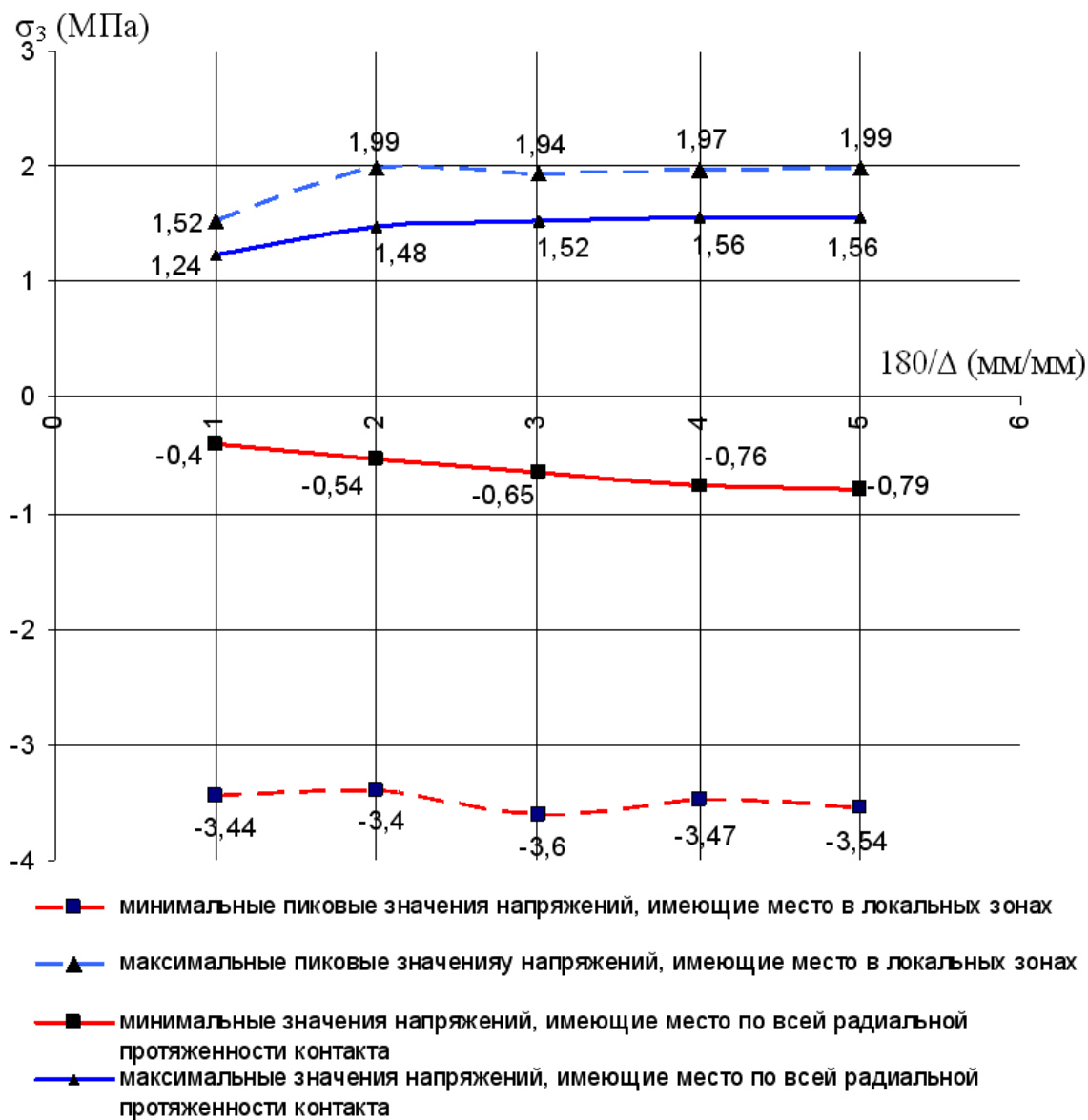
Для оценки влияния плотности сетки на результаты моделирования определяли минимальные (рис. 5.11, а) и максимальные (рис. 5.11, б) главные напряжения σ_3 в призабойной области.

Результаты измерений приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Зависимость главных напряжений σ_3 от плотности сетки

δ/Δ	Размер конечного элемента Δ (мм)	Напряжения σ_3 в призабойной части (МПа)			
		$\sigma_{3\max}^*$	$\sigma_{3\max}^{**}$	$\sigma_{3\min}^*$	$\sigma_{3\min}^{**}$
1	180	1,24	1,52	-0,4	-3,44
2	90	1,48	1,92	-0,54	-3,4
3	60	1,52	1,94	-0,65	-3,6
4	45	1,56	1,97	-0,76	-3,47
5	36	1,56	1,99	-0,79	-3,54
* напряжения, характерные для всей радиальной протяженности забоя; ** пиковые значения напряжений, возникающие в локальных участках					

В качестве критерия для оценки плотности сетки рассматривалась зависимость результатов моделирования от плотности сетки (рис. 5.14).



σ_3 — напряжения, Δ — размер конечного элемента.

Рисунок 5.14 — Зависимость результатов расчета главных напряжений σ_3 от плотности сетки конечных элементов

Выводы по результатам моделирования:

- влияния плотности сетки на значения пиковых напряжений не выявлено;
- усредненные модули напряжений на всей радиальной протяженности забоя, монотонно увеличиваются с увеличением плотности сетки;
- при уплотнении влияние плотности сетки на результаты моделирования уменьшается;
- при значениях показателя плотности сетки $\delta/\Delta \geq 4$ влиянием плотности сетки на результаты моделирования можно пренебречь.

5.2 Влияние геометрических параметров поверхности взаимодействия на напряженно-деформированное состояние (НДС) забоя

5.2.1 Влияние уступа на НДС забоя

Способ перемещения геوخода в геосреде обеспечивает возможность непрерывного формирования и разрушения уступа при постоянном режиме подачи инструмента на забой, также не исключается возможность формирования забоя без уступа [104]. Поэтому возникает задача выбора между исполнительными органами, формирующими плоский забой или забой с уступом.

Для оценки влияния уступа на НДС породы забоя были созданы две модели взаимодействия ИО с забоем. У первой модели поверхность взаимодействия имитировала разрушение забоя роторным ИО типа планшайба (рис. 5.15), а у второй модели – обеспечивала формирование и разрушение уступа (рис. 5.16).

К моделям прикладывались нормальная и касательная распределенные нагрузки. Касательные нагрузки направляли: в модели с плоским забоем перпендикулярно радиусу, в модели с уступом – от внутренней к внешней кромке уступа.

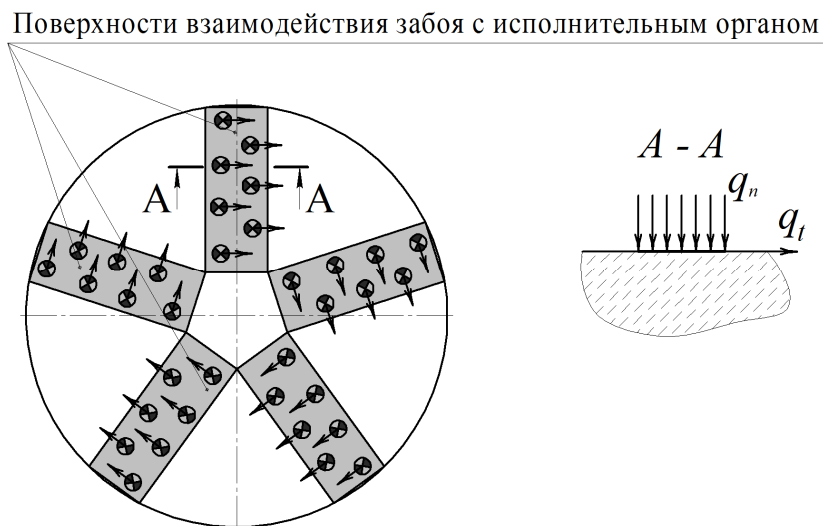


Рисунок 5.15 – Схема модели взаимодействия исполнительного органа с плоским забоем

Исходные данные для моделирования:

– среда – среднезернистый массивный алевролит (св-ва породы в пар. 5.1.4);

- диаметр выработки $D = 3$ м, мощность законтурного массива $B = 6$ м (рис. 5.8);
- распределенные нагрузки: нормальная $q_n = 2,5$ МПа и касательная $q_n = 0,6$ МПа;
- в модели с уступом подача исполнительного органа на забой – 1500 мм.

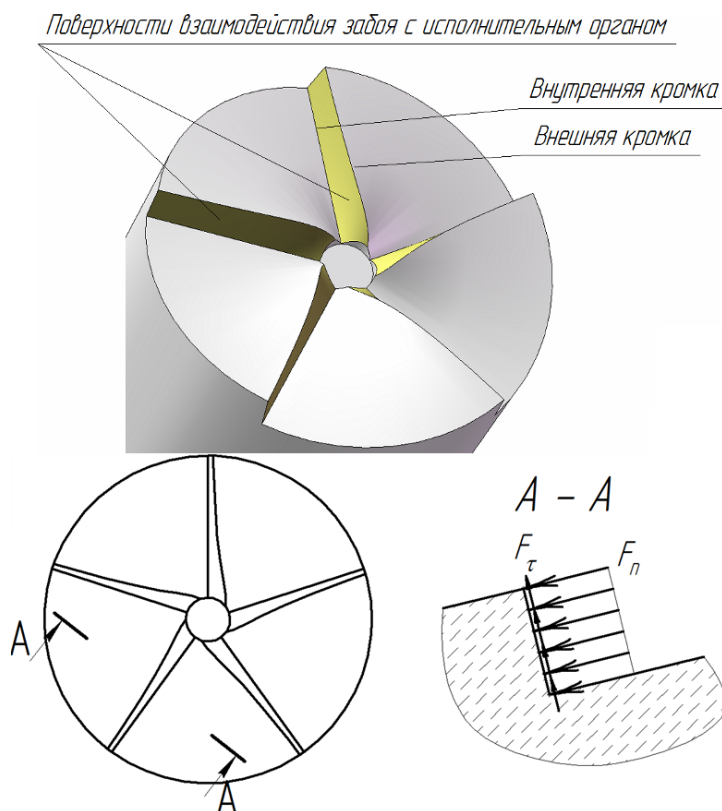
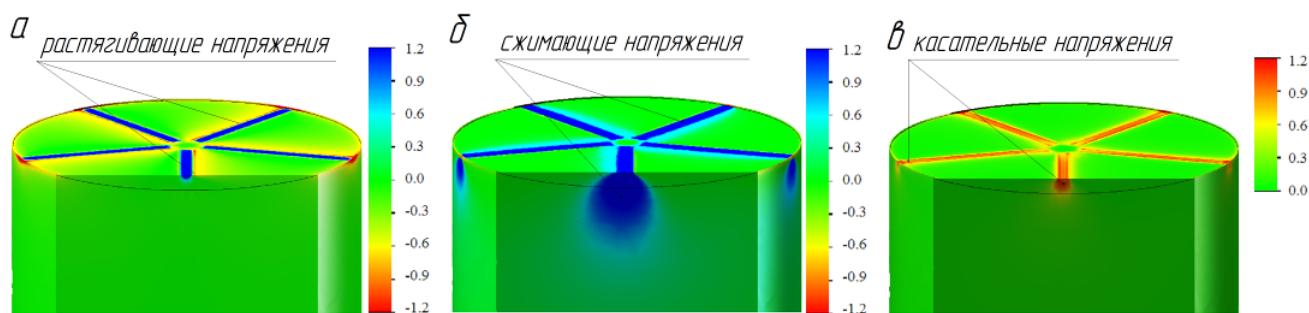


Рисунок 5.16 – Внешний вид и схема нагружения модели поверхности взаимодействия, формирующей уступ

В ходе моделирования по обоим типам забоя определялись главные напряжения σ_1 и σ_3 и касательные напряжения τ в области взаимодействия инструмента с породой.

На рисунке 5.17 показаны эпюры главных и касательных напряжений, полученных в ходе моделирования процесса формирования плоского забоя. Из эпюр видно, что на всей поверхности взаимодействия преобладают сжимающие напряжения, которые значительно распространяются вглубь забоя (рис. 5.17, б), а узкая область растягивающих напряжений находится за пределами поверхности взаимодействия (рис. 5.17, а). Касательные напряжения проникают неглубоко (рис. 5.17, в)

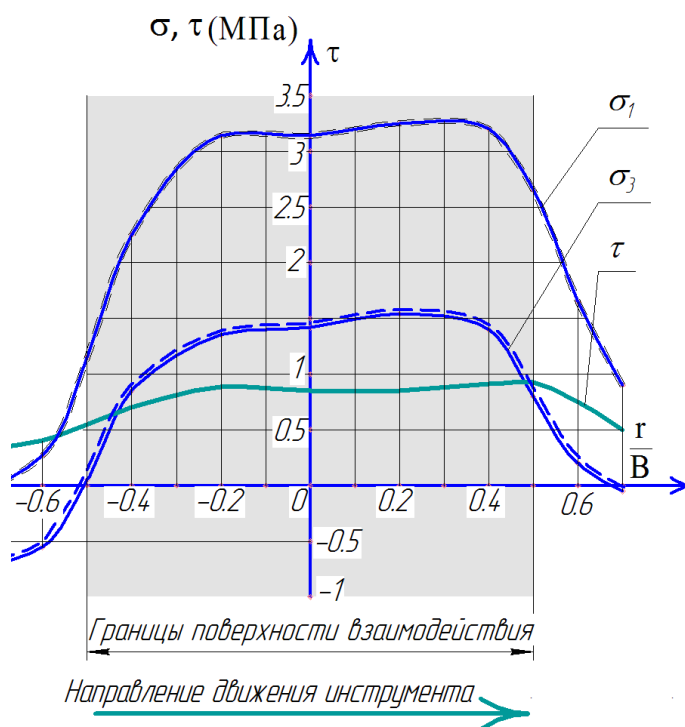
и действуют в области сжимающих фоновых напряжений (рис. 5.17, б), что ухудшает условия разрушения.



а) главные напряжения σ_3 , б) главные напряжения σ_1 , в) касательные напряжения τ

Рисунок 5.17 – Эпюры напряжений поверхности и на срезе луча плоского забоя

На рисунке 5.18 приведен график, иллюстрирующий распределение численных значений главных и касательных напряжений по поперечному сечению поверхности взаимодействия плоского забоя. Из графика видно, что в области поверхности взаимодействия все главные напряжения сжимающие, т. е. разрушение ведется в условиях трехосного сжатия, что повышает удельную энергоемкость процесса разрушения породы.



r – расстояние от середины ПВ, B – ширина ПВ

Рисунок 5.18 – Распределение напряжений по поперечному сечению ПВ

Моделирование процесса формирования плоского забоя показало:

- на всей поверхности взаимодействия имеет место трехосное сжатие (рис. 5.18), главные напряжения лежат в области сжатия и достигают значений: $\sigma_3 = 3,25$ МПа, $\sigma_1 = 1,5$ МПа,
- касательные напряжения достигают значений $\tau = 0,92$ МПа (рис. 5.18);
- растягивающие напряжения возникают только на узких участках за зонами контакта (по ходу инструмента) и не превышают значений $-0,7$ МПа;
- в областях, расположенных между лучами, значения напряжений близки к нулю (рис. 5,17);

На рисунке 5.19 показаны эпюры главных и касательных напряжений, полученных в ходе моделирования процесса формирования забоя с уступом. Из эпюр на рисунке видно, что на всей поверхности взаимодействия главные напряжения σ_3 отрицательные, т. е. растягивающие. На поперечном срезе уступа (рис. 5.19, в) видно, что растягивающие напряжения проникают на значительную глубину.

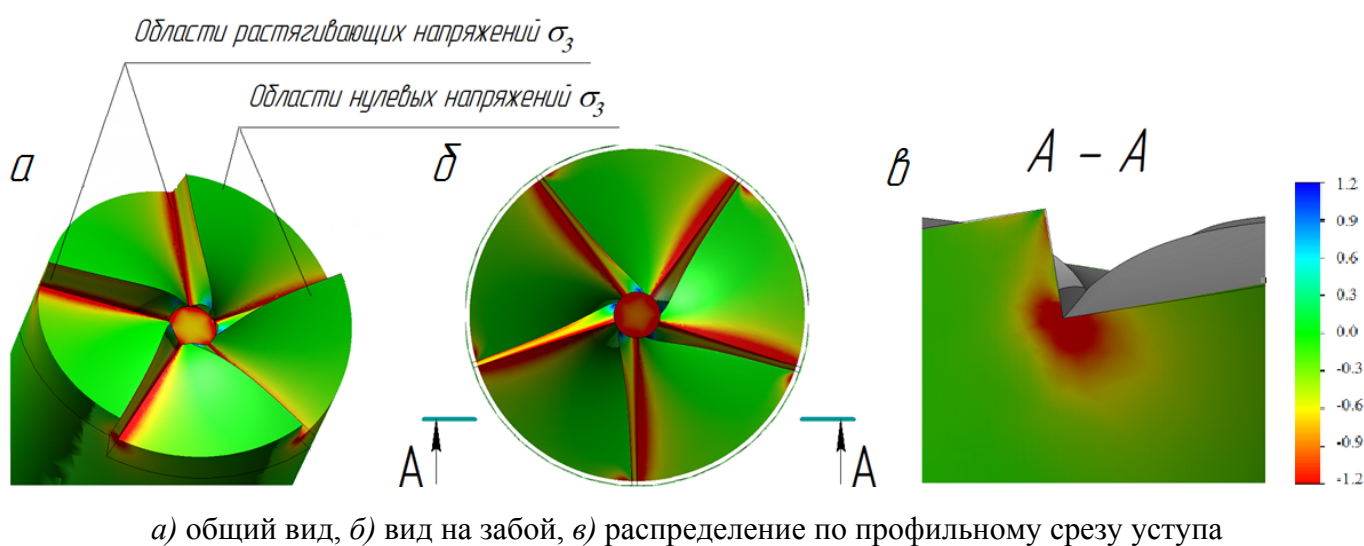
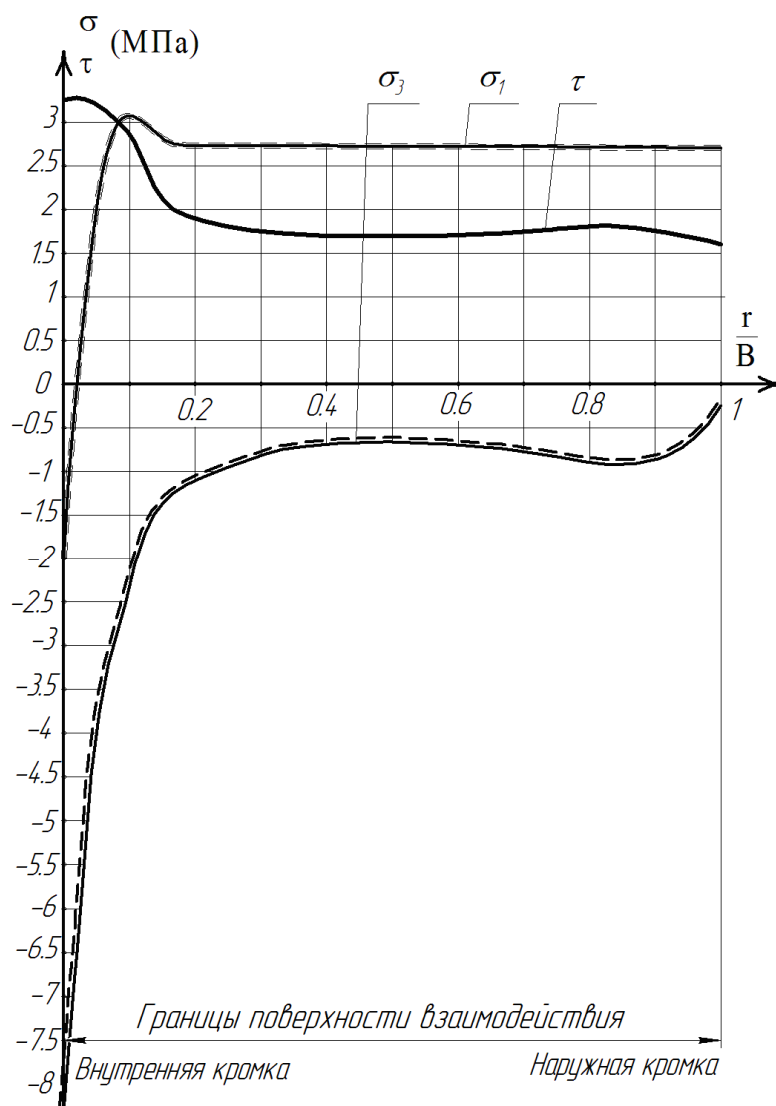


Рисунок 5.19 – Эпюры главных напряжений σ_3 в породе забоя с уступом

На рисунке 5.20 приведен график, иллюстрирующий распределение численных значений главных и касательных напряжений по поперечному сечению поверхности взаимодействия забоя с уступом. Из графика видно, что в области поверхности взаимодействия главные напряжения σ_3 растягивающие, а главные напряжения σ_1 преимущественно сжимающие, за исключением области внутренней кромки,

в которой σ_3 тоже растягивающие. Это говорит о том, что на всей поверхности взаимодействия отсутствует трехосное сжатие, а в области внутренней кромки имеет место трехосное растяжение. Что обуславливает тенденцию к снижению (по сравнению с плоским забоем) удельной энергоемкости процесса разрушения.



r – расстояние от внутренней кромки, B – ширина ПВ

Рисунок 5.20 – Распределение напряжений по поперечному сечению ПВ

Моделирование процесса формирования забоя с уступом показало:

- в области внутренней кромки уступа (до 25 мм от кромки) возникает трехосное растяжение, главные напряжения в пределах $-7 \text{ МПа} \leq \sigma_3 \leq -2.7 \text{ МПа}$, $-2 \text{ МПа} \leq \sigma_1 \leq 0 \text{ МПа}$ (рис. 5.20);
- на всей поверхности взаимодействия главные напряжения σ_3 находятся в растягивающей области и имеют средние значения $\sigma_3 \approx -0,8 \text{ МПа}$;

Сравнительный анализ НДС забоев плоского и с уступом показал:

- наличие уступа смещает все нормальные напряжения в сторону растяжения;
- при формировании и разрушении уступа область максимальных сжимающих напряжений располагается за пределами поверхности взаимодействия, а при формировании плоского забоя область максимальных сжимающих напряжений совпадает с поверхностью взаимодействия;
- при формировании и разрушении уступа область максимальных растягивающих напряжений совпадает с поверхностью взаимодействия, а при формировании плоского забоя область максимальных растягивающих напряжений располагается за пределами поверхности взаимодействия.

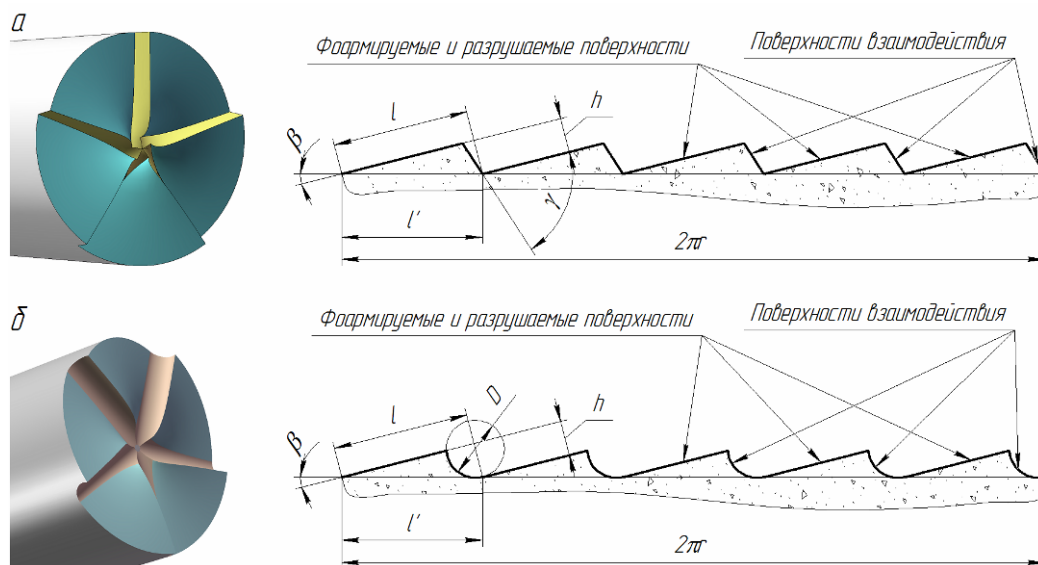
Выводы:

- 1) при формировании и разрушении уступа суммарные напряжения от воздействия исполнительного органа приводят к смещению значений главных напряжений в локальных зонах действия отдельно взятых резцов в сторону растяжения, а при формировании плоского забоя – в сторону сжатия;
- 2) наличие уступа создает предпосылки к снижению удельной энергоёмкости разрушения породы по сравнению с энергоёмкостью разрушения породы при плоском забое;
- 3) формирование и разрушение уступа является предпочтительным по сравнению с плоским забоем.

5.2.2 Влияние формы уступа на НДС породы

В параграфе 5.2.1 доказана предпочтительность разрушения забоя с уступом. Формировать уступ можно различными способами, при этом возможны различные формы и геометрические параметры уступов. Поэтому, необходимо определить рациональную форму уступа, при которой проявляются тенденции к снижению удельной энергоёмкости разрушения породы. Для этого был определен перечень основных параметров уступа и исследовано влияние каждого из них на напряженно-деформированное состояние породы забоя.

На рисунке 5.21 показаны примеры разверток цилиндрических сечений забоев с уступами двух типов: с плоской (рис. 5.21, а) и цилиндрической (рис. 5.21, б) поверхностями взаимодействия. На примере этих разверток определены основные геометрические параметры уступа.



l - проекция расстояния между уступами на винтовую линию, l' - расстояние между уступами;
 h - толщина срезаемого слоя (высота уступа); γ - угол наклона поверхности взаимодействия к фронтальной плоскости; β - угол наклона формируемой поверхности к фронтальной плоскости;
 D - диаметр инструмента (барабана, коронки и т. п.)

цилиндрические сечения забоев: а) с линейным, б) с цилиндрическим профилем ПВ

Рисунок 5.21 – Основные геометрические параметры забоя с уступом

Моделирование процессов взаимодействия породы с исполнительными органами разных размеров при сохранении геометрических пропорций [98, 100, 104, 105] показало, что напряжения в массиве зависят не от абсолютных размеров уступа, а от его геометрических пропорций и формы поверхностей.

Поэтому в качестве исследуемых были выбраны параметры, характеризующие формы и соотношения:

- угол γ наклона поверхности взаимодействия относительно фронтальной плоскости забоя;
- отношение высоты уступа к диаметру инструмента;
- отношение расстояния между уступами к высоте уступа.

5.2.2.1 Влияние наклона поверхности взаимодействия на НДС породы

Для оценки влияния угла наклона ПВ γ была создана модель (рис. 5.22), которая позволяет исключить влияние других геометрических параметров. Ширина поверхности взаимодействия была назначена $b = 200$ мм, толщина срезаемого слоя определялась шириной b и углом γ наклона поверхности взаимодействия $h = b \sin \gamma$, угол γ изменялся в диапазоне от 10° до 140° с шагом в 10° , габариты модели были назначены кратно ширине поверхности взаимодействия $L = A = 2Z = 8b = 1600$ мм.

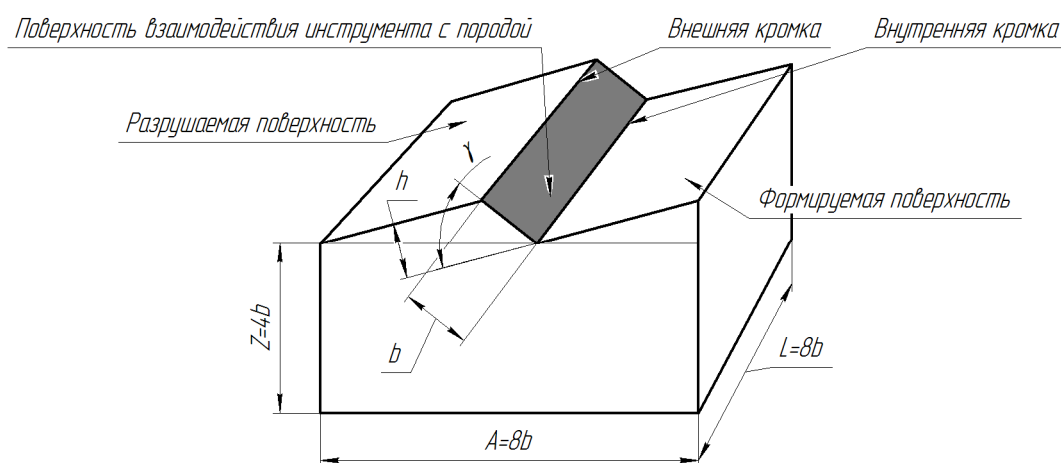


Рисунок 5.22 – Схема модели для исследования зависимости напряжений от угла наклона поверхности взаимодействия

К поверхности взаимодействия прикладывались распределенные нагрузки (рис. 5.23): нормальная $q_n = 2.5$ МПа и касательная $q_t = 0,6$ МПа.

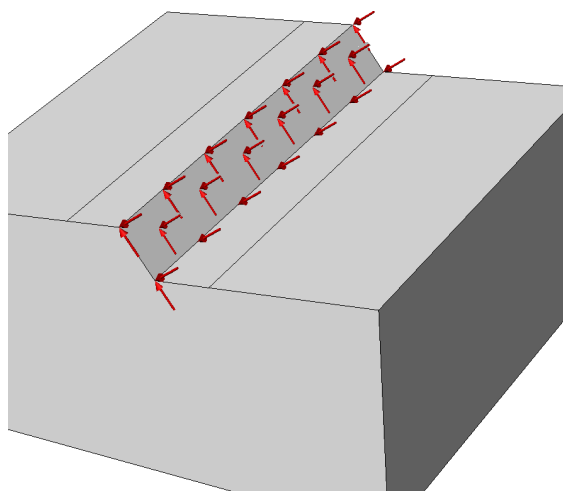


Рисунок 5.23 – Схема нагружения модели

При моделировании определяли главные напряжения σ_1 и σ_3 в среднем сечении поверхности взаимодействия на расстояниях r от внутренней кромки уступа при разных значениях угла наклона γ .

Численные результаты моделирования приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Параметры НДС на поверхности взаимодействия при разных углах γ

γ	Параметр МПа	Расстояние от внутренней кромки в долях от ширины ПВ r/b												
		0%	5%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	95%	100%
10°	σ_1	1,10	2,30	2,90	2,93	2,97	3,00	3,05	3,11	3,18	3,25	3,37	3,35	2,85
	σ_1	-0,85	0,35	0,86	1,00	1,05	1,10	1,13	1,17	1,19	1,25	1,30	1,17	0,80
	τ	0,98	0,98	1,02	0,97	0,96	0,95	0,96	0,97	1,00	1,00	1,04	1,09	1,03
	σ^*	0,13	1,33	1,88	1,97	2,01	2,05	2,09	2,14	2,19	2,25	2,34	2,26	1,83
20°	σ_1	0,91	2,26	2,85	2,90	2,94	2,97	3,01	3,06	3,12	3,18	3,27	3,19	2,80
	σ_1	-1,45	-0,10	0,65	0,95	1,01	1,04	1,09	1,13	1,17	1,22	1,27	1,13	0,75
	τ	1,18	1,18	1,10	0,98	0,97	0,97	0,96	0,97	0,98	0,98	1,00	1,03	1,03
	σ^*	-0,27	1,08	1,75	1,93	1,98	2,01	2,05	2,10	2,15	2,20	2,27	2,16	1,78
30°	σ_1	0,85	2,24	2,80	2,88	2,91	2,94	2,97	3,01	3,05	3,09	3,16	3,07	2,73
	σ_1	-2,10	-0,61	0,32	0,90	0,97	1,01	1,05	1,09	1,12	1,16	1,19	1,04	0,70
	τ	1,48	1,43	1,24	0,99	0,97	0,97	0,96	0,96	0,97	0,97	0,99	1,02	1,02
	σ^*	-0,63	0,82	1,56	1,89	1,94	1,98	2,01	2,05	2,09	2,13	2,18	2,06	1,72
40°	σ_1	0,55	2,21	2,77	2,86	2,88	2,90	2,93	2,95	2,97	2,99	3,03	2,93	2,65
	σ_1	-2,90	-1,22	-0,07	0,85	0,92	0,97	1,00	1,04	1,07	1,10	1,10	0,95	0,65
	τ	1,73	1,72	1,42	1,01	0,98	0,97	0,97	0,96	0,95	0,95	0,97	0,99	1,00
	σ^*	-1,18	0,50	1,35	1,86	1,90	1,94	1,97	2,00	2,02	2,05	2,07	1,94	1,65
50°	σ_1	0,20	2,18	2,77	2,84	2,85	2,87	2,89	2,89	2,91	2,92	2,94	2,86	2,65
	σ_1	-3,81	-2,01	-0,57	0,58	0,77	0,89	0,92	0,95	0,97	0,99	0,98	0,84	0,51
	τ	2,01	2,10	1,67	1,13	1,04	0,99	0,99	0,97	0,97	0,97	0,98	1,01	1,07
	σ^*	-1,81	0,09	1,10	1,71	1,81	1,88	1,91	1,92	1,94	1,96	1,96	1,85	1,58
60°	σ_1	-0,20	2,12	2,80	2,83	2,82	2,83	2,83	2,83	2,84	2,84	2,84	2,79	2,64
	σ_1	-4,90	-2,90	-1,10	0,30	0,62	0,80	0,83	0,86	0,87	0,88	0,86	0,72	0,36
	τ	2,35	2,51	1,95	1,27	1,10	1,02	1,00	0,99	0,99	0,98	0,99	1,04	1,14
	σ^*	-2,55	-0,39	0,85	1,57	1,72	1,82	1,83	1,85	1,86	1,86	1,85	1,76	1,50
70°	σ_1	-0,70	2,00	2,85	2,82	2,80	2,79	2,79	2,79	2,79	2,79	2,78	2,77	2,70
	σ_1	-6,20	-3,90	-1,80	-0,11	0,12	0,24	0,24	0,27	0,32	0,33	0,36	0,37	0,18
	τ	2,75	2,95	2,33	1,47	1,34	1,28	1,28	1,26	1,24	1,23	1,21	1,20	1,26
	σ^*	-3,45	-0,95	0,53	1,36	1,46	1,52	1,52	1,53	1,56	1,56	1,57	1,57	1,44
80°	σ_1	-1,30	1,70	2,90	2,81	2,78	2,76	2,76	2,76	2,75	2,75	2,74	2,75	2,77
	σ_1	-7,60	-4,90	-2,60	-0,73	-0,24	-0,20	-0,20	-0,22	-0,25	-0,29	-0,24	-0,10	-0,05
	τ	3,15	3,30	2,75	1,77	1,51	1,48	1,48	1,49	1,50	1,52	1,49	1,43	1,41
	σ^*	-4,45	-1,60	0,15	1,04	1,27	1,28	1,28	1,27	1,25	1,23	1,25	1,33	1,36

Окончание таблицы 5.5

γ	Параметр МПа	Расстояние от внутренней кромки в долях от ширины ПВ r/b												
		0%	5%	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	95%	100%
90°	σ_1	-2,40	1,20	2,93	2,80	2,76	2,74	2,73	2,72	2,72	2,71	2,70	2,73	2,91
	σ_1	-9,00	-6,00	-3,40	-1,40	-1,01	-0,84	-0,76	-0,75	-0,80	-0,89	-0,89	-0,67	-0,30
	τ	3,30	3,60	3,17	2,10	1,89	1,79	1,75	1,74	1,76	1,80	1,80	1,70	1,61
	σ^*	-5,70	-2,40	-0,24	0,70	0,88	0,95	0,99	0,99	0,96	0,91	0,91	1,03	1,31
100°	σ_1	-3,30	0,80	2,96	2,79	2,74	2,72	2,71	2,70	2,69	2,69	2,66	2,72	3,05
	σ_1	-10,3	-7,70	-5,00	-2,40	-2,03	-1,97	-1,93	-1,88	-1,86	-1,86	-1,81	-1,36	-0,60
	τ	3,50	4,25	3,98	2,60	2,39	2,35	2,32	2,29	2,28	2,28	2,24	2,04	1,83
	σ^*	-6,80	-3,45	-1,02	0,20	0,36	0,38	0,39	0,41	0,42	0,42	0,43	0,68	1,23
110°	σ_1	-4,50	0,30	2,98	2,78	2,73	2,70	2,69	2,68	2,66	2,63	2,52	2,70	3,30
	σ_1	-12,0	-10,0	-7,00	-3,70	-3,40	-3,27	-3,50	-3,80	-3,70	-3,60	-3,00	-2,20	-1,00
	τ	3,75	5,15	4,99	3,24	3,07	2,99	3,10	3,24	3,18	3,12	2,76	2,45	2,15
	σ^*	-8,25	-4,85	-2,01	-0,46	-0,34	-0,29	-0,41	-0,56	-0,52	-0,49	-0,24	0,25	1,15
120°	σ_1	-6,00	-0,30	2,99	2,78	2,73	2,68	2,66	2,65	2,64	2,61	2,34	2,66	3,60
	σ_1	-15,0	-13,5	-9,50	-6,20	-6,15	-6,12	-6,30	-6,50	-6,40	-6,00	-5,20	-3,70	-1,50
	τ	4,50	6,60	6,25	4,49	4,44	4,40	4,48	4,58	4,52	4,31	3,77	3,18	2,55
	σ^*	-10,5	-6,90	-3,26	-1,71	-1,71	-1,72	-1,82	-1,93	-1,88	-1,70	-1,43	-0,52	1,05
130°	σ_1	-7,50	-1,00	3,00	2,77	2,73	2,66	2,64	2,63	2,62	2,59	2,20	2,63	4,20
	σ_1	-19,0	-18,0	-12,5	-9,05	-9,05	-9,05	-9,12	-9,40	-9,45	-9,50	-8,10	-5,60	-2,03
	τ	5,75	8,50	7,75	5,91	5,89	5,86	5,88	6,02	6,04	6,05	5,15	4,12	3,12
	σ^*	-13,2	-9,50	-4,75	-3,14	-3,16	-3,20	-3,24	-3,39	-3,42	-3,46	-2,95	-1,49	1,09
140°	σ_1	-9,00	-2,00	3,00	2,77	2,72	2,63	2,61	2,60	2,58	2,57	2,04	2,60	4,70
	σ_1	-23,0	-23,0	-15,0	-12,1	-12,0	-12,0	-12,1	-12,2	-12,2	-12,2	-11,0	-8,30	-3,10
	τ	7,00	10,50	9,00	7,44	7,36	7,32	7,36	7,40	7,40	7,41	6,52	5,45	3,90
	σ^*	-16,0	-12,5	-6,00	-4,67	-4,64	-4,69	-4,75	-4,80	-4,82	-4,84	-4,48	-2,85	0,80

* положение середины большого круга Мора, $\sigma^* = 0,5(\sigma_1 + \sigma_3)$

По данным таблицы 5.5 построены графики (рис. 5.24...5.27), отражающие распределение напряжений по ширине ПВ при разных углах γ .

На рисунке 5.24 показано распределение главных напряжений σ_1 по ПВ. Из положения кривых на рисунке видно, что увеличение угла γ приводит к смещению напряжений в сторону растяжения. При углах $\gamma > 60^\circ$ главные напряжения σ_1 в области внутренней кромки имеют отрицательные значения, что говорит о наличии трехосного растяжения в области внутренней кромки уступа при углах $\gamma > 60^\circ$.

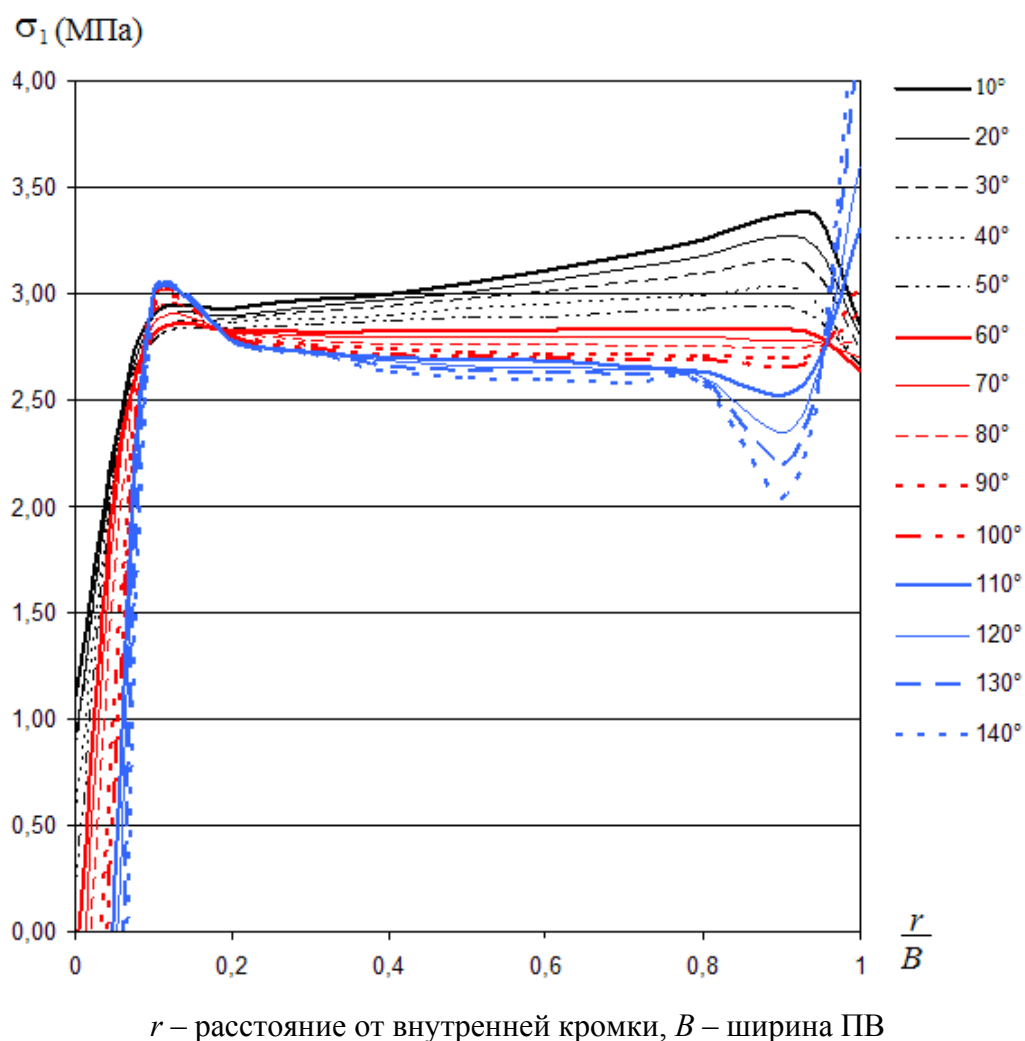
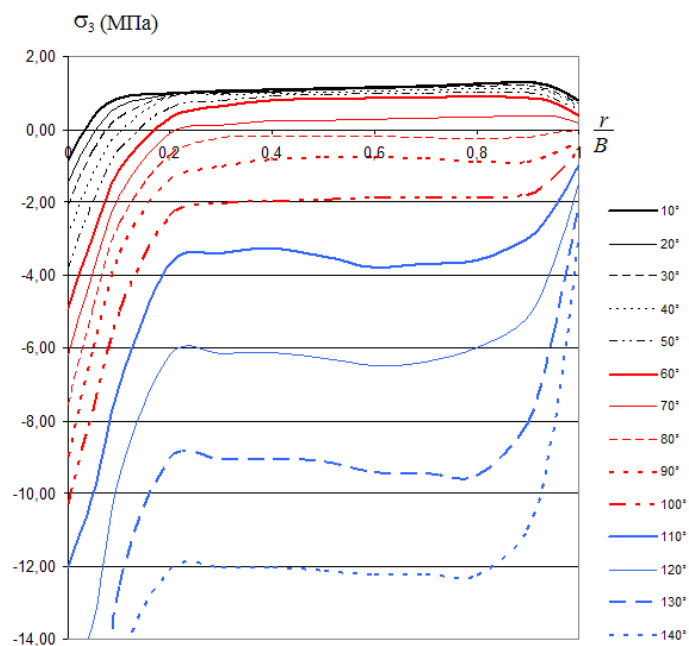


Рисунок 5.24 – Распределение главных напряжений σ_1 (МПа) по поверхности взаимодействия при разных углах её наклона

На рисунке 5.25 показано распределение главных напряжений σ_3 по ПВ. Из положения кривых на рисунке видно, что увеличение угла γ приводит к смещению напряжений в сторону растяжения. При углах $\gamma < 70^\circ$ главные напряжения σ_3 на большей части поверхности взаимодействия имеют положительные значения, что говорит о преобладании трехосного сжатия на ПВ при углах $\gamma < 70^\circ$.

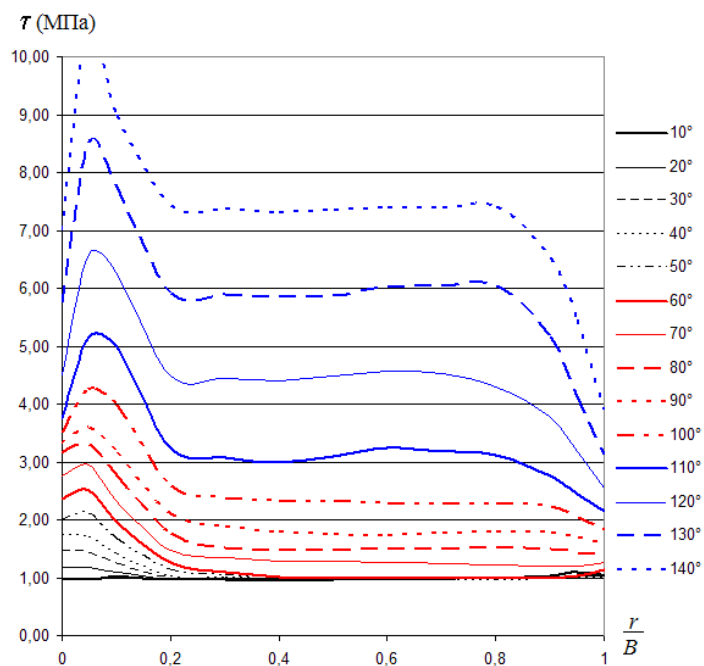
При углах $\gamma \geq 80^\circ$ напряжения σ_3 принимают отрицательные значения на всей поверхности взаимодействия, что полностью исключает возможность появления областей трехосного сжатия.



r – расстояние от внутренней кромки, B – ширина ПВ

Рисунок 5.25 – Распределение главных напряжений σ_3 (МПа) по поверхности взаимодействия при разных углах её наклона

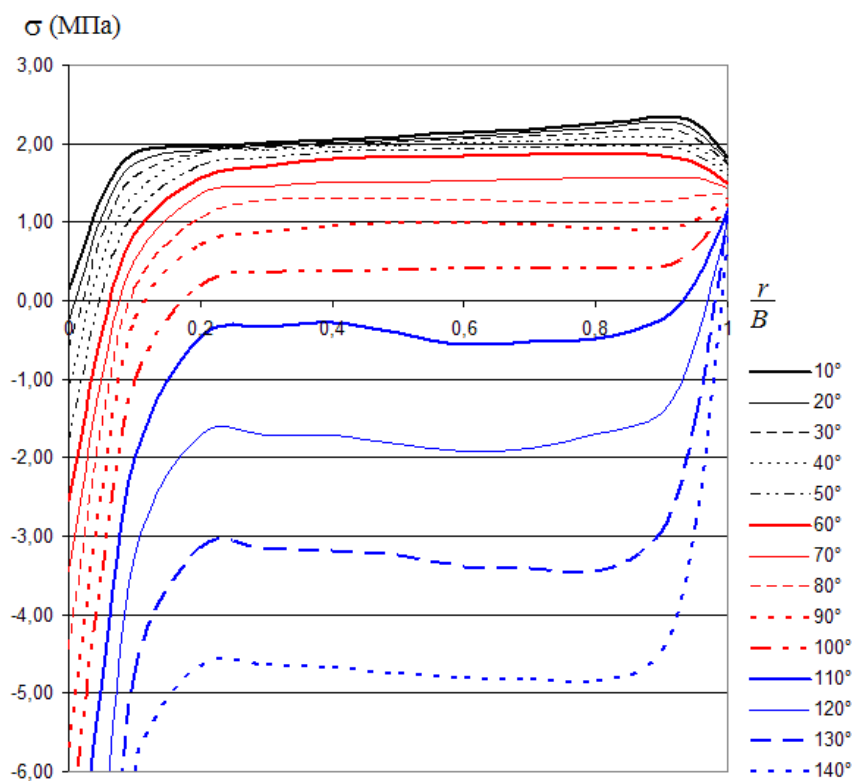
На рисунке 5.26 показано распределение касательных напряжений по ПВ. Из положения кривых на рисунке видно, что увеличение угла γ приводит к увеличению значений касательных напряжений.



r – расстояние от внутренней кромки, B – ширина ПВ

Рисунок 5.26 – Распределение касательных напряжений τ (МПа) по поверхности взаимодействия при разных углах её наклона

На рисунке 5.27 показано изменение положения большого круга мора в зависимости от угла наклона ПВ. Из положения кривых на рисунке видно, что увеличение угла γ приводит к общему смещению напряжений в сторону растяжения.



r – расстояние от внутренней кромки, B – ширина ПВ

Рисунок 5.27 – Зависимость положения центра большого круга Мора (построенного на σ_1 и σ_3) от угла наклона поверхности взаимодействия

Анализ НДС породы забоя показал, что с увеличением угла наклона поверхности взаимодействия:

- на всей поверхности взаимодействия значения главных напряжений смещаются в направлении растяжения;
- на всей поверхности взаимодействия значения касательных напряжений увеличиваются;
- уменьшаются и исчезают области трехосного сжатия;
- появляются и растут области трехосного растяжения;

Вывод по результатам моделирования: увеличение угла наклона поверхности взаимодействия инструмента с породой забоя обеспечивает тенденцию к уменьшению удельной энергоемкости процесса разрушения породы.

5.2.2.2 Влияние степени охвата инструмента уступом на НДС породы

Резание резцами, расположенными на цилиндрической поверхности исполнительного органа типа шнека или барабана, является наиболее распространенным способом формирования и разрушения уступа. При этом формируется уступ с цилиндрической поверхностью взаимодействия (рис. 5.21, б), форма которой зависит от степени охвата инструмента породой при резании.

Чтобы численно охарактеризовать степень охвата инструмента породой введем геометрический параметр «относительная высота уступа», равный отношению толщины срезаемого слоя к диаметру инструмента ($h_d = h/D$) (рис. 5.21, б).

Для оценки влияния относительной высоты уступа была создана модель (рис. 5.28, 5.29), которая позволяет исключить влияние других геометрических параметров. Радиус поверхности взаимодействия был назначен $R = 200$ мм, что соответствует диаметру инструмента $D = 400$ мм. Толщина срезаемого слоя определялась в долях от диаметра инструмента и изменялась в диапазоне от $0,125D$ до D с шагом в $0,125D$. Габариты и другие размеры модели были назначены кратно диаметру инструмента (рис. 5.28, таблица 5.6).

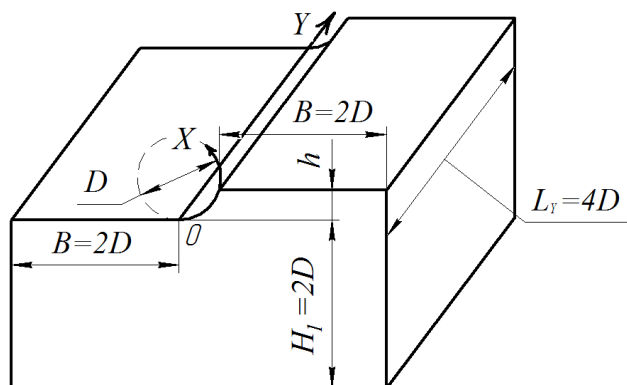


Рисунок 5.28 – Модель сквозного уступа

Таблица 5.6 – Размеры модели уступа

Геометрический параметр	Абсолютный (мм)		Относительный	
Длина	L_y	1600	$l_y = L_y / D$	4
Ширина площадок	B	800	$b = B / D$	2
Высота по нижней площадке	H_1	800	$h_1 = H_1 / D$	2
Высота уступа	h	50...400	$h_d = H / D$	0.125...1

К поверхности взаимодействия прикладывались радиальная (нормальная) и окружная (касательная) распределенные нагрузки. Интенсивность распределенных нагрузок зависела от координат точки приложения. Чтобы задать закон распределения интенсивности нагрузки ввели систему координат $0xy$, ось x направлена по дуге движения резца, ось y – по длине уступа (рис. 5.28, 5.30). В соответствии рекомендациям [134] интенсивность распределенных нагрузок назначалась пропорционально значениям глубины резания t по поверхности взаимодействия (рис. 5.30).

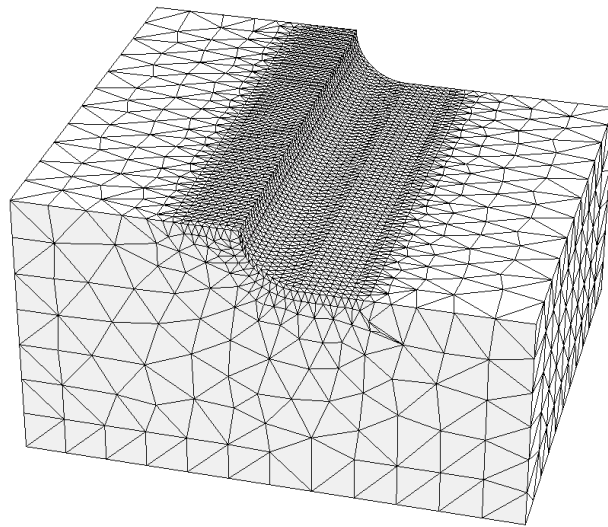
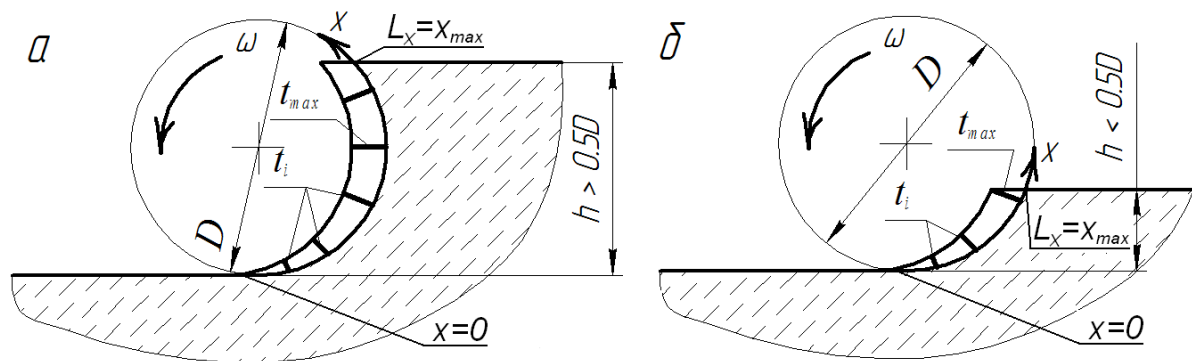


Рисунок 5.29 – Сетка разбиения модели на конечные элементы



Толщина срезаемого слоя а) больше, б) меньше радиуса инструмента

Рисунок 5.30 – Распределение глубины резания t по поверхности взаимодействия

При определении интенсивности нагрузок задались условием равенства максимальной интенсивности при любой высоте уступа:

$$q_n = \frac{t \cdot q_{n\max}}{t_{\max}} \quad \text{и} \quad q_t = \frac{t \cdot q_{t\max}}{t_{\max}}, \quad (5.17)$$

где t – текущая глубина резания, $t_{\max}$ – максимальная глубина резания (рис. 5.30), $q_{n\max} = 2.5$ МПа и $q_{t\max} = 0,6$ МПа максимальные интенсивности нагрузок в местах максимальной глубины резания. Глубина резания t задавалась унитарным многочленом второй степени приближенно:

$$t = ax^2 + bx + c, \quad (5.18)$$

где a , b , и c – константы, которые определялись аппроксимацией значений глубины резания t , полученных графическим построением для каждой высоты уступа (рис. 5.30), а круговая координата x выражалась в долях от максимальной длины дуги L_x (рис. 5.30) и изменяется в диапазоне $0 < x < 1$

$$x = \frac{X}{L_x} \quad (5.19)$$

$$L_x = 0.5D \arccos\left(\frac{D-2H}{D}\right)$$

Интегрируя выражения (5.17) по площади ПВ получили значения суммарных нагрузок F_N и F_T , приложенных к ПВ:

$$F_N = L_x L_y \int_0^1 q_n dx = L_x L_y q_{n\max} \int_0^1 t dx = L_x L_y q_{n\max} \left(\frac{ax^3}{3} + \frac{bx^2}{2} + cx \right) \Big|_0^1$$

$$F_N = L_x L_y q_{n\max} \left(\frac{a}{3} + \frac{b}{2} + c \right) \quad (5.20)$$

$$F_T = L_x L_y \int_0^1 q_t dx = L_x L_y q_{t\max} \left(\frac{a}{3} + \frac{b}{2} + c \right)$$

Площадь поверхности взаимодействия:

$$S_{ПВ} = L_x L_y \quad (5.21)$$

Подставив (5.21) в (5.20) получили:

$$F_N = S_{\text{вс}} q_{n\max} \left(\frac{a}{3} + \frac{b}{2} + c \right) \quad (5.22)$$

$$F_T = S_{\text{вс}} q_{t\max} \left(\frac{a}{3} + \frac{b}{2} + c \right)$$

Значения констант a , b , и c для каждой высоты уступа, а также значения площадей ПВ и результирующие нагрузки приведены в таблице 5.7. Площади

поверхностей взаимодействия $S_{ПВ}$ определяли измерением на модели уступа, константы a , b и c аппроксимированием.

Таблица 5.7 - Данные для задания условий нагружения моделей сквозного уступа

h (мм)	a (мм ⁻²)	b (мм ⁻¹)	c	$S_{ПВ}$ (мм ²)	F_N (Н)	F_T (Н)
50	-0,149	1,117	0,0343	231275	328443	73127
100	-0,321	1,298	0,0255	335103	497355	110735
150	-0,536	1,521	0,0206	421797	663917	147819
200	-0,824	1,813	0,0176	502655	853513	190032
250	-1,201	2,165	0,015	583513	1063313	236744
300	-1,679	2,549	0,0127	670206	1274784	283827
350	-2,324	2,999	0,0113	774035	1489438	331619
400	-3,878	3,878	0,0069	1005310	1716750	382230

При моделировании определялись:

- 1) значения главных напряжений σ_3 и σ_1 , значения касательных напряжений τ в середине ПВ и в областях внутренней и внешней кромок уступа;
- 2) глубина распространения напряжений.

На рисунке 5.31 показаны эпюры главных напряжений σ_3 в области ПВ, которые иллюстрируют, что с увеличением относительной высоты уступа напряжения смещаются в сторону растяжения, и увеличивается глубина распространения в массив растягивающих напряжений [107].

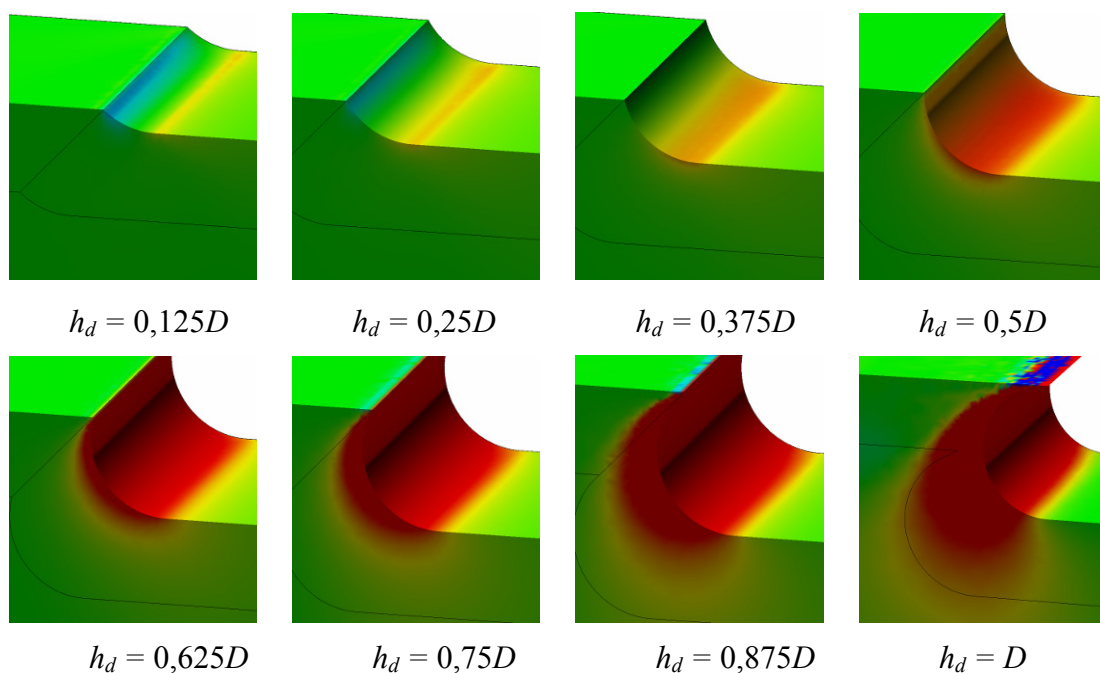


Рисунок 5.31 – Эпюры главных напряжений σ_3 в области ПВ при различных h_d

Значения главных и касательных напряжений, а также данные по глубине их проникновения приведены в таблице 5.8.

Таблица 5.8 - Параметры НДС на поверхности взаимодействия при различных значениях относительных высот

h_d	σ_3 (МПа)			Глубина* (мм)	σ_1 (МПа)			Глубина* (мм)	τ (МПа)			Глубина* (мм)
	Середина ПВ	Область внутренней кромки	Область наружной кромки		Середина ПВ	Область внутренней кромки	Область наружной кромки		Середина ПВ	Область внутренней кромки	Область наружной кромки	
0,125	0,6	-0,76	0,96	32	1,4	0,9	2,46	67	0,4	0,83	0,75	38
0,25	-0,8	-1	-0,06	41	1,2	0,7	2,79	84	0,85	0,85	1,37	90
0,375	-0,5	-1,31	-0,02	46	1,1	0,5	3,17	115	1,1	0,91	1,6	126
0,5	-1,3	-1,78	-0,3	50	1,0	0,4	3,9	179	1,25	1,03	2,3	141
0,625	-2,1	-1,9	-3,4	76	0,9	0,3	6,0	170	1,5	1,1	4,7	140
0,75	-2,6	-2,0	-6,1	112	0,8	0,25	8,2	158	1,7	1,13	7,15	125
0,875	-3	-2,1	-15	127	0,6	0,2	15,5	133	1,8	1,15	15,3	104
1	-3,5	-2,1	-200	320	0,4	0,16	300	54	1,95	1,13	250	20
* расстояние от поверхности, при котором модули напряжений в средней области уменьшаются в два раза												

По результатам таблицы 5.8 построены графики зависимостей напряжений от относительной высоты уступа (рис. 5.32, 5.33, 5.34).

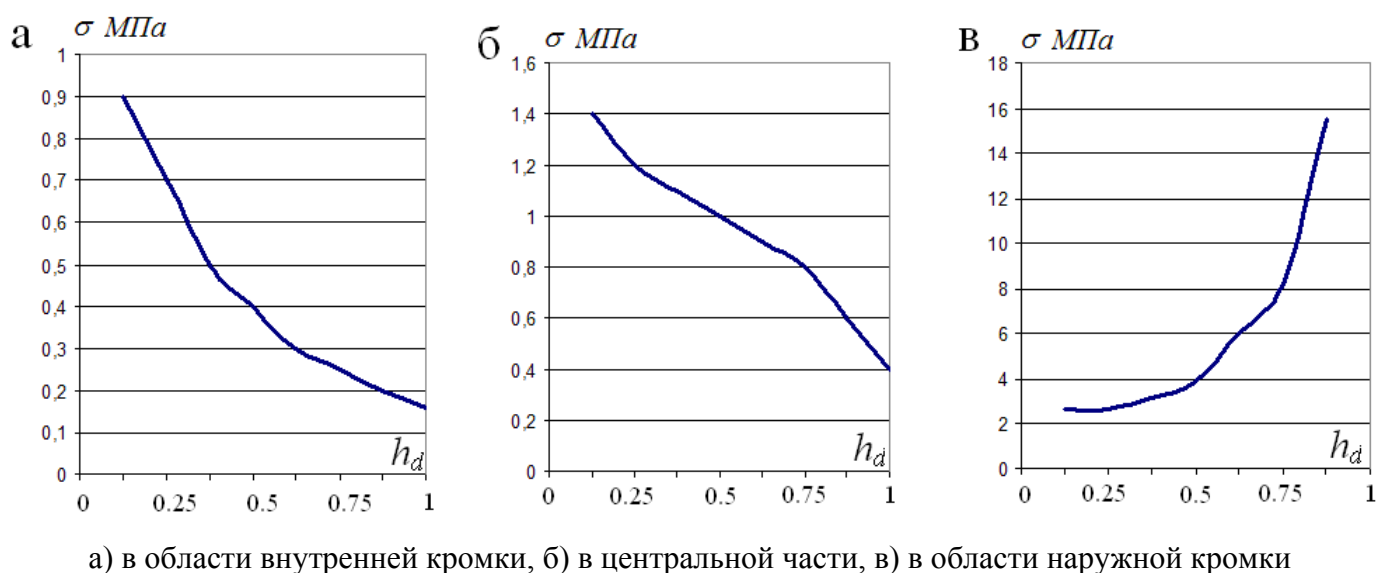
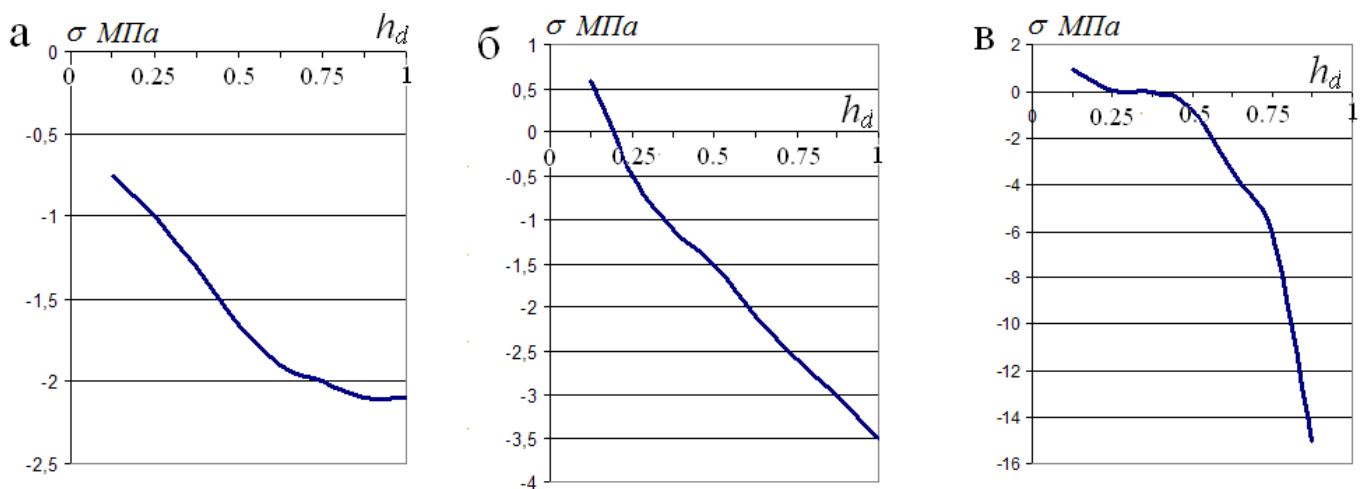


Рисунок 5.32 – Зависимость главных напряжений σ_1 (МПа) от относительной высоты уступа

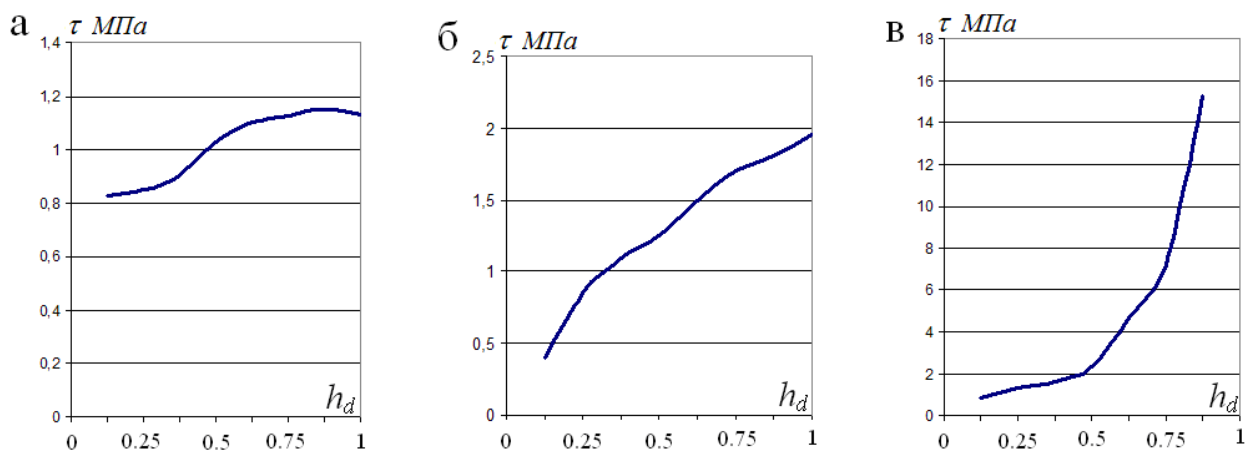
Из графиков на рисунке 5.32 видно, что напряжения σ_1 на всей ПВ и при любых значениях относительной высоты уступа имеют положительные значения, т. е. являются сжимающими. В области внутренней кромки и в центральной области ПВ имеют значения одного порядка и с увеличением относительной высоты уступа уменьшаются (смещаются в сторону растяжения). В области наружной кромки значения напряжений значительно выше и с увеличением относительной высоты уступа резко увеличиваются.



а) в области внутренней кромки, б) в центральной части, в) в области наружной кромки

Рисунок 5.33 – Зависимость главных напряжений σ_3 (МПа) от относительной высоты уступа

Из графиков на рисунке 5.33 видно, что с увеличением относительной высоты уступа напряжения σ_3 на всей ПВ смещаются в сторону растяжения. В области внутренней кромки значения напряжений при любых значениях относительной высоты уступа имеют отрицательные значения, т. е. являются растягивающими. В области наружной кромки и в центральной области ПВ при относительной высоте уступа $h_d < 0,25$ имеют положительные значения, т. е. в этих областях при малых относительных высотах уступа имеет место трехосное сжатие. В области наружной кромки модули напряжений значительно выше и с увеличением относительной высоты уступа резко увеличиваются, что можно объяснить усилением влияния концентратора напряжений. При значениях $h_d > 0,6$ значения напряжений в области наружной кромки превышают предел прочности на одноосное растяжение.



а) в области внутренней кромки, б) в центральной части, в) в области наружной кромки

Рисунок 5.34 – Зависимость касательных напряжений τ (МПа) от относительной высоты уступа

Из графиков на рисунке 5.34 видно, что с увеличением относительной высоты уступа значения касательных напряжений σ_3 растут на всей ПВ. В области наружной кромки значения касательных напряжений значительно выше, чем в других областях уступа, и с увеличением относительной высоты уступа резко увеличиваются. При значениях $h_d > 0,8$ значения напряжений в области наружной кромки превышают предел прочности на чистый срез.

По результатам моделирования можно сделать выводы, что с увеличением относительной высоты уступа:

- значения главных напряжений смещаются в сторону растяжения;
- значения касательных напряжений увеличиваются на всей ПВ;
- появляются тенденции к снижению удельной энергоемкости процесса разрушения породы;
- при значениях $h_d > 0,6$ значения напряжений в области наружной кромки превышают предел прочности, что может привести к неконтролируемому сколу породы.

5.2.2.3 Влияние геометрических пропорций уступа на НДС породы забоя

Если направление внутренней кромки уступа совпадает с радиусом выработки, то на цилиндрической развертке поверхности забоя (рис. 5.35) уступ вписывается в прямоугольный треугольник ABC. Катет треугольника $BC = h$ является

толщиной срезаемого слоя, а катет $AC = l$ – расстояние между уступами по формируемой поверхности.

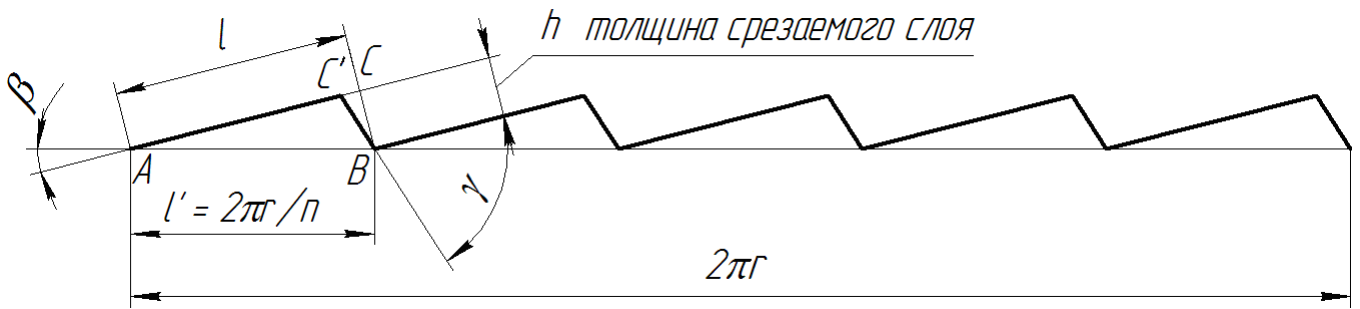


Рисунок 5.35 – Развертка цилиндрического сечения забоя с радиальными уступами

Введем безразмерный критерий пропорциональности относительное расстояние между уступами, численно равный отношению катетов AC/BC :

$$l_h = \frac{l}{h} = \operatorname{ctg} \beta = \frac{2\pi r}{h_b}, \quad (5.23)$$

где h_b - перемещение геолога на забой, или шаг винтовой линии забоя, r - расстояние от оси выработки до сечения.

Из выражения (5.23) видно, что геометрические пропорции уступа определяются шагом движителя и расстоянием от оси выработки и не зависят от количества уступов. Введем безразмерный критерий, численно равный отношению $\rho = r / h_b$, тогда выражения (5.23) примет вид:

$$l_h = 2\pi\rho \quad (5.24)$$

Чтобы оценить зависимость НДС породы забоя от пропорций уступа была создана модель участка забоя с прямоугольными уступами (рис. 5.36, 5.37, 5.38), и изменяемым критерием пропорциональности l_h , значение критерия l_h изменялось от 1/40 до 4. Модель была выполнена в виде каскада линейно расположенных уступов, что позволило избежать влияния других геометрических параметров поверхности взаимодействия.

Модель разбивалась на конечные элементы размером $\Delta = h/2$, равным половине толщины срезаемого слоя, поверхности исследуемого уступа разбивались на элементы размером $\Delta = h/10$ (рис. 5.44).

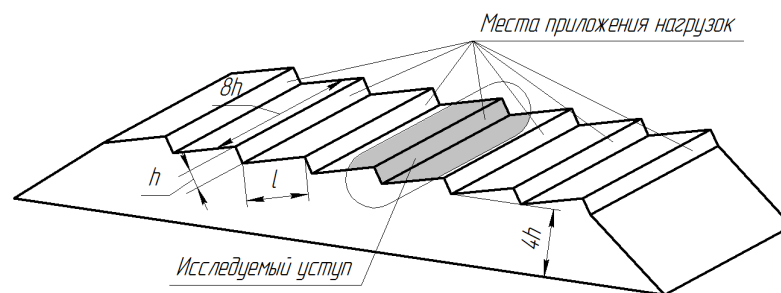


Рисунок 5.36 – Модель развертки участка забоя

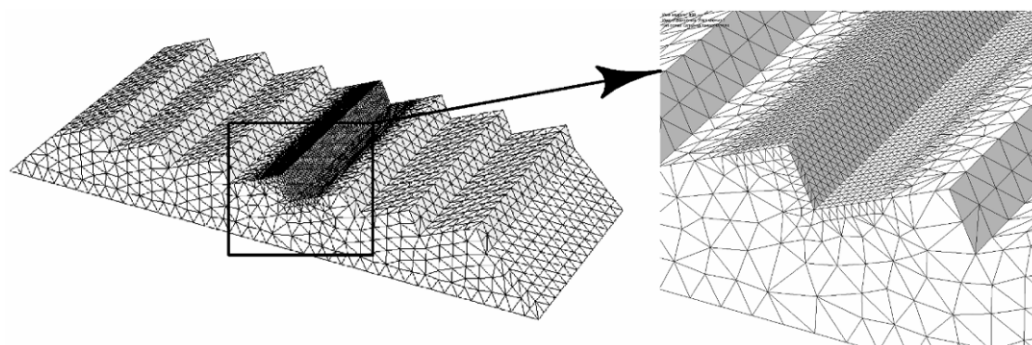


Рисунок 5.37 – Схема разбиения модели на конечные элементы

Ко всем поверхностям взаимодействия инструмента с породой прикладывались равномерно распределенные нагрузки, нормальная интенсивностью 2,5 МПа и касательная интенсивностью 0,6 МПа (рис. 5.38).

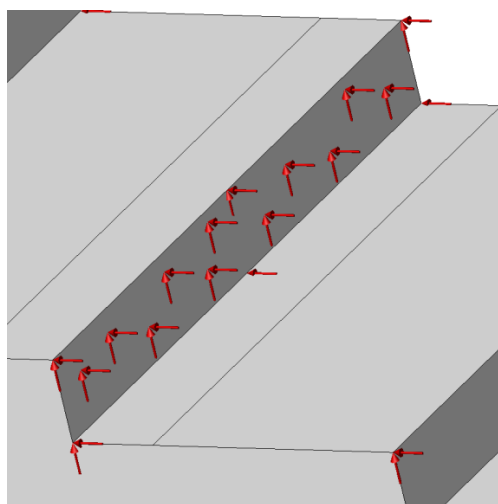


Рисунок 5.38 – Схема приложения нагрузки к модели

При моделирования определялись главные напряжения σ_3 в областях внутренней и наружной кромок уступа и в середине ПВ.

На рисунке 5.39 показаны эпюры главных напряжений σ_3 в области ПВ, которые иллюстрируют, что с увеличением относительного расстояния между уступами

напряжения смещаются в сторону растяжения, и увеличивается глубина распространения в массив растягивающих напряжений.

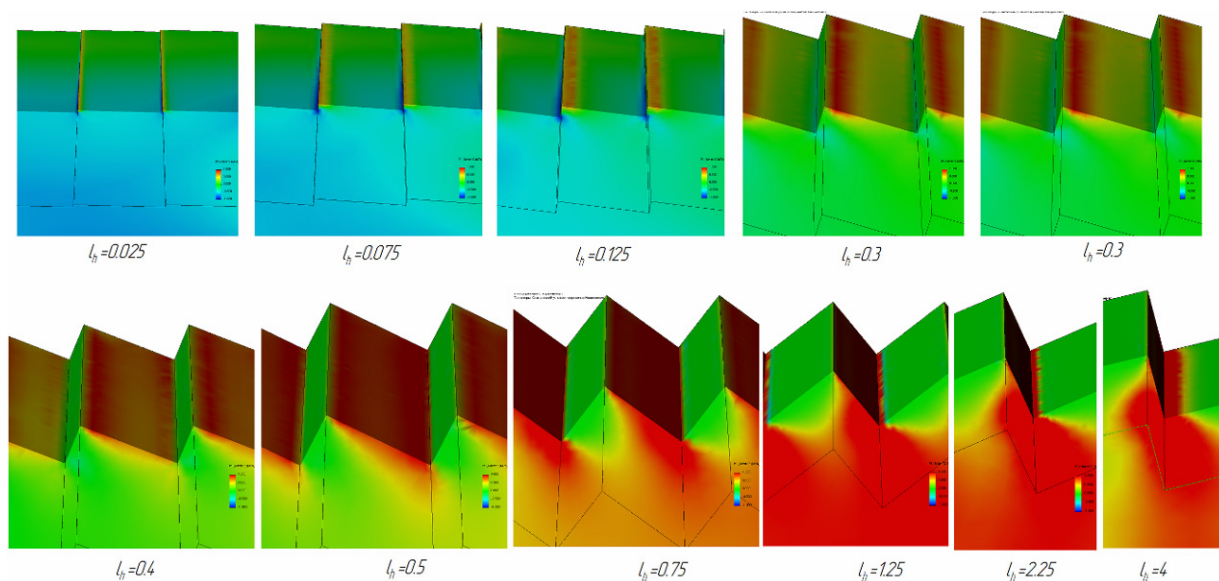


Рисунок 5.39 – Эпюры главных напряжений σ_3

На рисунке 5.40 показаны поперечные срезы уступа и расположение областей трехосного растяжения породы. Из рисунка видно, что области трехосного растяжения появляются в области внутренней кромки при значениях $l_h > 1,3$ и с увеличением l_h растут.

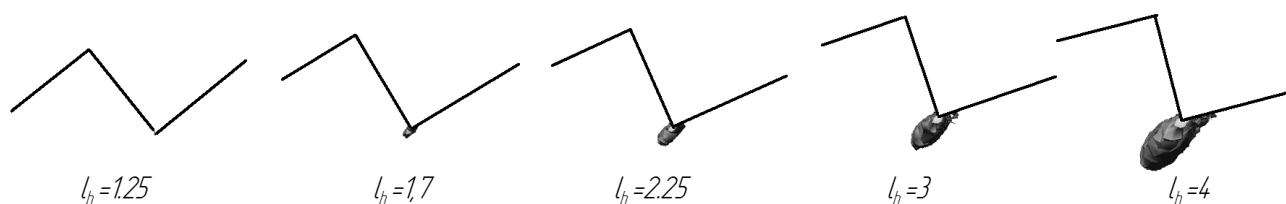


Рисунок 5.40 – Области трехосного растяжения.

На рисунке 5.41 показаны поперечные срезы уступа и расположение областей трехосного сжатия породы. Из рисунка видно, что при $l_h < 0,1$ области трехосного сжатия занимают всю поверхность взаимодействия, с увеличением относительного расстояния $l_h > 0,1$ отступают от наружной кромки. При $l_h = 0,175$ распространяются примерно половину ПВ со стороны внутренней кромки, с ростом l_h отступают к внутренней кромке. При значениях $l_h > 0,4$ области трехосного сжатия полностью

уходят за пределы ПВ и с увеличением l_h продолжают уменьшаться уже за пределами поверхности взаимодействия.

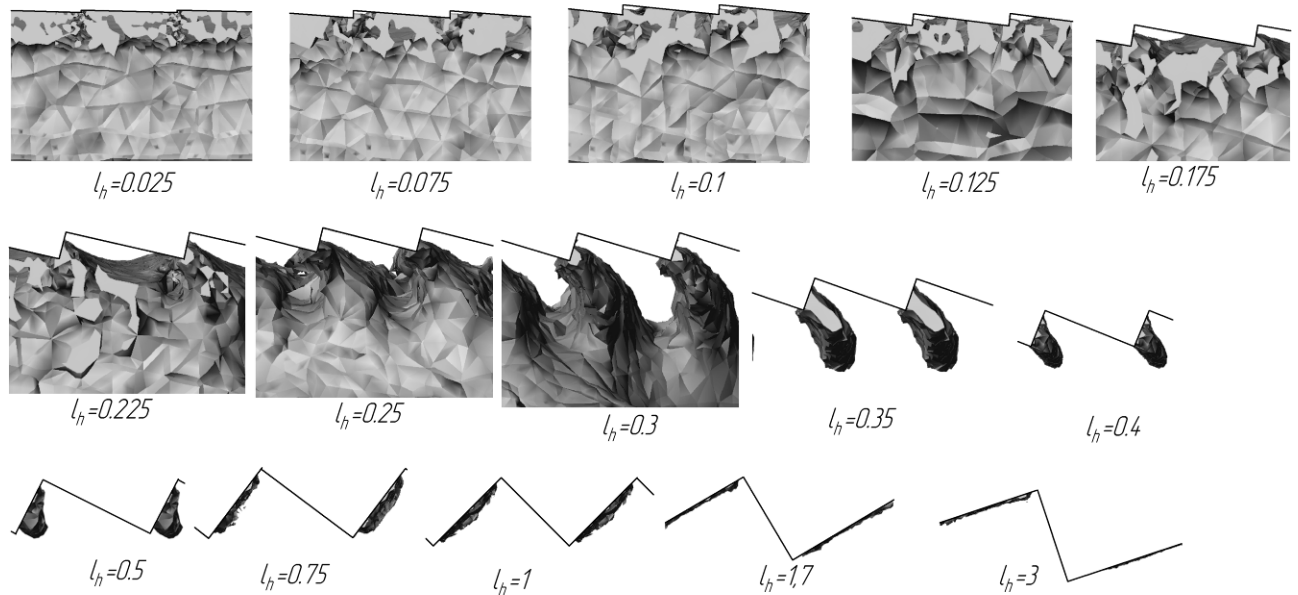


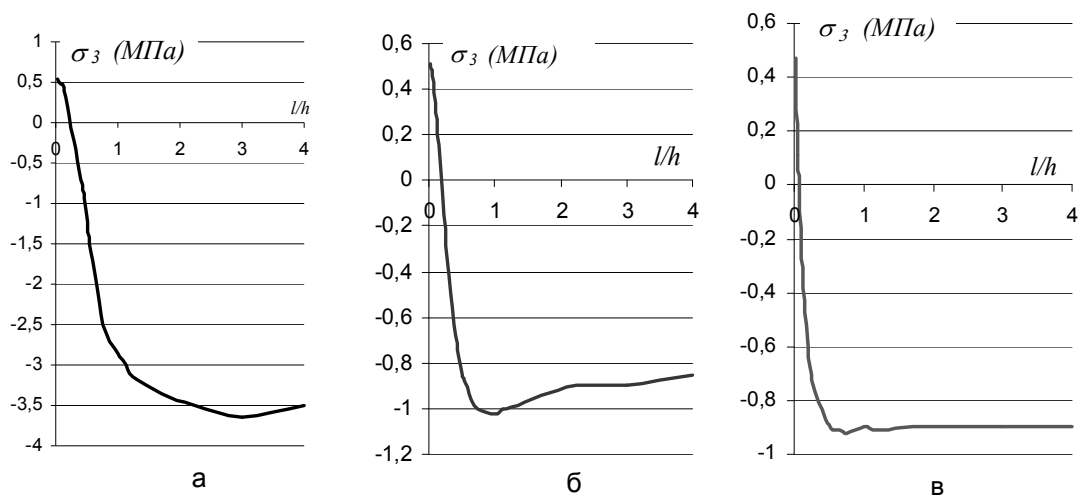
Рисунок 5.41 – Области трехосного сжатия.

Численные значения главных напряжений, полученные по результатам моделирования, приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Значения главных напряжений σ_3 (МПа) на ПВ при различных значениях относительного расстояния между уступами

Относительное расстояние l_h	гл. напряжения σ_3			Относительное расстояние l_h	гл. напряжения σ_3			Относительное расстояние l_h	гл. напряжения σ_3		
	В области внутренней кромки	В средней части	В области наружной Кромки		В области внутренней кромки	В средней части	В области наружной Кромки		В области внутренней кромки	В средней части	В области наружной кромки
0,025	0,54	0,51	0,47	0,3	-0,22	-0,42	-0,77	1	-2,85	-1,02	-0,9
0,05	0,51	0,48	0,11	0,4	-0,71	-0,68	-0,83	1,125	-3,01	-1	-0,91
0,075	0,48	0,43	0,01	0,45	-0,94	-0,78	-0,87	1,25	-3,15	-0,99	-0,91
0,1	0,47	0,34	-0,21	0,5	-1,22	-0,85	-0,89	1,7	-3,35	-0,94	-0,9
0,125	0,44	0,24	-0,34	0,55	-1,5	-0,89	-0,91	2,25	-3,51	-0,9	-0,9
0,175	0,32	0,06	-0,52	0,65	-1,95	-0,97	-0,91	3	-3,64	-0,9	-0,9
0,225	0,08	-0,15	-0,67	0,75	-2,5	-1	-0,92	4	-3,5	-0,85	-0,9

По результатам таблицы 5.9 построены графики зависимостей напряжений от относительного расстояния между уступами (рис. 5.42).



а) области внутренней кромки, б) средняя часть ПВ, в) в области наружной кромки

Рисунок 5.42 – Графики зависимостей главных напряжений σ_3 от относительного расстояния между уступами

Из графиков на рисунке 5.42 видно, что при значениях $l_h > 1,25$ влияние относительного расстояния между уступами на напряжения носит неявный характер и проявляется только в области внутренней кромки. С уменьшением относительного расстояния в диапазоне $0,025 < l_h < 1$ напряжения σ_3 на всей ПВ смещаются в сторону сжатия. При малых значениях относительного расстояния ($l_h < 0,25$) напряжения σ_3 имеют положительные значения, т.е. при малых относительных расстояниях преобладает трехосное сжатие на всей ПВ.

Из выражений (5.23) и (5.24) ясно, что относительное расстояние между уступами l_h прямо пропорционально радиальной координате и обратно пропорционально шагу внешнего движителя геохода. Поэтому зависимость напряжений от относительного расстояния также отражает зависимость напряжений от радиальной координаты, выраженной в долях от шага движителя $\rho = r / h_v$.

Это подтверждается эпюрами напряжений в забое цилиндрической выработки с уступами (рис. 5.43). Зависимость напряжений от радиальной координаты и шага движителя позволила выявить характерные концентрические зоны на поверхности забоя (рис. 5.43).

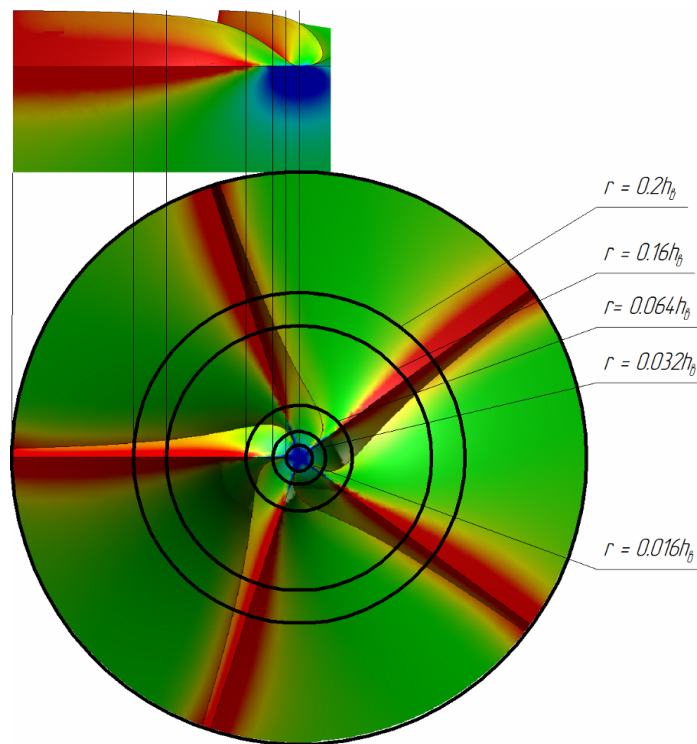


Рисунок 5.43 – Характерные концентрические хоны на фронтальном виде забоя

В результате моделирования выявлено:

- влияние относительного расстояния начинает проявляться в области внутренней кромки уступа при значениях $l_h < 1.3$, что соответствует расстоянию до оси выработки, равному 1/5 шага внешнего движителя – $r < 0.2h_b$, с уменьшением l_h его влияние на НДС проявляется сильнее и при $l_h < 1$ ($r < 0.16h_b$) проявляется на всей ПВ;
- на расстоянии от оси выработки $r > 0.2h_b$ в области внутренней кромки уступа появляются области трехосного растяжения;
- при уменьшении относительного расстояния в диапазоне $0 < l_h < 1.3$ ($0 < r < 0.2h_b$) напряжения на всей ПВ смещаются в сторону сжатия;
- при значениях $l_h < 0.4$ ($r < 0.064h_b$) области трехосного сжатия начинают распространяться на ПВ со стороны внутренней кромки уступа;
- при значениях $l_h < 0.2$ ($r < 0.032h_b$) области трехосного сжатия занимают более половины ПВ;
- при значениях $l_h < 0.1$ ($r < 0.016h_b$) области трехосного сжатия распространяются на всю ПВ;

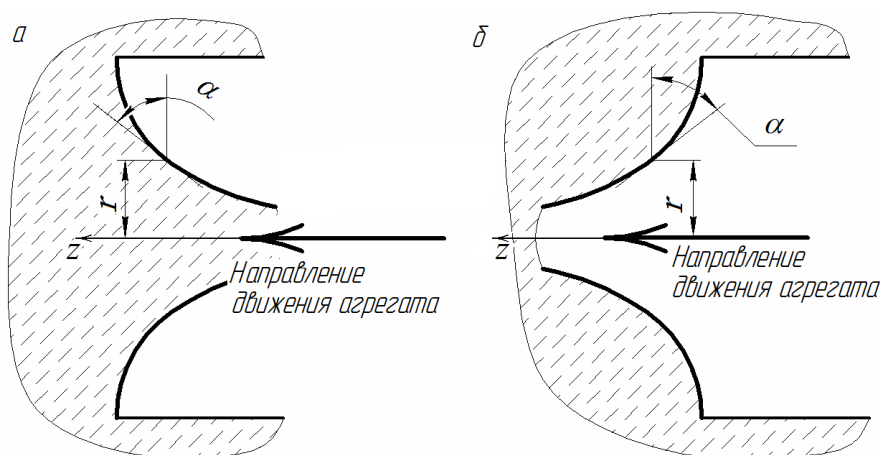
Выводы по результатам моделирования:

- 1) напряжения в точке ПВ зависят от отношения радиальной координаты точки к шагу винтовой линии движителя $\rho = r / h_b$;
- 2) влияние $\rho = r / h_b$ на напряжения на ПВ сильнее проявляется в центральной области забоя, а в периферийных областях носит неявный характер;
- 3) с уменьшением $\rho = r / h_b$ значения напряжений в области ПВ смещаются в направлении сжатия;
- 4) в центральной части забоя утрачиваются преимущества обработки забоя с уступом;
- 5) необходимо применять различные способы разрушения в центральной периферийных областях забоя.

5.3 Обоснование формы образующей забоя

5.3.1 Понятие образующей забоя

Забой с уступом выработки геолога является винтовой поверхностью, которая формируется в результате вращательно-поступательного движения внутренней кромки уступа (рис. 5.16, 5.19, 5.21). Таким образом, внутренняя кромка уступа является образующей забоя. Любую точку образующей можно описать расстоянием r от оси выработки и углом α наклона к фронтальной плоскости забоя (рис. 5.44).



а) наружное, б) внутреннее положение образующей относительно поверхности забоя

Рисунок 5.44 – Форма номинальной (теоретической) образующей забоя

5.3.2 Влияние угла наклона образующей на НДС в породе забоя

Расположим режущий инструмент исполнительного органа в произвольном положении относительно оси выработки (рис. 5.45), тогда этот инструмент будет разрушать участок на груди забоя в виде кольца ширина которого будет равна:

$$B = D \cdot \cos \alpha \quad (5.25)$$

где D диаметр или другой характерный размер инструмента (диаметр коронки, длина тарабана и т. п.), а α – угол наклона касательной к образующей забоя.

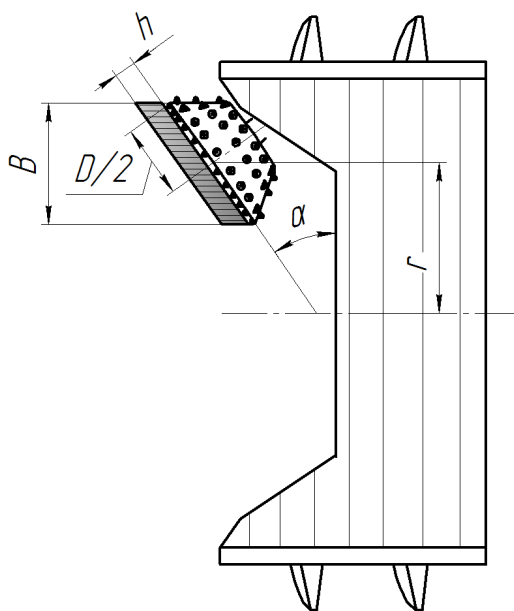


Рисунок 5.45 – Схема формирования срезаемого слоя

Принимаем средний радиус разрушаемого кольца r , тогда наружный и внутренний радиусы будут равны:

$$r_{\text{н}} = r + 0.5D \cdot \cos \alpha \quad \text{и} \quad r_{\text{в}} = r - 0.5D \cdot \cos \alpha, \quad (5.26)$$

а площадь кольца:

$$S = 2\pi r \cdot D \cdot \cos \alpha \quad (5.27)$$

Тогда объем породы, разрушаемой одним инструментом за один оборот исполнительного модуля, составит:

$$V = \frac{S \cdot h_{\text{с}}}{n} = \frac{2\pi r \cdot D \cdot h_{\text{с}} \cos \alpha}{n} \quad (5.28)$$

где $h_{\text{с}}$ – осевая подача геолода на забой за один оборот исполнительного модуля, а n – количество уступов на разрушаемом кольце.

Длина пути пройденная инструментом за один оборот исполнительного модуля:

$$L = \sqrt{(2\pi r)^2 + h_g^2} \quad (5.29)$$

Поделив объём (5.28) на длину пути (5.29) и диаметр инструмента D , получим толщину срезаемого слоя:

$$h = \frac{2\pi r \cdot h_g \cos \alpha}{n \sqrt{(2\pi r)^2 + h_g^2}} \quad (5.30)$$

Угол подъема винтовой линии забоя определяется отношением длины пути инструмента к длине средней окружности кольца:

$$\cos \beta = \frac{2\pi r}{\sqrt{(2\pi r)^2 + h_g^2}} \quad (5.31)$$

Подставив (5.31) в (5.30) получим толщину срезаемого слоя:

$$h = \frac{h_g}{n} \cos \beta \cos \alpha . \quad (5.32)$$

Расстояние между уступами l определим из треугольника ABC (рис. 5.35):

$$l = \sqrt{\left(\frac{2\pi r}{n}\right)^2 - h^2} \quad (5.33)$$

Поделив (5.33) на (5.30) получаем относительное расстояние ($l_h = l/h$) между уступами:

$$l_h = \sqrt{\frac{h_g^2 + (2\pi r)^2}{h_g^2 \cos^2 \alpha} - 1} \quad (5.34)$$

В предыдущем параграфе (графики рис. 5.42 и концентрические области рис. 5.43) доказано, что существуют характерные значения l_h . Задавшись критическим значением относительного расстояния $l_{hкр}$, получим условие:

$$l_h \geq l_{hкр} , \quad (5.35)$$

при выполнении которого сохраняются преимущества забоя с уступом.

Подставив (5.34) в (5.35), тогда условие (5.35) примет вид:

$$l_h = \sqrt{\frac{h_g^2 + (2\pi r)^2}{h_g^2 \cos^2 \alpha} - 1} \geq l_{hкр} \quad (5.36)$$

Выразим из (5.36) угол α наклона образующей. Тогда условие проявления преимуществ уступа примет вид:

$$\cos^2 \alpha \leq \frac{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r)^2}{h_{\epsilon}^2 (l_{\text{нкр}}^2 + 1)} . \quad (5.37)$$

Учитывая, что $\operatorname{tg} \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} / \cos \alpha$, выразим $\operatorname{tg} \alpha$ из (5.37) запишем в виде:

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \sqrt{\frac{h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r)^2}{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r)^2}} \quad (5.38)$$

Тангенс угла наклона кривой – есть дифференциал её функции $\operatorname{tg} \alpha = dz/dr$.

Тогда уравнение образующей забоя можно записать в дифференциальном виде:

$$\frac{dz}{dr} = \sqrt{\frac{h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r)^2}{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r)^2}} \quad \text{или} \quad dz = \sqrt{\frac{h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r)^2}{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r)^2}} dr \quad (5.39)$$

Область определения уравнения (5.39) ограничена условием $h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r)^2 \geq 0$, или $0 \leq r \leq r_{\text{кр}}$, где $r_{\text{кр}} = h_{\epsilon} l_{\text{нкр}} / (2\pi)$ – критическое расстояние от оси выработки, за которым условие (5.36) выполняется при любом угле наклона образующей.

Осевое положение любой точки образующей, расположенной на некотором расстоянии от оси выработки, определится эллиптическим интегралом [155–157]:

$$z = \int_{r_{\text{кр}}}^r \sqrt{\frac{h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r)^2}{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r)^2}} dr , \quad (5.40)$$

замена которого на сумму:

$$z = \sum_{i=1}^m \sqrt{\frac{h_{\epsilon}^2 l_{\text{нкр}}^2 - (2\pi r_i)^2}{h_{\epsilon}^2 + (2\pi r_i)^2}} \Delta r \quad (5.41)$$

позволила построить линию рациональной образующей забоя (рис. 5.46).

Выводы:

- выбор угла наклона образующей забоя позволяет управлять относительным расстоянием между уступами, а через него влиять на НДС породы забоя;
- выбор формы образующей забоя позволяет обеспечить преимущества забоя с уступом в центральной области забоя;

- влияние формы образующей забоя на напряжения в породе сильнее проявляется в центральной зоне забоя;
- выбор формы образующей забоя позволяет управлять размерами характерных концентрических зон на груди забоя.



Рисунок 5.46 – Рациональная форма образующей забоя в диапазоне $0 \leq r \leq r_{кр}$ при критическом значении относительного расстояния $l_{кр} = 1.25$

5.3.3 Выбор направления кривизны образующей забоя

Образующая, полученная из выражений (5.40) и (5.41), может располагаться как снаружи, так и внутри поверхности забоя (рис. 5.44). Это ставит задачу выбора внутреннего или наружного расположения образующей.

Чтобы оценить зависимость НДС породы от направления кривизны забоя, были созданы модели участков забоя (рис. 5.47). Модели имитировали процесс формирования выпуклой (рис. 5.47, а) и вогнутой (рис. 5.47, б) поверхностей.

Относительная высота уступа в обоих моделях назначалась равной половине ($h_d = 0.5D$), а радиус кривизны формируемой поверхности – равный двум ($R = 2D$) диаметрам инструмента ($D = 400$ мм). Способ нагружения моделей и величины нагрузок определялись так же, как при оценке относительной высоты уступа (параграф 5.2.2.2). Параметры ПВ и значения нагрузок приведены в таблице 5.10.

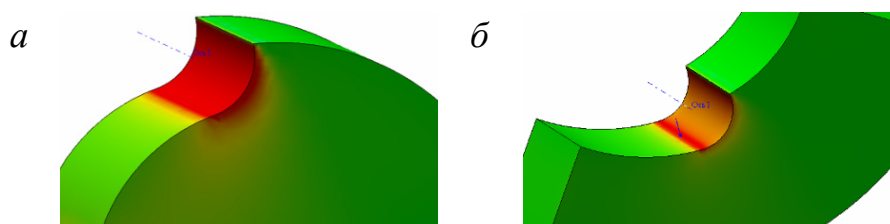
Таблица 5.10 – Значения нагрузок, прилагаемых к моделям

Вид поверхность (положение образующей)	Площадь ПВ S (мм ²)	Косательная сила F_t (Н)	Нормальная сила F_n (Н)
Выпуклая (наружное)	346912	202873	811490
Вогнутая (внутреннее)	407070	238053	952210

При моделировании определялись:

- 1) значения главных напряжений σ_3 и σ_1 , значения касательных напряжений τ в середине ПВ и в областях внутренней и внешней кромок уступа;
- 2) глубина распространения напряжений.

На рисунке 5.47 показан общий вид моделей и эпюры главных напряжений σ_3 в области ПВ, которые иллюстрируют, что при формировании выпуклой поверхности напряжения смещены в сторону растяжения, а глубина проникновения растягивающих напряжений больше, чем при формировании вогнутой поверхности.



а) наружное, б) внутреннее положение образующей относительно поверхности забоя

Рисунок 5.47 – Общий вид моделей и эпюры главных напряжений σ_3

Численные результаты моделирования приведены в таблице 5.13.

Таблица 5.13 – Значения главных и касательных напряжений

Место определения напряжений	σ_3 (МПа)		σ_1 (МПа)		τ (МПа)	
	Н	В	Н	В	Н	В
Середина ПВ	4,9	2,8	1,6	1,8	7,4	5
Область внутренней кромки	6,1	5	1,8	0,9	6,4	5,6
Область наружной кромки	0,1	1	3,9	3,3	3,5	3,3
Глубина проникновения (мм)	95	85	55	110	80	80
Н - наружное, В – внутреннее положение образующей забоя						

Выводя по результатам моделирования:

- 1) при формировании выпуклой поверхности напряжения в породе смещены в сторону сжатия по отношению к напряжениям, получаемым при формировании вогнутой поверхности;

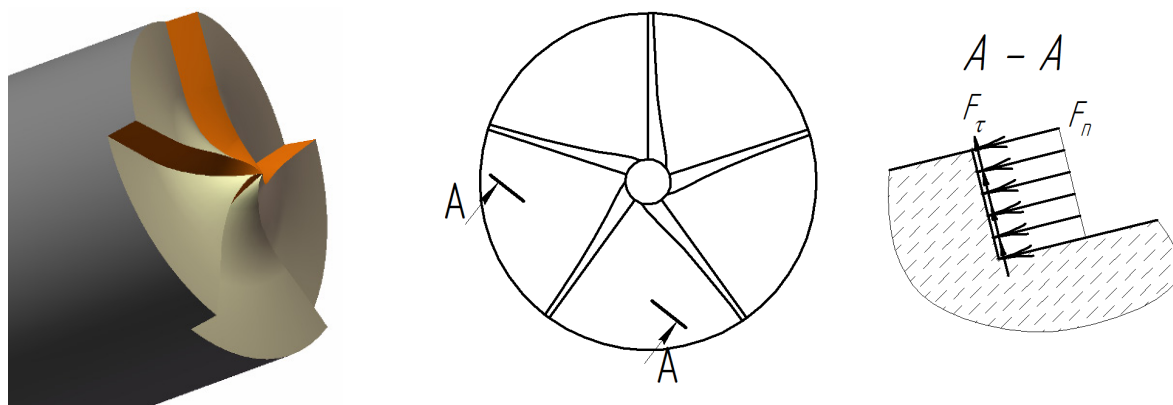
2) формирование выпуклой поверхности является предпочтительным по отношению к формированию вогнутой поверхности;

3) целесообразным является направление кривизны образующей забоя в сторону выработки (рис. 5.44, а).

5.4 Рациональная форма поверхности забоя

Чтобы оценить эффект от применения рациональной формы образующей забоя была создана модель (рис. 5.48) процесса взаимодействия исполнительного органа с породой при формировании забоя с образующей, полученной по (5.41) и расположенной снаружи относительно породы забоя (рис. 5.44 а).

Нагружение модели производилось аналогично нагружению модели с уступом, описанному в параграфе 5.2.1 (рис. 5.16). К модели прикладывались распределенные нагрузки (рис. 5.48, б): нормальная $q_n = 2,5$ МПа и касательная $q_t = 0,6$ МПа.



а) общий вид модели, б) схема приложения нагрузок

Рисунок 5.48 – Схема модели взаимодействия ИО геохода с породой забоя с рациональной формой образующей

На рисунке 5.49 показаны эпюры главных напряжений σ_3 на поверхности и в диаметральной сечении забоя, полученные в результате моделирования. Из эпюр видно, что в центральной области забоя в результате применения рациональной формы образующей исчезли области трехосного сжатия, которые имели место в забое с радиальной образующей (рис. 5.43), и появились области с растягивающими напряжениями.

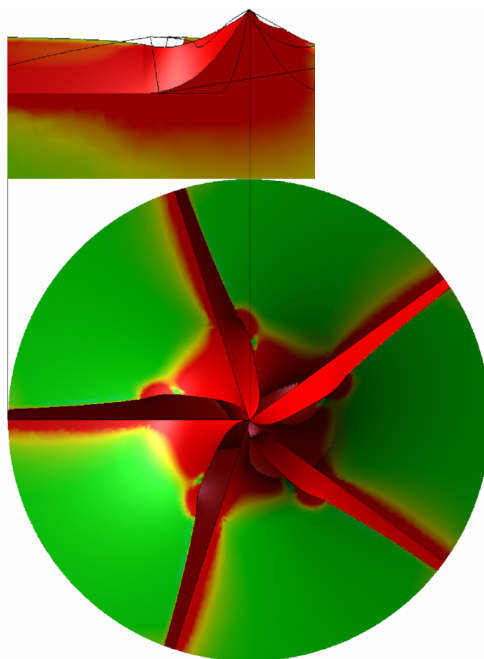


Рисунок 5.61 – Эпюры главных напряжений σ_3 в породе забоя с рациональной формой образующей

Выводы:

- 1) результаты моделирования процесса формирования забоя рациональной формы подтверждают выводы, сформулированные в параграфах 5.3.2 и 5.3.3;
- 2) применение рациональной формы образующей приводит к смещению напряжений в центральной области забоя в сторону растяжения;
- 3) формирование и разрушение уступа в забое с рациональной формой образующей создает предпосылки к снижению удельной энергоёмкости процесса разрушения породы.

5.5 Выводы

1. В качестве критерия оценки компоновочных и конструктивных решений исполнительных органов должны использоваться полученные в результате математического моделирования значения фоновых напряжений создаваемых суммарным воздействием ИО на породу забоя:

– смещение фоновых напряжений в сторону растяжения создает предпосылки к снижению удельной энергоёмкости процесса разрушения породы и снижению требований к мощности привода ИО;

– при моделировании процесса взаимодействия ИО с породой применение распределенных нагрузок, эквивалентных суммарному действию от отдельных резцов, обеспечивает достоверность определения значений фоновых напряжений.

2. Наличие уступа в забое геолога приводит к смещению главных напряжений в породе в сторону растяжения σ_3 на 1,5...5,2 МПа, σ_1 на 0,5...0,7 МПа. Это создает предпосылки к снижению удельной энергоемкости процесса разрушения породы. Поэтому формирование забоя с уступом является предпочтительным по сравнению с плоским забоем.

Влияние уступа на напряжения в породе определяется формой уступа и его расположением относительно других уступов и элементов выработки.

В число основных параметров, определяющих форму забоя, входят: угол (γ) наклона ПВ к фронтальной плоскости забоя; отношение высоты уступа к размеру цилиндрического инструмента (h/D). В число основных параметров, определяющих расположение уступов, входят: отношение расстояния между уступами к высоте уступа (l/h); угол (α) наклона внутренней кромки к оси выработки.

При $\gamma < 70^\circ$ главные напряжения σ_3 на большей части поверхности взаимодействия имеют положительные значения, что говорит о преобладании трехосного сжатия. С увеличением γ напряжения смещаются в сторону растяжения. При углах $\gamma \geq 80^\circ$ напряжения σ_3 принимают отрицательные значения на всей ПВ, что полностью исключает возможность появления областей трехосного сжатия. Увеличение угла γ от 10° до 120° приводит к смещению σ_3 на 4...6 МПа в сторону растяжения, что создает предпосылки к снижению удельной энергоемкости процесса разрушения породы.

При отношении $h/D < 0.25$ на большей части ПВ σ_3 положительные, что говорит о преобладании трехосного сжатия. При $h/D > 0.5$ с ПВ полностью исчезают области трехосного сжатия. С ростом отношения h/D от 0,125 до 0,6 значения главных напряжений σ_3 смещаются на 2...5 МПа в сторону растяжения, при $h > 0.6D$ возможен неконтролируемый скол в области наружной кромки уступа из-за превышения фоновыми напряжениями предел прочности породы на одноосное растяжение.

В диапазоне $0 < l/h < 1,25$ увеличение отношения l/h приводит к смещению главных напряжений в сторону растяжения, при $l/h > 1,25$ расстояние между уступами не оказывает явного влияния на главные напряжения.

3. При формировании и разрушении уступа с радиально направленной внутренней кромкой на поверхности забоя имеют место характерные концентрические зоны, радиус которых r пропорционален шагу движителя h_B :

- $0 < r < 0.016h_B$ – вся ПВ в области трехосного сжатия, преимущества забоя с уступом полностью утрачиваются, необходимо применять приемы разрушения, отличные от приемов, применяемых в периферийной области;

- $0.016h_B < r < 0.032h_B$ – на ПВ преобладают области трехосного сжатия, преимущества забоя с уступом проявляются слабо;

- $0.032h_B < r < 0.064h_B$ – трехосное сжатие на меньшей части ПВ;

- $0 < r < 0.2h_B$ – с увеличением радиальной координаты значения главных напряжений в породе смещаются в сторону растяжения;

- $r < 0.2h_B$ – влияние радиальной координаты на значения главных напряжений в породе носит неявный характер;

4. Изменение угла наклона образующей забоя позволяет управлять отношением l/h . Применение рациональной формы образующей обеспечивает управляемое смещение главных напряжений в центральной области забоя.

Формирование забоя, выступающего внутрь выработки, является предпочтительным.

6 ТРАНСМИССИЯ ГЕОХОДА С ГИДРОПРИВОДОМ

6.1 Схемные решения трансмиссии геوخода с гидроприводом

6.1.1 Возможные варианты схемных решений трансмиссии геوخода

Существующие конструктивные решения трансмиссий, применяющихся в горной технике не позволяют их применить непосредственно в трансмиссии геوخода [19–21]. Отчасти это связано с особенностями компоновочных схем и функциональными особенностями горных машин, совершенно не похожими на геоходы по этим признакам. С другой стороны к геоходам и их трансмиссии предъявляются требования ранее не предъявлявшиеся к традиционным горным машинам [53–58], такие, например, как обеспечение очень низкой скорости вращения при передаче значительных вращающих моментов, обеспечение свободного пространства внутри геохода и отсюда вытекающая периферийная компоновка трансмиссии. Таким образом, геоходы требуют создания уникальных схемных решений трансмиссии удовлетворяющих ранее сформированным требованиям.

Двухсекционные варианты геохода, такие как ЭЛАНГ-4 имеют головную секцию совершающую вращение относительно стабилизирующей. Реализация такого движения возможна с использованием трансмиссий, схемные решения которых могут развиваться в двух основных направлениях (рисунок 6.1) – с использованием редукторов с вращательным движением и традиционными передачами (зубчатыми, червячными, цевочными и др.), где в качестве двигателей используются электродвигатели, гидромоторы, пневмодвигатели. Второе направление – использование гидродвигателей поступательного движения – гидроцилиндров, с последующим преобразованием во вращательное с помощью специальных механизмов (зубчатопреечных, кривошипно-шатунных, винтовых, например).

Наибольшее распространение в трансмиссиях горных машин получили передачи с вращательным движением звеньев [1, 19–21]. Это в основном зубчатые, реже червячные передачи. Их отличает хорошая технологичность, высокий к.п.д.

ВОЗМОЖНЫЕ ВАРИАНТЫ КОМПОНОВОЧНЫХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ТРАНСМИССИИ



Рисунок 6.1 – Варианты развития схемных решений трансмиссии геогода

В качестве двигателей в таких передачах чаще всего используются электродвигатели, реже – гидромоторы и пневмодвигатели. Электродвигатели чаще всего используются асинхронные переменного тока мощностью до десятков и сотен киловатт. Частота вращения электродвигателей составляет от 750 до 3000 об/мин, при этом высокоскоростные электродвигатели имеют габаритные размеры в среднем 1,3 раз меньше при той же мощности.

Гидромоторы имеют более широкий диапазон частот вращения от 0,5 до 12000 об/мин. Также гидромоторы имеют в несколько раз меньшую массу и габариты в сравнении с электродвигателями [65, 66], а также возможность плавного регулирования скорости.

Для получения требуемой частоты вращения головной секции на примере геогода ЭЛАНГ-4 ($n_{ГС} = \frac{1}{15}$ об/мин), передаточное число редуктора составит 11250 при частоте вращения электродвигателя 750 об/мин, а также 45000 при частоте вращения 3000 об/мин. Для гидромоторов с частотой вращения около 10 об/мин

передаточное число редуктора составит 150. Передаточные числа при использовании электродвигателей и гидромоторов отличаются как минимум на два порядка. Тем не менее, в обоих случаях требуется применение редукторов.

При размещении редуктора и двигателя внутри геохода целесообразно их расположить в периферийной части внутри стабилизирующей секции, это однозначно определяет наличие выходной ступени в виде зубчатой передачи с внутренним зацеплением, где венец будет закреплен с внутренней стороны вращающейся головной секции (рисунок 6.2).

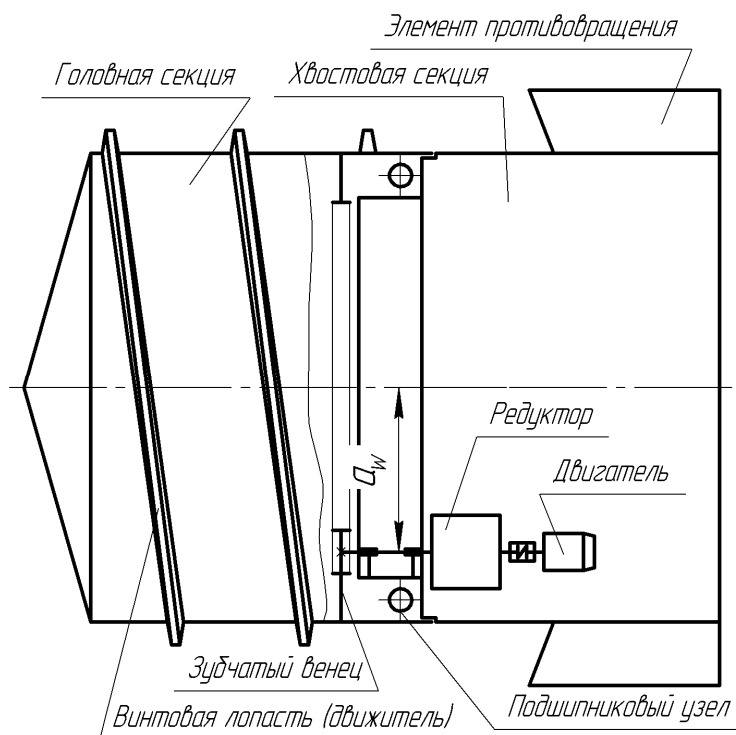


Рисунок 6.2 – Схема размещения трансмиссии с редуктором и двигателем внутри геохода

Межосевое расстояние a_w последней ступени можно определить в соответствии с приложением к ГОСТ 21354–87 по формуле

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (6.1)$$

где K_a – коэффициент, $K_a = 490 \text{ (МПа)}^{1/3}$;

u – передаточное число;

T_2 – вращающий момент на ведомом колесе, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки;

$[\sigma_H]$ – допускаемая величина контактных напряжений, МПа;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния,

ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно диаметра;

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u \pm 1} \quad (6.2)$$

После подстановки в формулу 6.1 значений $K_a=490 \text{ (МПа)}^{1/3}$; $u = 10$; $T_2 = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $K_{H\beta}=1,25$; $[\sigma_H]=770 \text{ МПа}$; $\psi_{ba}=0,25$ межосевое расстояние передачи составит $a_w = 3 \text{ м}$, что при значении диаметра секций геохода ЭЛАНГ-4 (3700 мм) свидетельствует о невозможности вписывания передачи в габарит секции.

При увеличении числа параллельных потоков передачи мощности до восьми и выше, передачу возможно вписать в габариты секции (рисунок 6.3), при этом разделение на потоки возможно как на последних ступенях (рисунок 6.4), так и с применением отдельных редукторов и электродвигателей (рисунок 6.5). Аналогичные схемные решения трансмиссий применялись в механизмах поворота платформы экскаваторов [23, 24] и в проходческих щитах в приводах исполнительных органов [14–16].

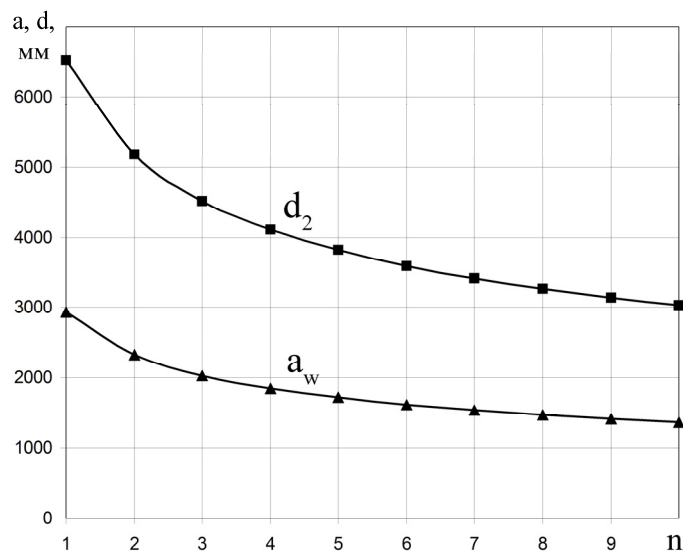


Рисунок 6.3 – Основные параметры передачи – межосевое расстояние – a_w и диаметр делительной окружности зубчатого венца d_2 в зависимости от количества потоков передачи мощности n

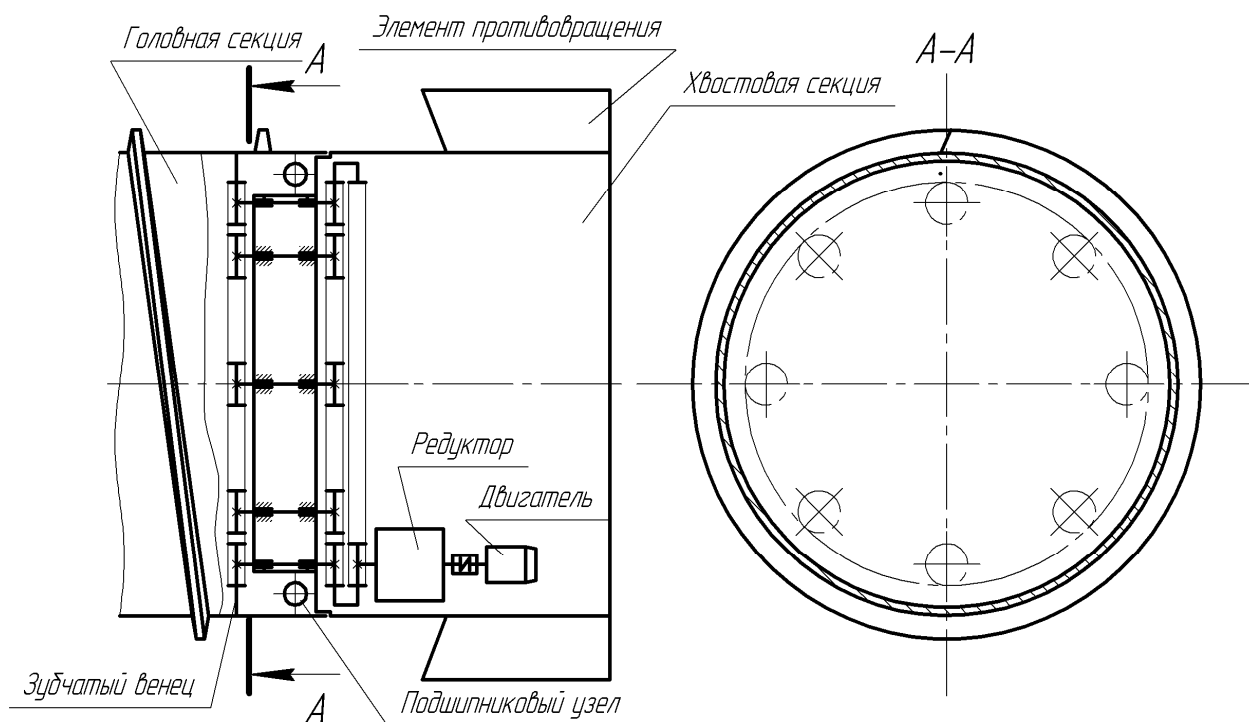


Рисунок 6.4 – Схема трансмиссии геолода с разделением потоков передачи мощности на выходных ступенях

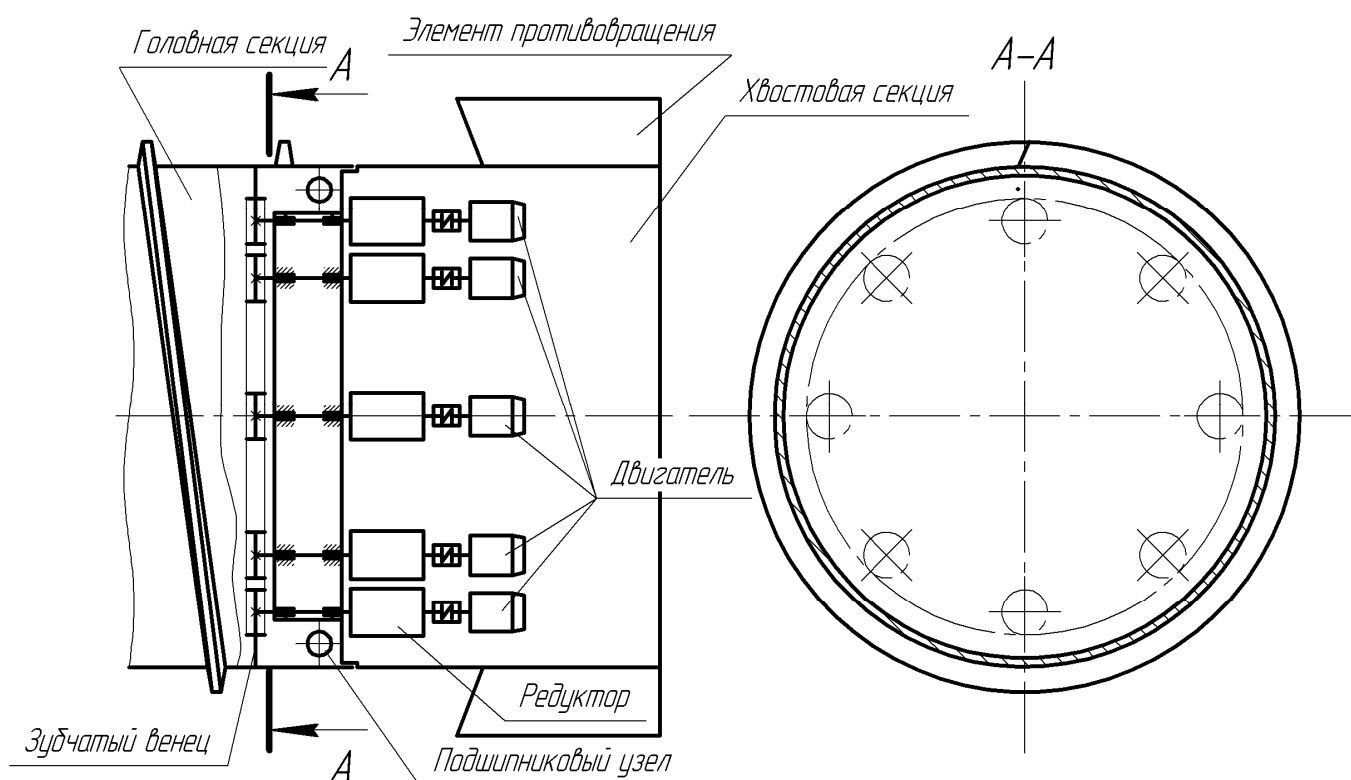


Рисунок 6.5 – Схема многопоточной трансмиссии геолода с отдельными редукторами и двигателями

Практическая реализация схем трансмиссии (рисунки 6.4, 6.5) потребует решения вопросов создания компактных редукторов с передаточными числами около 1500 в случае использования электродвигателей. Очевидно, что редукторы на основе традиционных зубчатых передач для этих целей не подходят, ввиду значительных габаритных размеров. Редукторы на основе червячных и зубчатых передач позволяют получить большие передаточные числа, но имеют низкий к.п.д. и значительное тепловыделение [68]. Кроме того, червячные редукторы в части смазки чувствительны к пространственному расположению. Редукторы на основе планетарных передач позволяют получить наибольшие передаточные числа (свыше 1000) при достаточно компактных размерах [64]. Их размеры и масса от двух до четырех раз меньше аналогичных редукторов на основе цилиндрических зубчатых передач, но они сложнее в изготовлении и сборке. Необходимо отметить, что проблемы со смазкой могут возникнуть и у планетарных редукторов и у обычных с цилиндрическими зубчатыми передачами, что может ограничить область применения геохода по углам и изменению пространственного положения в процессе работы.

Также сложность представляет реализация последней ступени зубчатой передачи в части кинематической точности и постоянства зацепления. Потребуется значительное усложнение конструкции узла сопряжения секции для обеспечения минимальных зазоров и перекосов секций во время работы. Применение на выходной ступени цевочного зацепления видится одним из вариантов решения данной проблемы. Они допускают некоторые геометрические неточности и отклонения и нечувствительны к загрязнениям.

Использование вместо электродвигателей гидромоторов позволит уменьшить передаточные числа редукторов в среднем в сто раз, но во столько же раз увеличатся и вращающие моменты на ступенях редуктора, что повлечет за собой неизбежное увеличение размеров передач. При значительных мощностях размеры и масса радиально-поршневых гидромоторов также достаточно большие. Это значительно сократит свободное внутренне пространство геохода.

Учитывая особенности редукторов на основе традиционных кинематических передач и использования в качестве двигателей электродвигателей и гидромоторов

можно отметить, что трансмиссии построенные на их основе в меньшей мере удовлетворяют основным сформулированным требованиям, особенно в части обеспечения свободного пространства внутри геохода и уменьшения массы и размеров узлов и элементов в целом [53–58].

Тем не менее, необходимо отметить и положительные стороны возможных схемных решений с описанными двигателями и передачами – это простая реализация непрерывного вращения головной секции и реверса. Одним из направлений развития таких схемных решений видится разработка и создание компактных редукторов на основе перспективных силовых передач.

6.1.2 Разработка схемных решений трансмиссии с гидроцилиндрами

Гидроцилиндры нашли широкое применение в горных машинах, строительной технике и мобильных машинах, станочных гидроприводах. Использование гидроцилиндров в трансмиссии геохода для получения вращательного движения головной секции требует обязательного преобразования поступательного движения их штоков (или корпусов) во вращательное. Для этих целей может использоваться ряд решений – как от очень простых с расположением гидроцилиндров по хордам вблизи оболочек секций и упором подвижных элементов в венец с зубьями (в геоходах ЭЛАНГ-3, ЭЛАНГ-4, например), так и более сложные конструкции: с механизмами свободного хода [36] – храповыми или фрикционными, кривошипно-шатунные, кулисно-рычажные, зубчато-реечные. Такие решения для привода роторных исполнительных органов применялись в проходческих щитах ПЩМ-2,1, «Kumagai Gumi» [15, 16]. Другой особенностью работы гидроцилиндров является цикличность перемещения выходного звена – штока. Что также будет отражаться на цикличности вращения головной секции геохода. Для получения непрерывности вращения головной секции обязательно применение нескольких гидроцилиндров с разнесением фаз выдвигания и втягивания их штоков.

Возможные направления развития схемных решений трансмиссии геохода с использованием гидроцилиндров также были систематизированы и представлены на рисунке 6.1.

Анализ недостатков конструктивных решений геоходов и сформулированные требования [69–71] к новым конструкциям геохода и его узлам позволили разработать схемные решения его трансмиссии. Разработанные схемные решения имеют ряд особенностей и отличительных признаков:

- трансмиссия обеспечивает непрерывное вращение головной секции или только прерывистое;
- в трансмиссии может присутствовать или отсутствовать механизм свободного хода;
- гидроцилиндры могут располагаться в одной, двух, трех, нескольких плоскостях перпендикулярных оси секций;
- гидроцилиндры трансмиссии могут двигаться синхронно (находится в одинаковой фазе выдвижения), в противофазе или в нескольких разных фазах выдвижения (многофазные схемы).
- все схемы содержат узел сопряжения секций, обеспечивающий вращательное движение головной секции относительно стабилизирующей с её одновременным подтягиванием вслед за перемещением головной.

Схема трансмиссии, представленная на рисунке 6.6 состоит из гидроцилиндров, закрепленных корпусами шарнирно на внутренней поверхности оболочки стабилизирующей секции. Выдвигающиеся штоки гидроцилиндров взаимодействуют своими цапфами с пазами на рейке, закрепленной в торцовой части обечайки головной секции. Все гидроцилиндры выдвигаются и складываются одновременно, обеспечивая периодическое вращение головной секции. Поджатие гидроцилиндров к рейке может осуществляться с помощью пружинных захватов. Открытое расположение гидроцилиндров, облегчает доступ к ним при обслуживании и ремонте, но создает травмоопасность и увеличивает вероятность повреждения гидроцилиндров и гидромагистралей в процессе эксплуатации.

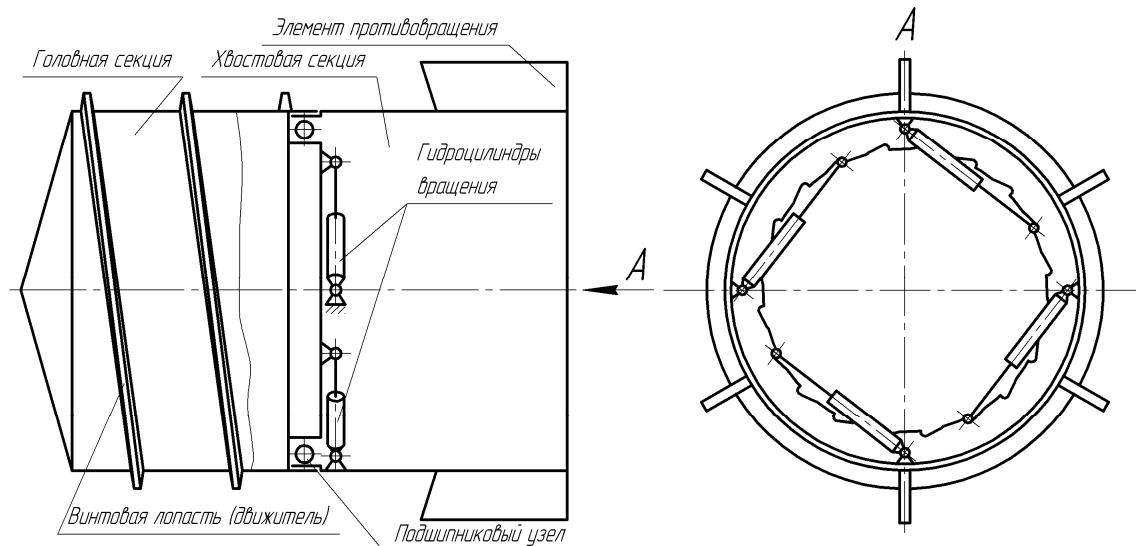


Рисунок 6.6 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с расположением гидроцилиндров с торца обечайки головной секции

Гидроцилиндры можно разместить в пространстве между обечайкой стабилизирующей секции и оболочкой головной секции (рисунок 6.7). Гидроцилиндры и магистрали будут защищены поверхностью обечайки от внешних воздействий, а внутреннее пространство – от подвижных частей. Основной недостаток – сложность доступ к гидроцилиндрам и магистралям при обслуживании.

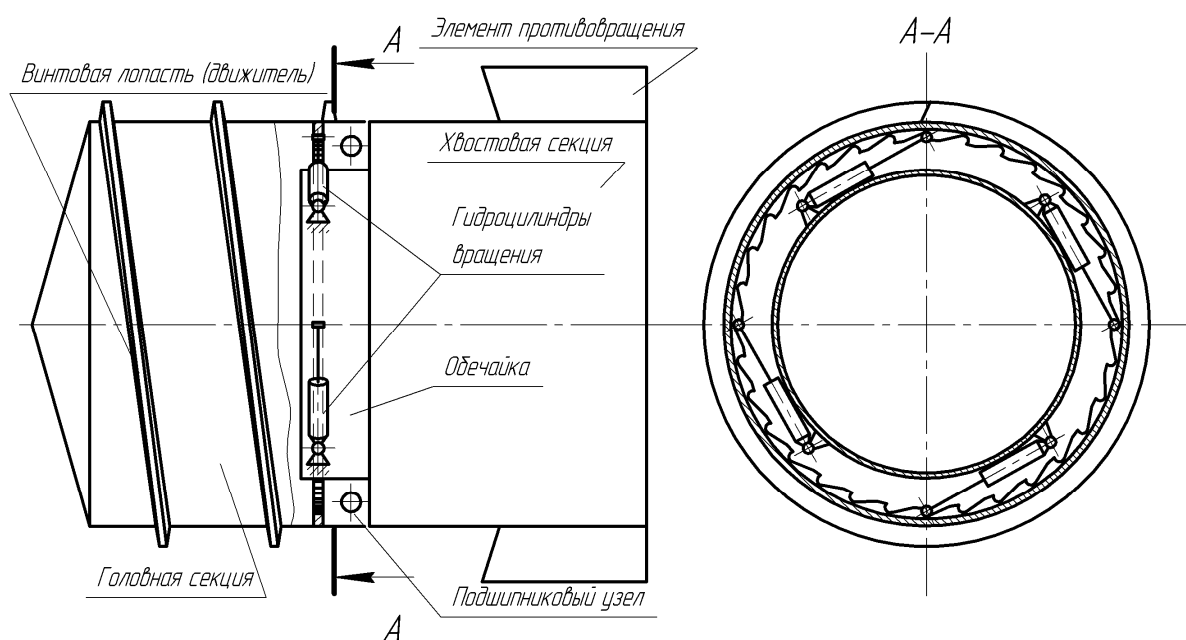


Рисунок 6.7 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с размещением ГЦ между головной секцией и обечайкой стабилизирующей секции

Возможно закрепление корпусов гидроцилиндров на вращающейся головной секции. Рейка с пазами в этом случае будет закреплена на обечайке стабилизирующей секции (рисунок 6.8). Для передачи рабочей жидкости к гидроцилиндрам на вращающейся головной секции потребуется коллектор.

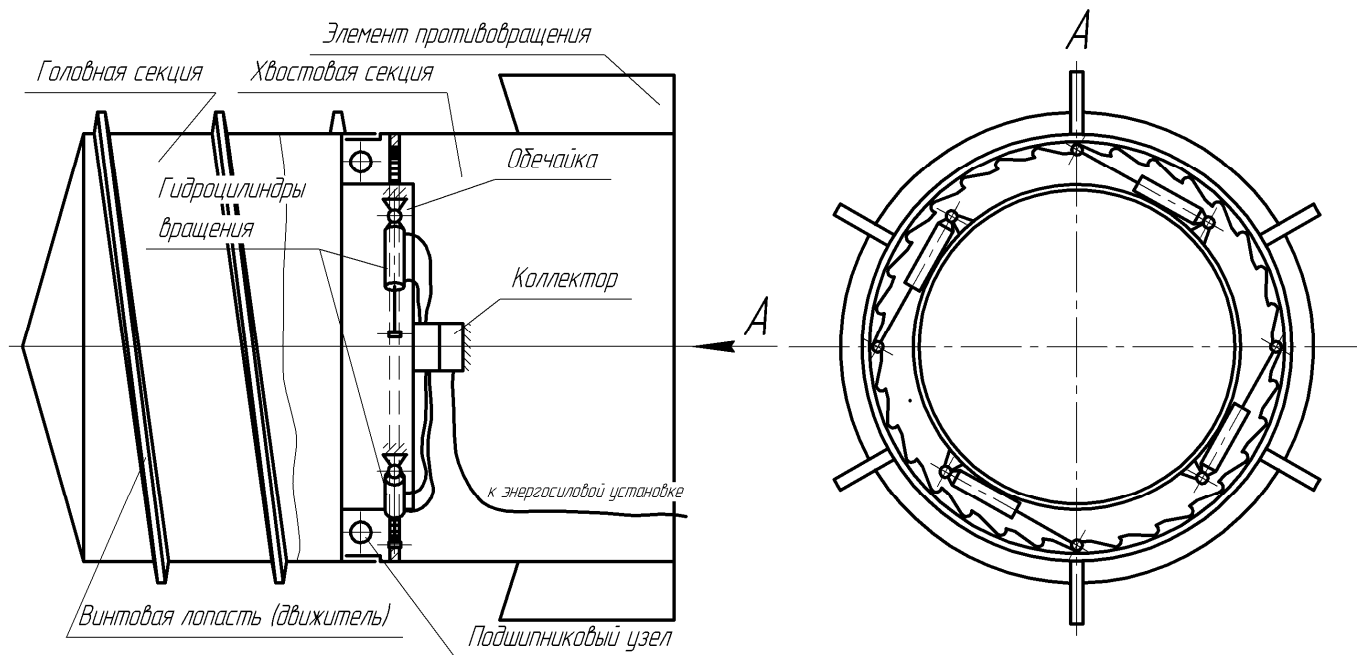


Рисунок 6.8 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с размещением ГЦ между обечайкой головной секции и стабилизирующей секцией

При складывании штоков гидроцилиндров вследствие неодинаковых коэффициентов трения в их уплотнениях, а также неизбежного различия в сопротивлениях гидромагистралей скорость перемещения каждого штока может отличаться. Простейшим путем синхронизации работы гидроцилиндров будет применение кинематических связей их штоков (рисунок 6.9). Также трансмиссию можно снабдить механизмом свободного хода, который будет обеспечивать зацепление с храповым венцом при выдвигении штоков гидроцилиндров и свободное движение при складывании.

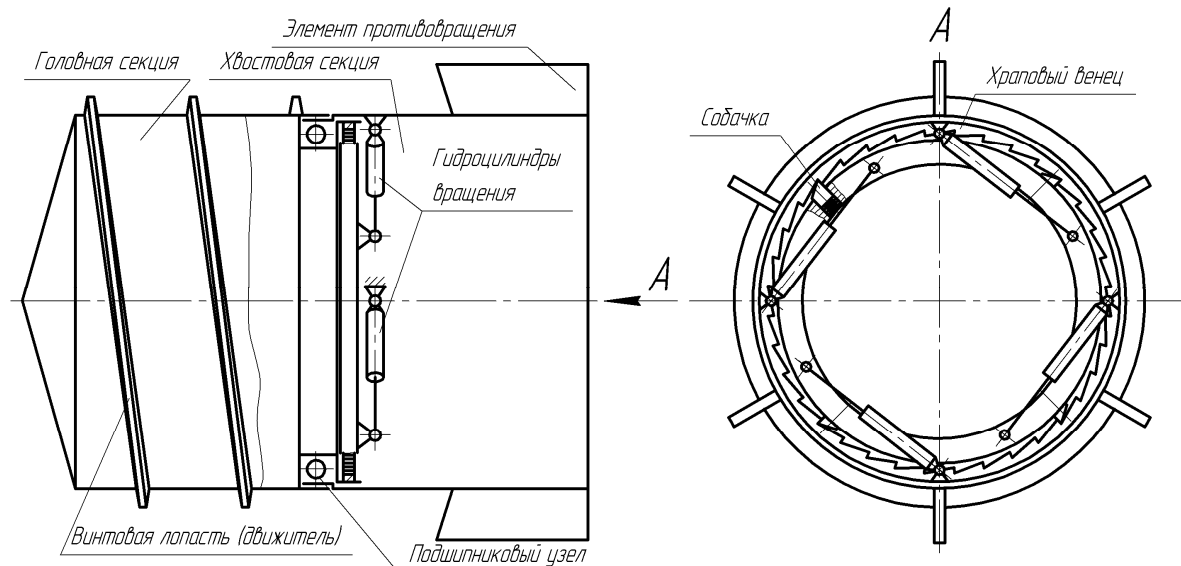


Рисунок 6.9 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции и храповым механизмом свободного хода

В случае если требуемая величина вращающего момента не может быть достигнута заданным количеством гидроцилиндров, требуется увеличение их количества. При этом можно разместить дополнительные гидроцилиндры в одной плоскости (рисунок 6.10), в двух (рисунок 6.11) и в трех (рисунок 6.12) и более плоскостях.

Практическая реализация схемы на рисунке 6.10 вряд ли имеет смысл, так как такой же величины момента можно достичь увеличив площадь поршня гидроцилиндров, а количество уменьшить вдвое.

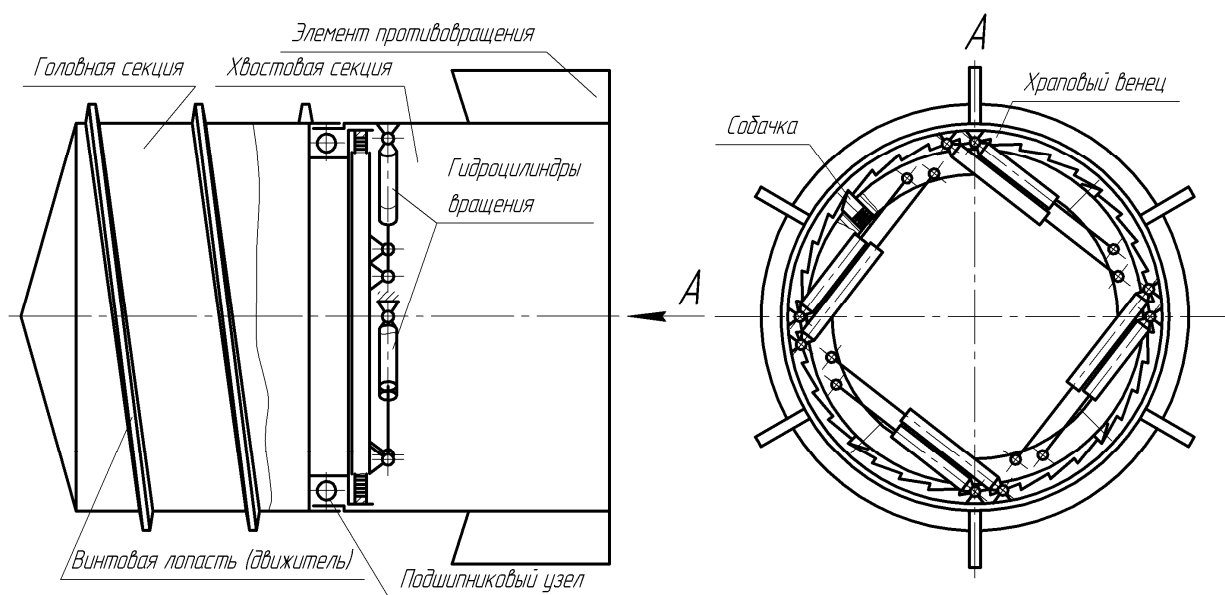


Рисунок 6.10 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с механизмом свободного хода и парами гидроцилиндров в одной плоскости

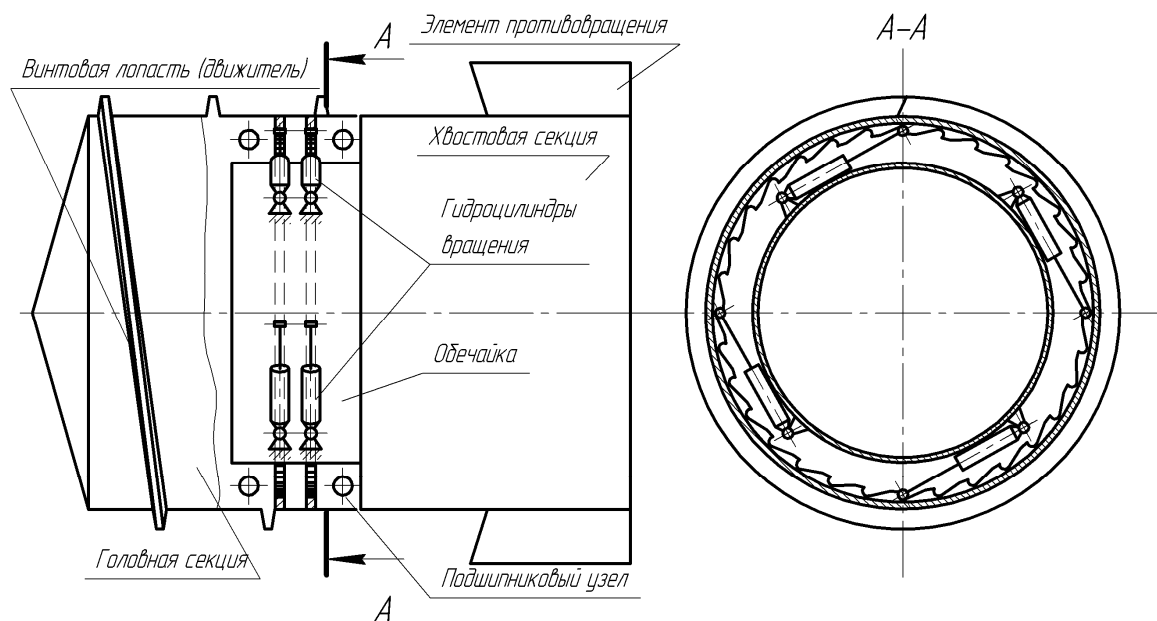


Рисунок 6.11 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с гидроцилиндрами в двух параллельных плоскостях

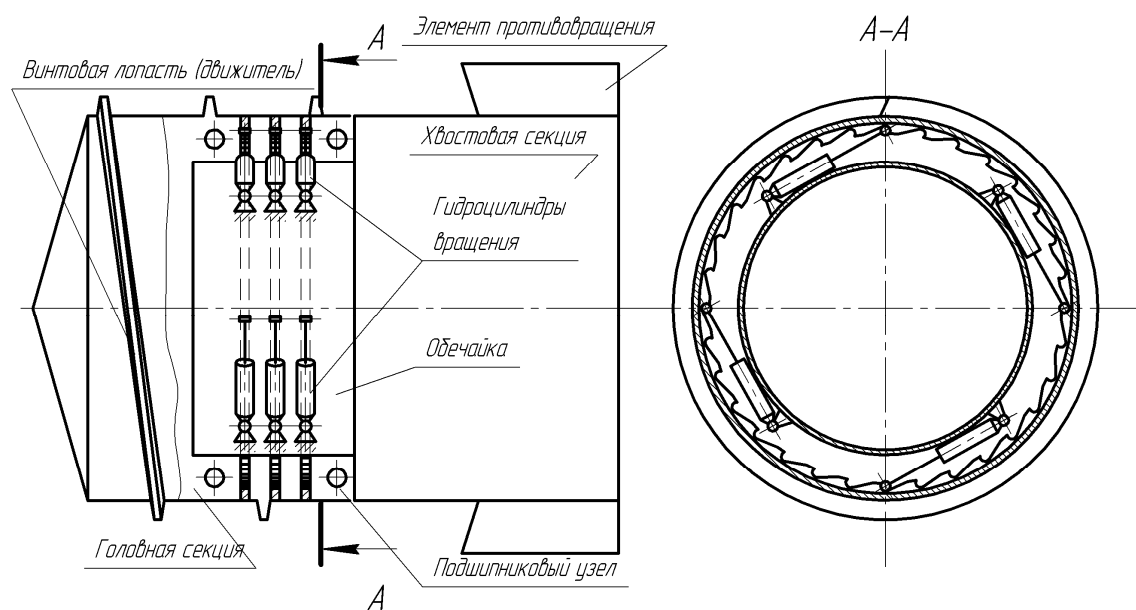


Рисунок 6.12 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с гидроцилиндрами в трех параллельных плоскостях

Схемы трансмиссии на рисунках 6.11, 6.12 позволяют в сравнении со схемой 6.10 увеличить свободное пространство внутри геохода. Также особенностью этих схем является применение обечайки, связанной со стабилизирующей секцией в виде длинного стакана с двумя опорными подшипниковыми узлами, что позволит увеличить жесткость соединения секций. Для упрощения доступа к гидроцилиндрам при

обслуживании стакан должен быть выполнен с окнами. Также как и в схеме на рисунке 6.9 необходимо применение механизмов свободного хода.

Другим путем увеличения развиваемого трансмиссией вращающего момента является увеличение плеч приложения силы от гидроцилиндров за счет их разнесения на максимальное расстояние от оси секций и размещением их корпусов, например, в полости винтового движителя геохода (рисунок 6.13). Для такой схемы необходимо применение коллектора, так, как корпуса гидроцилиндров закрепляются на вращающейся головной секции.

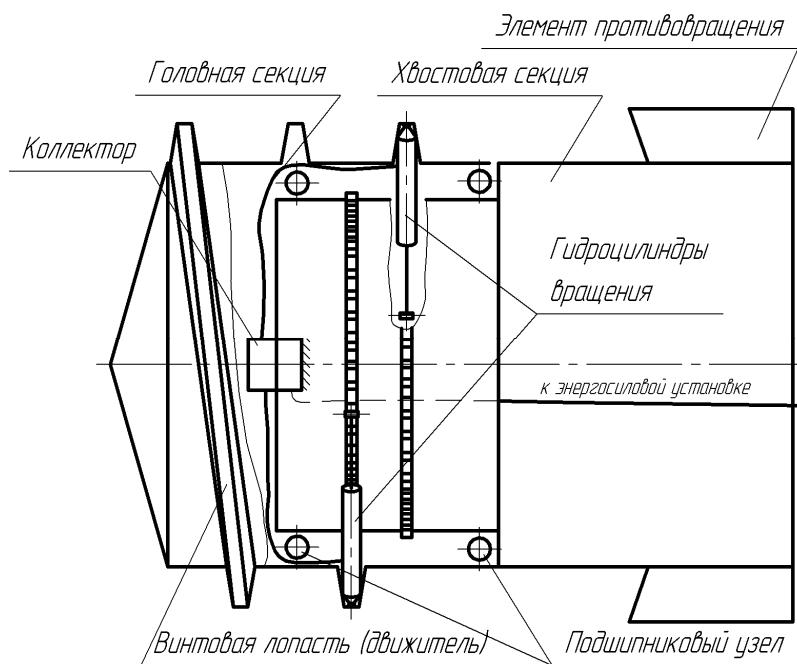


Рисунок 6.13 – Схема трансмиссии с циклическим вращением головной секции с гидроцилиндрами полости винтового движителя

Основным недостатком всех рассмотренных схем (рисунки 6.6–6.13) трансмиссии с гидроцилиндрами является отсутствие непрерывного вращения головной секции геохода и, как следствие, отсутствие непрерывной подачи геохода на забой и снижение производительности. Основной причиной этого является цикличность работы гидроцилиндров и их одновременное (синхронное) движение. Так, при обратном ходе штоков вращение секции не осуществляется и геоход простаивает. Таким образом, для обеспечения непрерывного вращения головной секции геохода необходимо, чтобы часть гидроцилиндров совершала рабочий ход, а другая часть холостой.

Систематизация возможных схемных решений трансмиссии геохода с гидроцилиндрами с непрерывным вращением головной секции геохода показана на рисунке 6.14.

Здесь возможно два направления развития схемных решений трансмиссии:

- схемы, где количество гидроцилиндров совершающих рабочий ход равно количеству гидроцилиндров совершающих холостой ход – схемы с работой гидроцилиндров в противофазе;

- схемы, где количество гидроцилиндров совершающих рабочий ход превышает количество гидроцилиндров, совершающих холостой ход. Это возможно при разнесении фаз выдвигания гидроцилиндров – многофазные схемы.



Рисунок 6.14 – Систематизация схемных решений трансмиссии геохода с гидроцилиндрами и непрерывным вращением головной секции

На рисунке 6.15 представлена схема с работой гидроцилиндров в противофазе. Гидроцилиндры расположены в одной плоскости и образуют две группы по фазам выдвижения – А и Б. Когда штоки одной группы гидроцилиндров выдвигаются, другая группа совершает обратный (холостой) ход. Недостаток этой схемы – используется в два раза больше гидроцилиндров, при этом только половина участвует в формировании вращающего момента на головной секции. Хотя, в случае необходимости данная схема может позволить увеличение развиваемого вращающего момента за счет включения в синхронную работу всех гидроцилиндров, правда, с потерей непрерывности вращения. [109]. Размещение гидроцилиндров в одной плоскости затрудняет применение механизма свободного хода с объединением штоков одной группы.

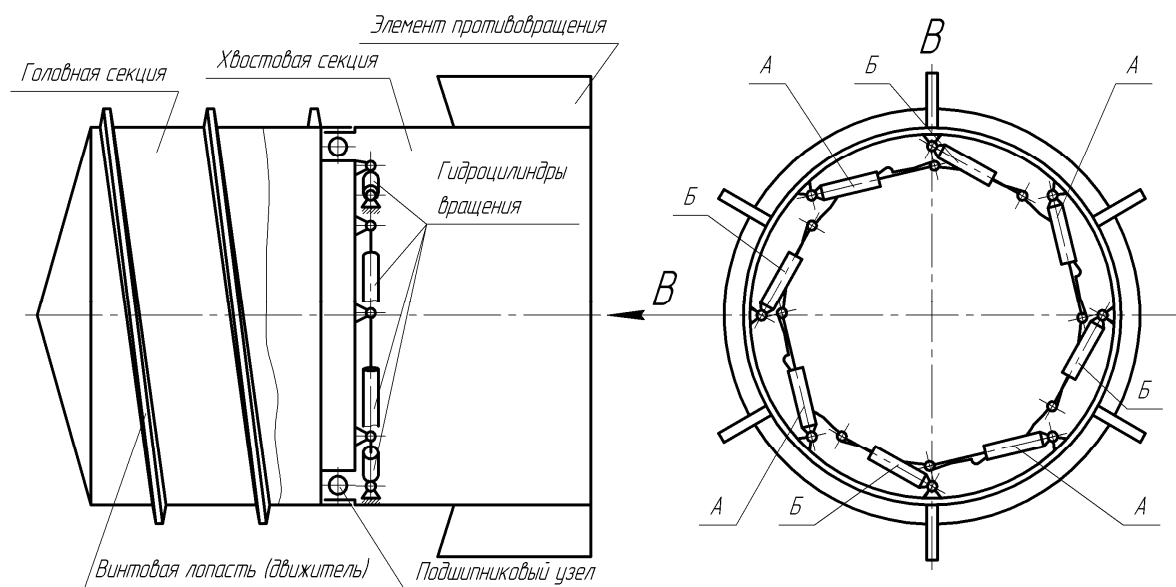


Рисунок 6.15 – Схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с гидроцилиндрами, работающими в противофазе и размещением в одной плоскости

Ранее рассмотренные схемы (рисунки 6.6 – 6.13) также могут лечь в основу схем с непрерывным вращением. Реализация в схеме на рисунке 6.7 непрерывного вращения с гидроцилиндрами в противофазе приведена на рисунке 6.16. Гидроцилиндры размещаются между обечайкой стабилизирующей секции и внутренней поверхностью головной секции.

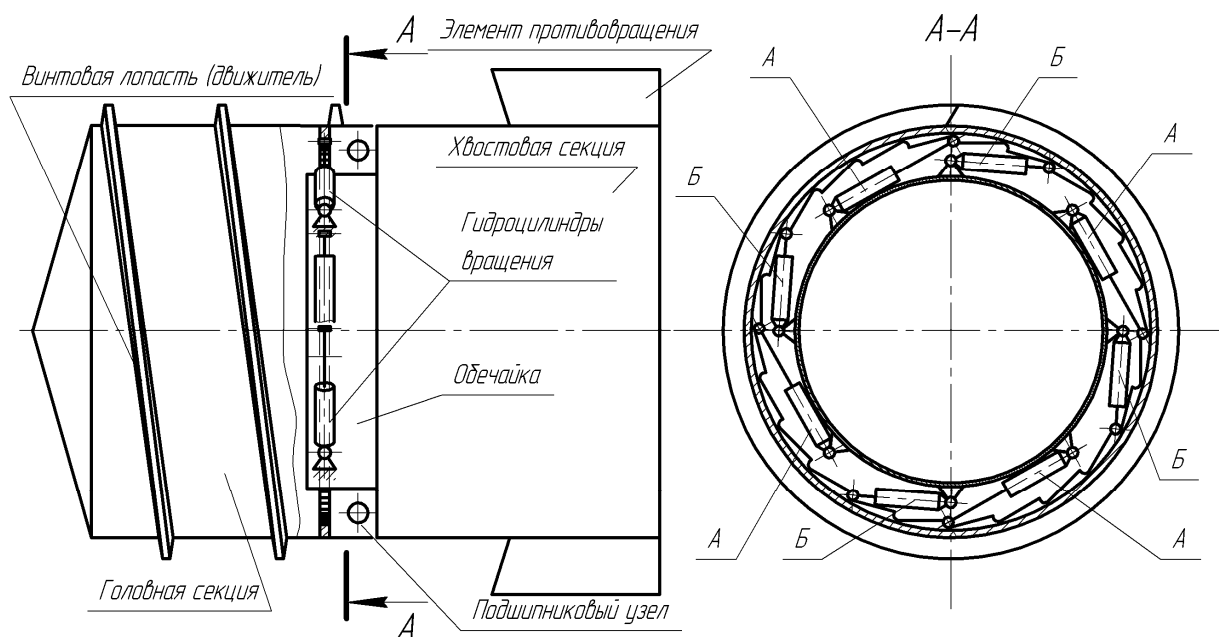


Рисунок 6.16 – Схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с гидроцилиндрами, работающими в противофазе и размещением в пространстве между обечайкой стабилизирующей секции и головной секцией

Можно разнести гидроцилиндры каждой группы в двух параллельных плоскостях, как на рисунке 6.17.

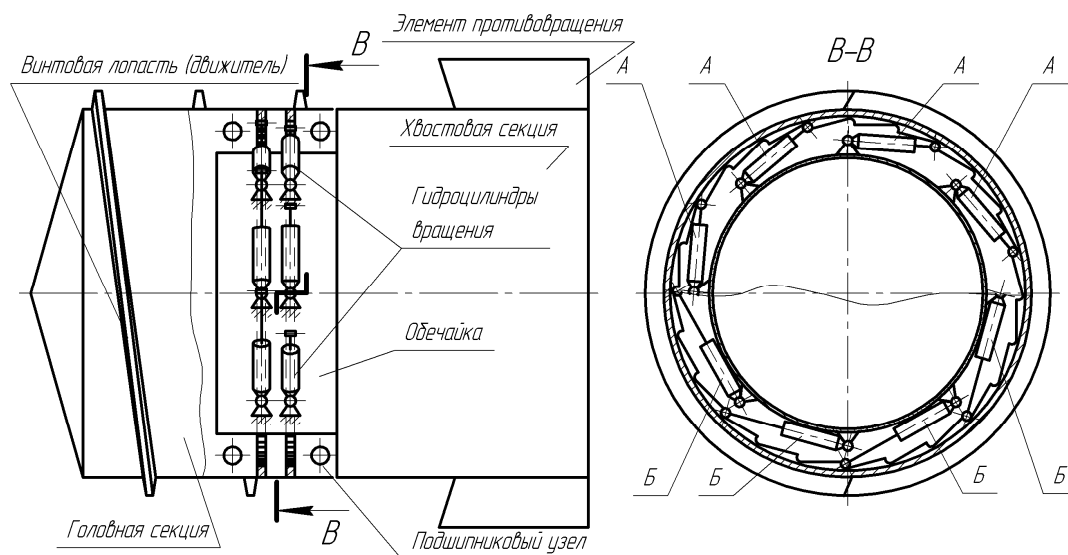


Рисунок 6.17 – Схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с двумя группами гидроцилиндров в двух плоскостях

В этом случае применение механизма свободно хода не вызывает особых конструктивных затруднений (рисунок 6.18).

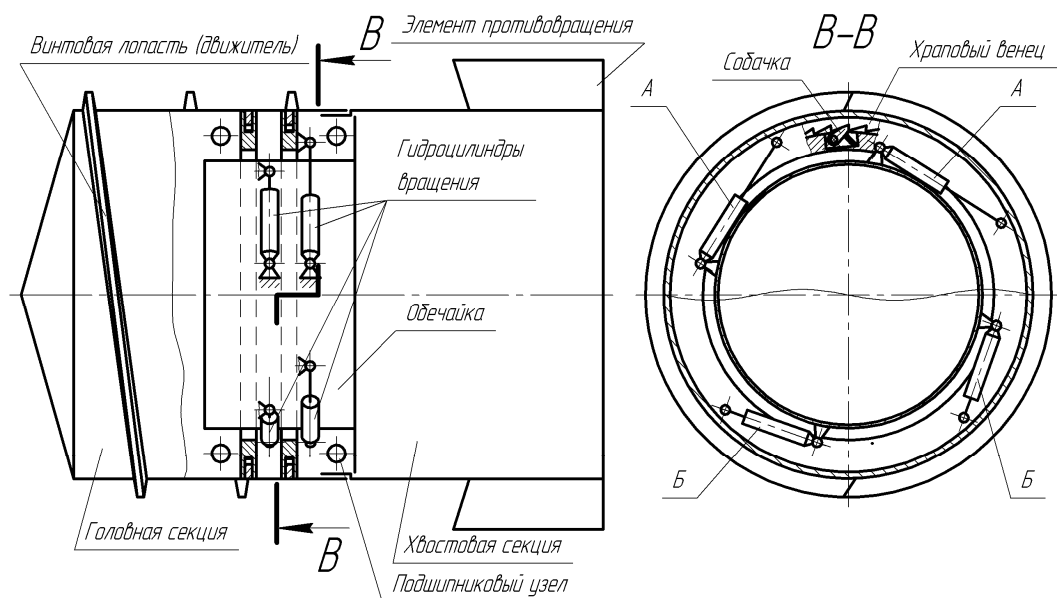


Рисунок 6.18 – Схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с двумя группами гидроцилиндров в двух плоскостях с механизмом свободного хода

Как было отмечено раньше для наибольшей эффективности использования гидроцилиндров в формировании вращающего момента необходимо включить в работу их максимальное количество, соответственно совершать обратный ход будет минимальное количество гидроцилиндров. Для этого необходимо, чтобы гидроцилиндры находились в разных степенях выдвижения и образовывали многофазную схему движения. Пример схемного решения приведен на рисунке 6.19 [110].

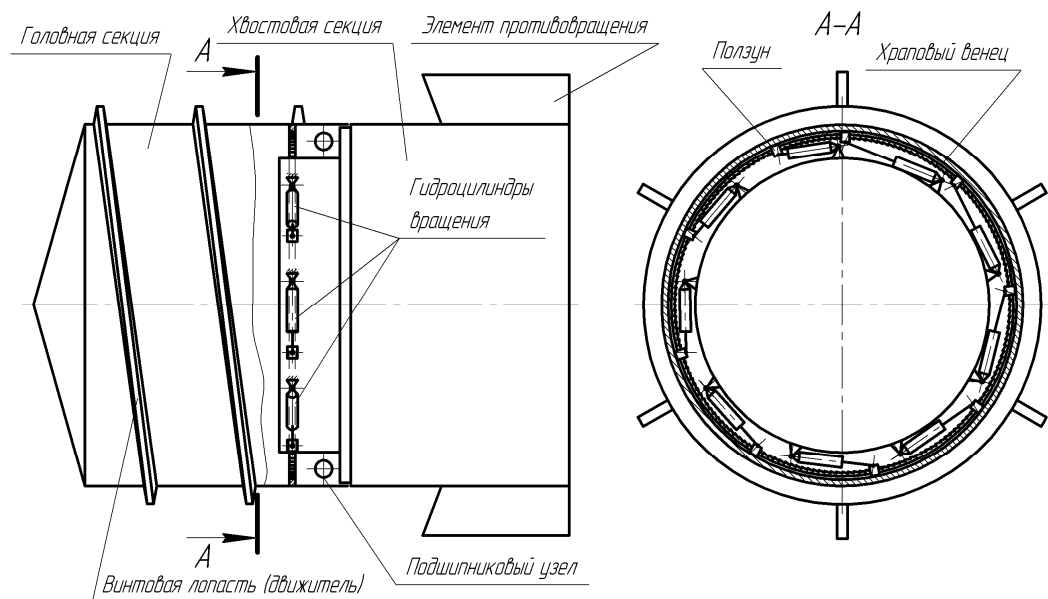


Рисунок 6.19 – Схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с гидроцилиндрами в разных фазах выдвижения

В схеме (рисунок 6.19) использовано девять гидроцилиндров, штоки восьми из них выдвигаются и формируют вращающий момент на головной секции, шток одного гидроцилиндра совершает обратный ход. При этом штоки восьми гидроцилиндров участвующих в работе имеют разную степень выдвижения. По окончании выдвижения каждого штока до конечного положения, каждый из гидроцилиндров совершит складывание, т. е. обратный ход [110, 111]. За счет использования в работе наибольшего количества гидроцилиндров (восемь из девяти) данная схема развивает максимальный вращающий момент при сохранении непрерывности вращения.

Аналогично предыдущим схемам в одной плоскости можно разместить две группы гидроцилиндров в разных фазах (рисунок 6.20). В этой схеме диаметрально противоположные гидроцилиндры образуют пары в одной фазе выдвижения. Одновременно возвращаются штоки двух гидроцилиндров. На данную схему авторским коллективом получен патент на полезную модель [73].

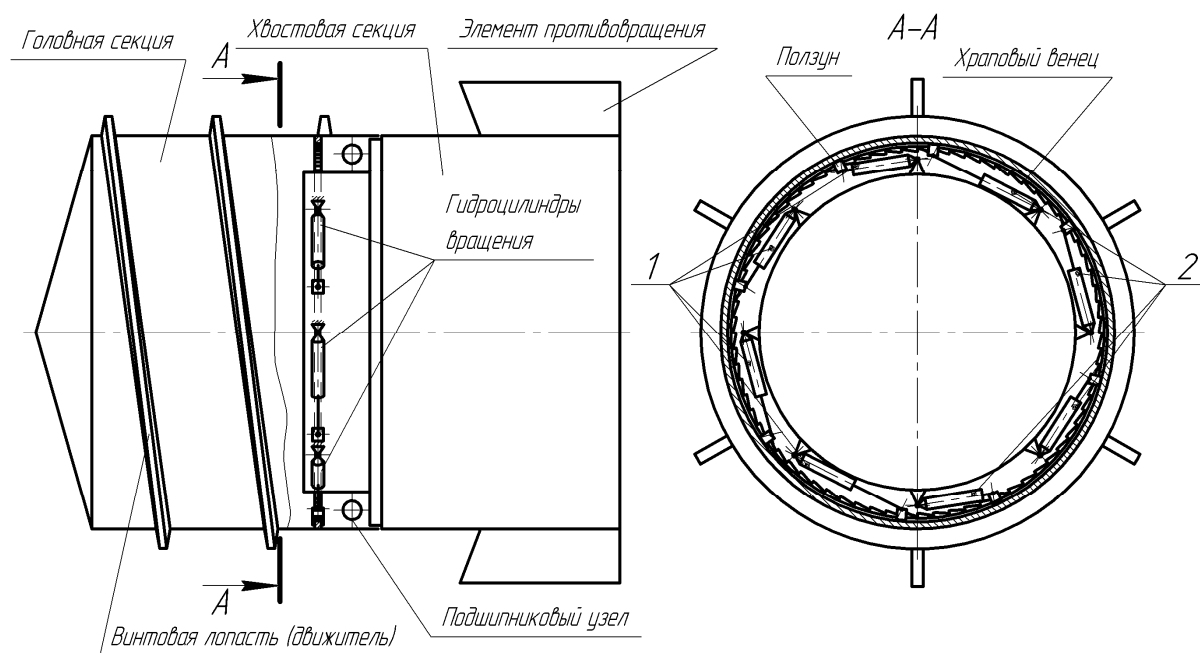


Рисунок 6.20 – Многофазная схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с двумя группами гидроцилиндров в разных фазах в одной плоскости

Как и в ранее рассмотренных схемах, гидроцилиндры могут размещаться в нескольких плоскостях, при этом гидроцилиндры находящиеся в одной фазе выдвижения могут размещаться в одной плоскости, например, с гидроцилиндрами в четырех плоскостях (рисунок 6.21) [110].

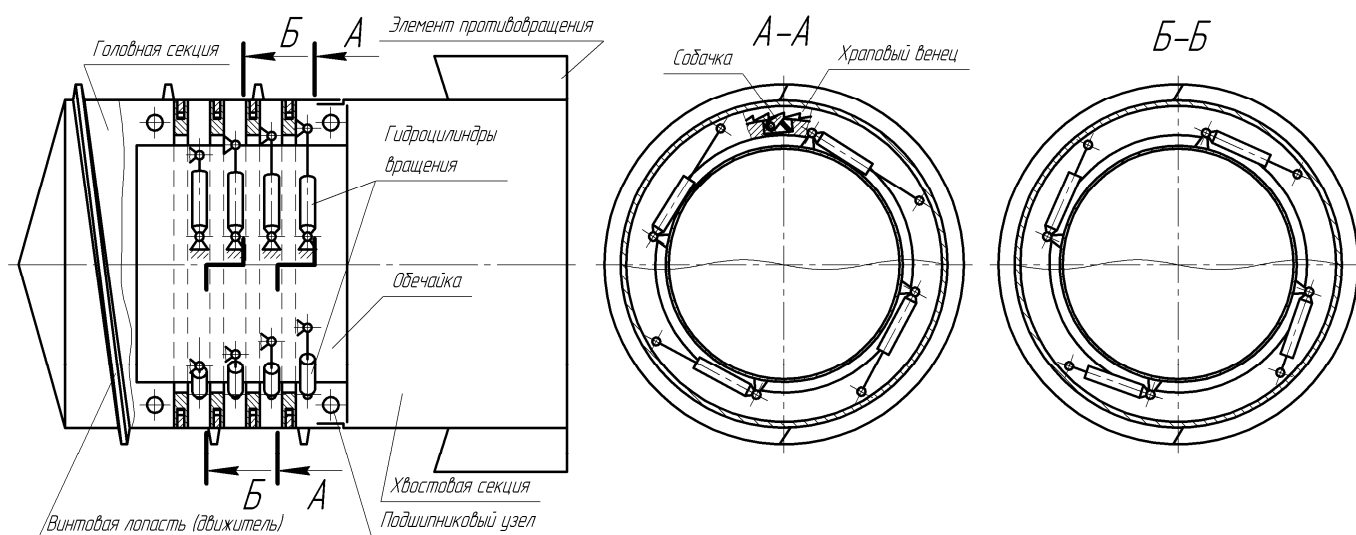


Рисунок 6.21 – Многофазная схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с четырьмя группами гидроцилиндров в четырех плоскостях

В качестве преобразователей поступательного движения штоков гидроцилиндров во вращательное движение головной секции могут использоваться не только механизмы свободного хода и кулисные механизмы. На рисунке 6.22 приведен пример трансмиссии с поворотными гидродвигателями и зубчато-реечной передачей.

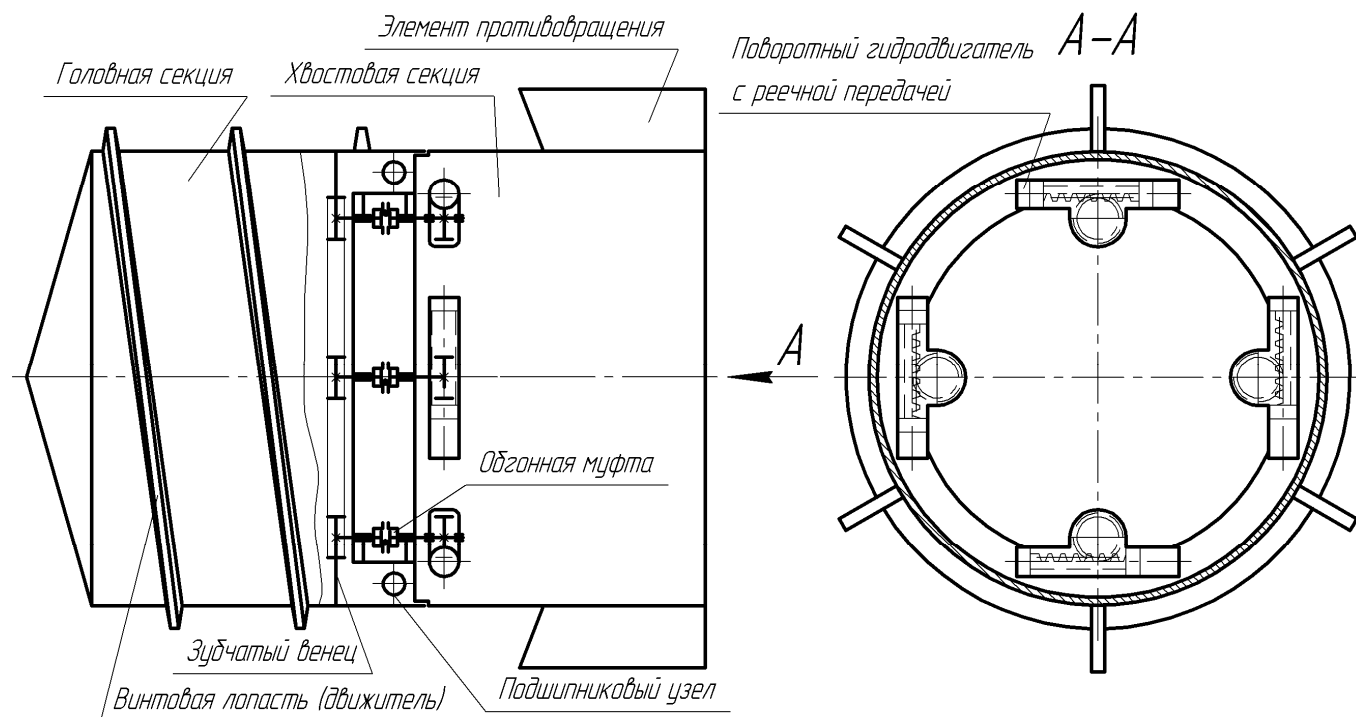


Рисунок 6.22 – Многофазная схема трансмиссии с непрерывным вращением головной секции с поворотными гидродвигателями и зубчато-реечной передачей

В данном случае (рисунок 6.22) зубчато-реечная передача служит для преобразования поступательного движения поршней со штоками во вращательное. Для совершения обратного хода поршней требуется применение муфт свободного хода, далее через зубчатые и или цевочные передачи вращение передается головной секции.

Результаты анализа разработанных схемных решений на соответствие требованиям к трансмиссии геохода представлены в таблице 6.31

Таблица 6.1 – Анализ схемных решений трансмиссии геохода с гидроприводом

Вид компоновки	Непрерывность вращения	Реверс движения	Реализация высоких вращающих моментов	Возможность увеличения вращающего момента (форсирование)	Эффективность использования гидродвигателей трансмиссии	Обеспечение свободного пространства внутри геохода	Обеспечение необходимой жесткости соединения секций	Простота конструктивной реализации	Удобство реализации управления	Снижение массогабаритных показателей
Рисунок 6.6	–	+-	+-	–	+	+-	–	+	–	+
Рисунок 6.7	–	+-	+-	–	+	+	–	+	–	+
Рисунок 6.8	–	+-	+-	–	+	+-	–	+-	–	+
Рисунок 6.9	–	+-	+-	–	+	+-	–	+-	+	+-
Рисунок 6.10	–	+-	+	–	+	–	–	–	+-	–
Рисунок 6.11	–	+-	+	+-	+	+	+-	+-	–	+-
Рисунок 6.12	–	+-	+	+-	+	+	+	+-	–	–
Рисунок 6.13	–	+-	+	–	+	+	+	–	–	+-
Рисунок 6.15	+	+-	+	+	–	+-	–	+-	–	+-
Рисунок 6.16	+	+-	+	+	–	+	–	+-	–	+-
Рисунок 6.17	+	+-	+	+	–	+	+-	+-	–	+-
Рисунок 6.19	+	+-	+	+	–	+	+-	+-	+	+-
Рисунок 6.20	+	+-	+	+	+	+	+-	+-	+	+
Рисунок 6.21	+	+-	+	+	+	+	+-	+-	+	+
Рисунок 6.22	+	+-	+	+	+-	+	+	+-	+	+-
«+» – схема полностью удовлетворяет критерию; «+-» – схема частично удовлетворяет критерию; «-» – схема не удовлетворяет критерию.										

В результате анализа можно сделать следующие заключения: гидроцилиндры целесообразно закреплять шарнирно на обечайке стабилизирующей секции (схемы на рисунках 6.6–6.7, 6.9–6.13, 6.15–6.21), а при закреплении корпусов

гидроцилиндров на головной секции требуется применение коллектора для передачи рабочей жидкости вращающейся головной секции (схемы на рисунках 6.9, 6.13).

Механизмы свободного хода обеспечивают кинематическую связь штоков гидроцилиндров трансмиссии и упрощают синхронизацию их движения (схемы на рисунках 6.9, 6.10, 6.18–6.22).

Реверс движения геохода возможен во всех разработанных схемах. Для этого могут использоваться дополнительные гидроцилиндры или обратное движение штоков гидроцилиндров с управляемыми механизмами свободного хода.

В наибольшей степени требованиям, предъявляемым к трансмиссии соответствуют схемы на рисунках 6.19–6.21, т. е. многофазные схемы.

Выводы:

1. Предложена систематизация схем трансмиссии геохода для передачи вращения головной секции и проанализированы возможные направления их развития

2. Разрабатываемые схемы трансмиссий, для непрерывного вращения головной секции и одновременного поступательного перемещения стабилизирующей секции перемещения секций должны иметь специальный узел сопряжения.

3. Схемы трансмиссий с зубчатыми или червячными передачами и использованием в качестве двигателей электродвигателей и гидромоторов пригодны для применения в геоходе при параллельном числе потоков передачи движения не менее 8.

4. Разработаны схемные решения трансмиссии геохода с гидроцилиндрами находящимися в противофазе и в различных фазах выдвижения в процессе работы, обеспечивающие непрерывное вращение головной секции и, как следствие, непрерывное перемещение геохода на забой. При этом наиболее эффективная работа гидроцилиндров по вкладу в развиваемый вращающий момент достигается в многофазных схемах, т. е. при наибольшем количестве гидроцилиндров совершающих рабочий ход.

5. В наибольшей степени требованиям, предъявляемым к трансмиссии соответствуют схемы на рисунках 6.19–6.21, т. е. многофазные схемы.

6.2 Силовые, кинематические и конструктивные параметры трансмиссии геохода с гидроприводом

6.2.1 Принцип работы многофазных схем трансмиссии с гидроцилиндрами

При непрерывном вращении головной секции геохода часть гидроцилиндров совершает рабочий ход, а оставшаяся часть совершает обратный (холостой) ход. Суммарное количество гидроцилиндров в трансмиссии

$$n_{ГЦ} = n_{РАБ} + n_{ОБР}, \quad (6.4)$$

где $n_{РАБ}$ – количество гидроцилиндров совершающих рабочий ход;

$n_{ОБР}$ – количество гидроцилиндров совершающих обратный ход.

Количество гидроцилиндров, совершающих обратный ход может быть от половины всех гидроцилиндров – $n_{ОБР} = n_{РАБ}$ до одного.

Для формирования наибольшего вращающего момента необходимо чтобы наибольшее количество гидроцилиндров совершало рабочий ход и наименьшее обратный (рисунок 6.23). Штоки гидроцилиндров с первого по третий совершают рабочий ход, а шток четвертого гидроцилиндра совершает обратный ход [111].

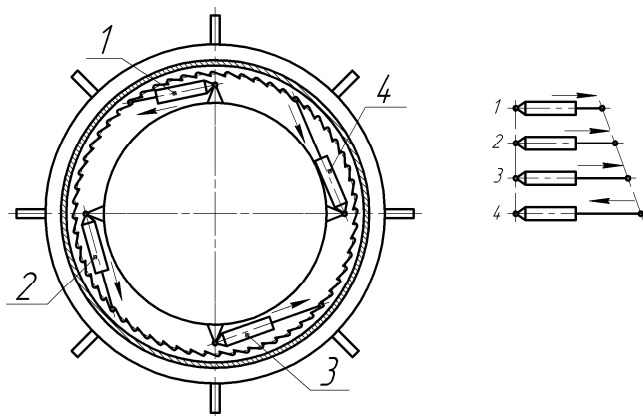


Рисунок 6.23 – Схема многофазной трансмиссии с четырьмя гидроцилиндрами

В многофазных схемах обратный ход могут совершать штоки двух и более гидроцилиндров, образуя группы в одинаковых фазах выдвижения (рисунок 6.24). Эти группы могут размещаться в одной плоскости или нескольких.

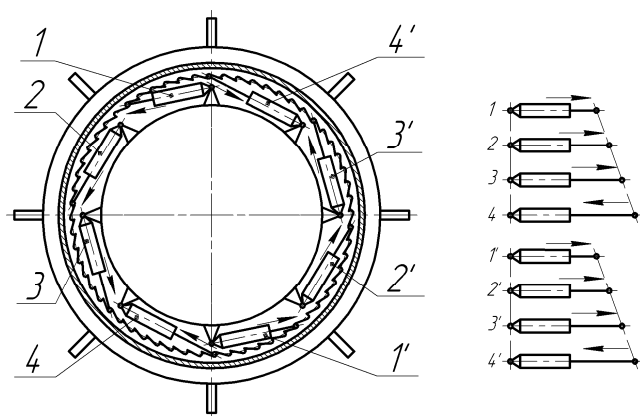


Рисунок 6.24 – Схема многофазной трансмиссии с двумя группами гидроцилиндров в одной плоскости

На рисунке 6.25 представлена схема трансмиссии, где по четыре гидроцилиндра в одинаковых фазах выдвижения размещены в одной плоскости

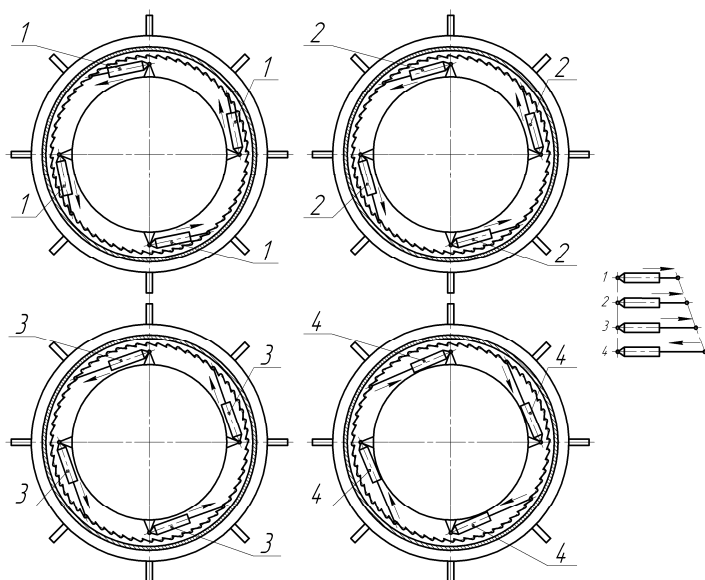


Рисунок 6.25 – Схема многофазной трансмиссии с гидроцилиндрами с четырьмя группами гидроцилиндров в четырех плоскостях

Аналогично в группу можно выделять гидроцилиндры в разных фазах выдвижения, например, группа гидроцилиндров 1, 2, 3, 4 и 1', 2', 3', 4' на рисунке 6.24. В этом случае количество гидроцилиндров совершающих обратный ход определяет количество групп гидроцилиндров в разных фазах выдвижения

$$n_{ГР} = n_{ОБР}. \quad (6.5)$$

Схема на рисунке 6.24 имеет число групп $n_{ГР} = n_{ОБР} = 2$, а на рисунке 6.25 – $n_{ГР} = n_{ОБР} = 4$.

Число фаз штоков для каждой группы

$$n_{\text{ФАЗ}} = \frac{n_{\text{ГЦ}}}{n_{\text{ОБР}}}, \quad (6.6)$$

Для максимального использования количества гидроцилиндров при сохранении непрерывности вращения головной секции необходимо чтобы наибольшее количество гидроцилиндров совершало рабочий ход в многофазных схемах.

Число фаз положений штоков должно быть целым числом, а общее количество гидроцилиндров может быть любым, начиная с трёх. Если обратный ход совершают два гидроцилиндра, то общее число гидроцилиндров должно быть четным и не менее шести. При обратном ходе трех гидроцилиндров общее число гидроцилиндров $n_{\text{ГЦ}}$ должно быть кратно трём и не меньше девяти. Т. е общее количество гидроцилиндров трансмиссии должно быть кратно числу гидроцилиндров, совершающих обратный) ход или числу групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения [111].

При равенстве $n_{\text{ОБР}} = n_{\text{РАБ}}$ количества гидроцилиндров совершающих рабочий и обратный ходы схема вырождается в схему с двумя группами гидроцилиндров, работающих в противофазе.

Необходимо отметить, что для каждого схемного решения трансмиссии возможны многофазные, противофазные и однофазные (синхронные) схемы работы гидроцилиндров, а также изменение этих схем в процессе работы, за счет системы управления. Это позволит в зависимости от требуемых условий наиболее эффективно задействовать энергетические ресурсы трансмиссии [76, 110].

6.2.2 Силовые параметры трансмиссии с гидроцилиндрами

6.2.2.1 Момент, развиваемый одним гидроцилиндром

Расчетная схема представлена на рисунке 6.26. Гидроцилиндры трансмиссии располагаются по хордам внутри головной секции в одной плоскости, перпендикулярной оси секций. Корпус гидроцилиндра закреплен шарнирно на обечайке стабилизирующей секции, а шток гидроцилиндра соединен с механизмом свободного

хода, передающим вращение на головную секцию. Схема представляет «кулисный механизм» и служит для преобразования поступательного движения штоков гидроцилиндров во вращательное движение головной секции. Выдвижение штоков будет сопровождать изменение пространственного положения гидроцилиндров относительно секций.

Вращающий момент, развиваемый одним гидроцилиндром

$$M_{BPi} = F_i \cdot h_{ГЦi}, \quad (6.7)$$

где F_i – усилие на штоке i -го гидроцилиндра, Н;

$h_{ГЦi}$ – плечо приложения силы i -го гидроцилиндра, м.

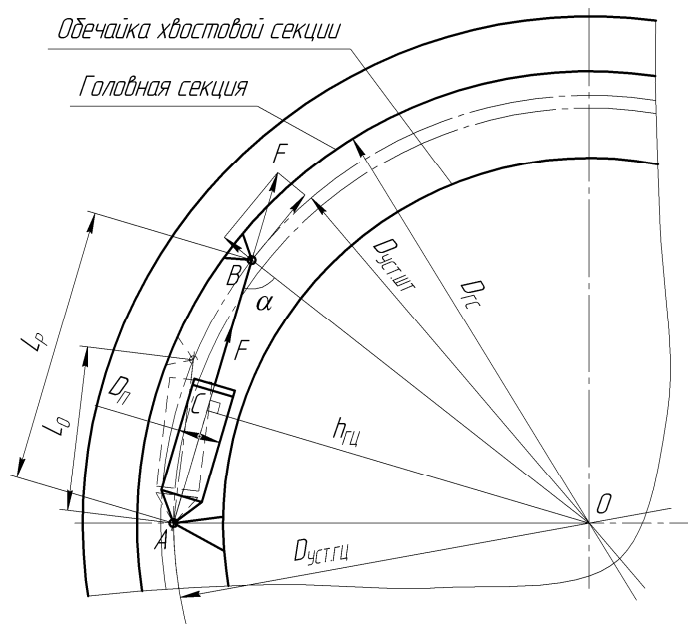


Рисунок 6.26 – Расчетная схема определения вращающего момента, развиваемого одним гидроцилиндром

При подаче рабочей жидкости в поршневую полость усилие на штоке гидроцилиндра F_i

$$F_i = S_{\Pi} \cdot p_{ТР}, \quad (6.8)$$

где $S_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}$ – площадь поршня гидроцилиндра, м^2 , D_{Π} – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

$p_{ТР}$ – давление в поршневой полости гидроцилиндра, Па.

Плечо $h_{ГЦi}$ определяется из конструктивных параметров расстановки гидроцилиндров. Для произвольного положения штока гидроцилиндра плечо $h_{ГЦi}$ будет определяться как

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sin \alpha, \quad (6.9)$$

где $D_{УСТ.ШТ}$ – диаметр окружности расположения цапфы штока на головной секции, м;

α – угол между направлением силы на штоке гидроцилиндра и линией, проведенной через центр вращения O и точку B на цапфе штока.

Из треугольника OAB $\cos \alpha$ можно определить по формуле

$$\cos \alpha = \frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}\right)^2}{2\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)(L_0 + \delta)}, \quad (6.10)$$

где $D_{УСТ.ГЦ}$ – диаметр окружности расстановки кронштейнов корпусов гидроцилиндров на обечайке стабилизирующей секции, м;

$(L_0 + \delta)$ – расстояние между осью кронштейна или цапфы корпуса гидроцилиндра (точка A) и осью цапфы штока в произвольном положении (точка B), м;

L_0 – расстояние между осями цапф корпуса и штока гидроцилиндра при минимальном выдвижении штока, м; δ – текущая величина выдвижения (расстояние) штока гидроцилиндра, м.

Подставив выражение (6.10) в (6.9) получим

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}\right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)} \right) \right) \quad (6.11)$$

После проведения некоторых преобразований [59, 75] получим

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ} (L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (6.12)$$

Подставив выражения (6.12) и (6.8) в (6.7) получим выражение для определения момента, развиваемого одним гидроцилиндром

$$M_{BPi} = p_{ТР} \cdot D_{УСТ.ШТ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ} (L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (6.13)$$

При установке опор гидроцилиндра на одной окружности выражение примет вид

$$M_{BPi} = p_{ТР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{(L_0 + \delta)^2}{D_{ГЦ}^2}} \quad (6.14)$$

Анализ выражений (6.13) и (6.14) показывает, что при выдвигании штока гидроцилиндра расстояние L_0 будет изменяться на величину δ , а расстояние между опорами гидроцилиндра составит $L_0 + \delta$. Плечо $h_{ГЦi}$ силы будет изменяться и соответственно будет изменяться и вращающий момент M_{BPi} . Величина этого изменения будет зависеть от геометрических параметров расстановки опор гидроцилиндров – $D_{УСТ.ШТ}$, $D_{УСТ.ГЦ}$, $D_{ГЦ}$, а также размеров гидроцилиндров – L_0 , L_P , длины хода штока – L_X .

Таким образом, развиваемый одним гидроцилиндром вращающий момент M_{BPi} будет носить переменный характер [77].

6.2.2.2 Момент, развиваемый группой гидроцилиндров в одинаковых фазах выдвижения

Для многофазных схем трансмиссий возможно образование групп гидроцилиндров находящихся в одинаковых фазах выдвижения. Вращающей момент,

создаваемый каждой группой будет определяться количеством гидроцилиндров в каждой группе

$$M_{BP} = M_{BPi} \cdot n_{PAB\phi}, \quad (6.15)$$

где $n_{PAB\phi}$ – число гидроцилиндров в группе в одинаковых фазах выдвижения.

6.2.2.3 Момент, развиваемый гидроцилиндрами в многофазных схемах

В многофазных схемах штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на неодинаковую величину, следовательно, плечо приложения силы h_i и развиваемый вращающий момент M_{BPi} будут отличаться для каждого гидроцилиндра [82]:

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}, \quad (6.16)$$

где $n_{\phi A3}$ – число фаз – промежуточных положений штока при выдвижении, определяемых по формуле (6.6);

$i = 1, 2, \dots, n_{ГЦ}$ – числовой индекс для i -го гидроцилиндра;

δ_i – текущее выдвижение штока от задвинутого положения i -го гидроцилиндра;

$$\delta_i = 0 \dots \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1}.$$

При установке опор гидроцилиндра на одной окружности $D_{уст.шт} = D_{уст.ГЦ} = D_{ГЦ}$ выражение (6.16) примет вид:

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{ГЦ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}}}. \quad (6.17)$$

Вращающий момент, развиваемый i -м гидроцилиндром в группе

$$M_{BPi} = p_{TP} \cdot D_{уст.шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}. \quad (6.18)$$

Результирующий момент представляет сумму моментов, развиваемых каждым гидроцилиндром в текущем положении

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ,ГР}} p_{ГР} \cdot D_{УСТ.ШТ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{УСТ.ШТ} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}, \quad (6.19)$$

где $n_{ГР}$ – количество групп гидроцилиндров в разных фазах выдвижения;

$n_{РАБ,ГР}$ – количество гидроцилиндров совершающих рабочий ход.

Для случая, когда $D_{УСТ.ШТ} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$ развиваемый момент будет равен

$$M_{BPi} = p_{ГР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}}}, \quad (6.20)$$

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{ГР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}}}. \quad (6.21)$$

6.2.2.4 Неравномерность развиваемого вращающего момента

При выдвижении штоков гидроцилиндров трансмиссии величина изменения момента ΔM будет зависеть от степени выдвижения штока δ в пределах длины хода L_X . Такое же явление, связанное с изменением развиваемого вращающего момента наблюдается в поршневых насосах и радиально- и аксиально-поршневых насосах и гидромоторах [78–80, 82]. Для этих гидромашин изменение момента принято называть неравномерностью или пульсацией момента, а величину этого изменения оценивают коэффициентом неравномерности вращающего момента Δ_M . Для оценки коэффициента Δ_M применяют следующее выражение [78–80, 82]:

$$\Delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{cp}} = \frac{2(M_{\max} - M_{\min})}{M_{\max} + M_{\min}}, \quad (6.22)$$

где $M_{\max}$ и $M_{\min}$ – максимальное и минимальное значение вращающего момента M_{BPi} , Н·м;

$$M_{cp} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2} \quad - \quad \text{среднее значение вращающего момента}$$

за величину хода штока L_X гидроцилиндра.

Если считать, что максимальный момент $M_{\max}$ реализуется в начале выдвижения штока гидроцилиндра при $\delta = 0$, а минимальный момент $M_{\min}$ – в конце хода штока гидроцилиндра при $\delta = L_X$ получим

$$\Delta_M = \frac{2 \cdot \left[\sqrt{1 - \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + (L_0)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шт}(L_0)}} - \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + L_X)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шт}(L_0 + L_X)}} \right]}{\sqrt{1 - \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + (L_0)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шт}(L_0)}} + \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + L_X)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шт}(L_0 + L_X)}}}. \quad (6.23)$$

Аналогично для расстановки опор гидроцилиндра $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$ получим

$$\Delta_M = \frac{2 \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{(L_0)^2}{D_{гц}^2}} - \sqrt{1 - \frac{(L_0 + L_X)^2}{D_{гц}^2}} \right)}{\sqrt{1 - \frac{(L_0)^2}{D_{гц}^2}} + \sqrt{1 - \frac{(L_0 + L_X)^2}{D_{гц}^2}}}. \quad (6.24)$$

Выражения (6.23) и (6.24) показывают, что коэффициент неравномерности момента Δ_M зависит только от геометрических параметров размещения гидроцилиндров $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$, $D_{гц}$ внутри секций, а также их размеров L_0 и L_X .

Для многофазных схем и групп гидроцилиндров в одинаковых фазах неравномерность также будет определяться по этим выражениям (6.23) и (6.24) и не будет зависеть от количества гидроцилиндров, находящихся в одинаковых фазах выдвижения в пределах группы [82].

Если рассматривать группу гидроцилиндров в разных фазах выдвижения в многофазных схемах трансмиссии то здесь также будут наблюдаться колебания развиваемого вращающего момента M_{BP} , но величина неравномерности Δ_M будет

ниже, чем при синхронной работе гидроцилиндров, а частота колебаний момента за период полного выдвижения штока гидроцилиндра выше.

Коэффициент неравномерности Δ_M при работе гидроцилиндров в разных фазах выдвижения [82]:

$$\Delta_M = 2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\max i} - \sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\min i}}{\sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\max i} + \sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\min i}}, \quad (6.25)$$

где $K_{\max i}$ соответствует началу выдвижения штока в фазе

$$K_{\max i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)}}}; \quad (6.26)$$

$K_{\min i}$ – соответствует концу выдвижения штока в фазе.

$$K_{\min i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot i \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot i \right)}}}. \quad (6.27)$$

6.2.3 Кинематические параметры трансмиссии геохода с гидроприводом

6.2.3.1 Угол поворота секции за рабочий ход гидроцилиндра

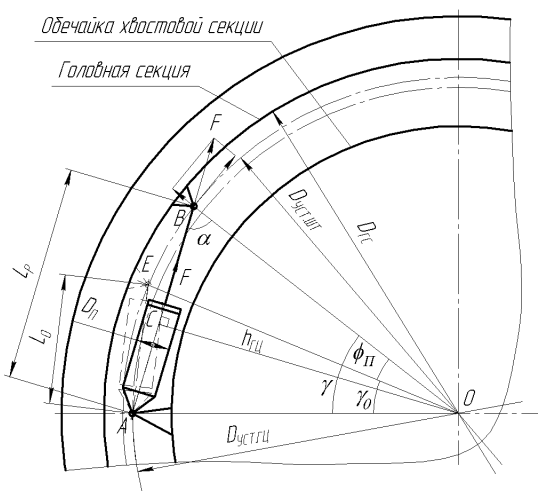


Рисунок 6.27 – Схема определения угла поворота φ головной секции за ход штока гидроцилиндра L_X

Выдвижение штока гидроцилиндра на величину хода L_X , сопровождается поворотом секции на угол φ_{II} , который можно определить из треугольника ABO (рис. 6.27)

$$\varphi_{II} = \gamma - \gamma_0, \quad (6.28)$$

где γ – центральный угол между осями опор гидроцилиндра при полностью выдвинутом штоке – при $L_{p\max} = L_0 + L_X$;

γ_0 – центральный угол между осями опор гидроцилиндра в начале выдвижения штока, т. е. при $L_{p\min} = L_0$.

$$\gamma = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}}, \quad (6.29)$$

$$\gamma_0 = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2L_0^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}}. \quad (6.30)$$

После подстановки выражений (6.29) и (6.30) в (6.28) получим

$$\varphi_{II} = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} - \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2L_0^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}}, \quad (6.31)$$

Для условия размещения опор гидроцилиндра на одной окружности $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$ угол поворота φ_{II} будет определяться выражением

$$\begin{aligned} \varphi_{II} &= \arccos \frac{D_{гц}^2 - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{гц}^2} - \arccos \frac{D_{гц}^2 - 2L_0^2}{D_{гц}^2} = \\ &= \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{гц}^2} \right) - \arccos \left(1 - \frac{2L_0^2}{D_{гц}^2} \right). \end{aligned} \quad (6.32)$$

6.2.3.2 Определение угловой скорости вращения головной секции

Если в поршневую полость гидроцилиндра поступает постоянный расход рабочей жидкости $Q(t) = const$, то шток будет выдвигаться с постоянной скоростью

$$v = \frac{Q}{S_{\Pi}}. \quad (6.33)$$

Величина перемещения штока гидроцилиндра (рисунок 6.25) от сложенного состояния L_0

$$\delta(t) = vt = \frac{Q}{S_{\Pi}} \cdot t. \quad (6.34)$$

Тогда, угол поворота головной секции $\varphi_{\Pi}(t)$ будет являться функцией времени t при движении штока от положения L_0 до $L_0 + L_X$

$$\varphi_{\Pi}(t) = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + \delta(t))^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} - \gamma_0, \quad (6.35)$$

где $\gamma_0 = const$ – угол по формуле (6.30), принятый за постоянную величину для заданного конструктивного решения трансмиссии.

Угловая скорость вращения секции $\omega(t)$

$$\omega(t) = \frac{d\varphi_{\Pi}(t)}{dt}, \quad (6.36)$$

Продифференцировав выражение (6.35) по времени t получим

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + vt)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} \right)^2}}, \quad (6.37)$$

Для условия расстановки опор гидроцилиндра на одной окружности

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{гц}^2 \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + vt)^2}{D_{гц}^2} \right)^2}}, \quad (6.38)$$

Согласно выражениям (6.37) и (6.38), при вращении головной секции угловая скорость $\omega(t)$ будет изменяться при выдвигании штока гидроцилиндра (рисунок 6.28) аналогично изменению вращающего момента. Если расход рабочей

жидкости в поршневой полости будет иметь постоянную величину $Q(t) = \text{const}$, то постоянной будет и скорость поступательного движения поршня $v(t) = \text{const}$. При этом будет наблюдаться изменение окружной скорости v_R , что, в конечном итоге будет приводить к изменению угловой вращения головной секции.

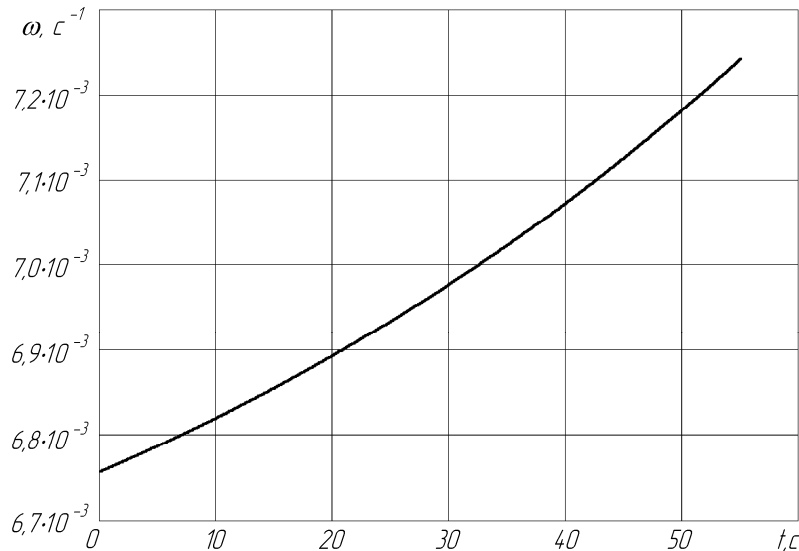


Рисунок 6.28 – Зависимость изменения угловой скорости вращения головной секции при выдвигании штока гидроцилиндра за время t

Постоянство угловой скорости $\omega(t) = \text{const}$ вращения головной секции можно достичь изменением скорости выдвигания штока гидроцилиндра $v(t)$ по определенному закону, выразив $v(t)$ из (6.38)

$$v(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \quad (6.39)$$

Для изменения скорости выдвигания штока по определенному закону (6.39) необходимо соответственно изменять расход рабочей жидкости $Q = v \cdot S_{П}$ подводимой в штоковую полость

$$Q(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \quad (6.40)$$

Обеспечить изменение расхода рабочей жидкости во времени можно используя дроссельное регулирование, а особенно эффективно с помощью объёмных дозаторов [85, 111].

В многофазных схемах при питании всех гидроцилиндров трансмиссии, совершающих рабочий ход от одного насоса расход жидкости в каждом гидроцилиндре будет различен, а результирующий расход жидкости Q_{Σ} будет равен сумме расходов рабочей жидкости в каждом гидроцилиндре

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГП}} Q_i. \quad (6.41)$$

Если в рабочем ходе многофазной трансмиссии задействовано $n = n_{РАБ.ГП}$ гидроцилиндров, то для них можно записать n уравнений расхода рабочей жидкости

$$\left\{ \begin{aligned} Q_1 &= Q_{\Sigma}(t) - Q_2 - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ Q_2 &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - Q_3 - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ Q_i &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - \dots - Q_{i-1} - Q_{i+1} - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ \dots \dots \dots \\ Q_n &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - \dots - Q_{n-1} = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (n-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (n-1)\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \end{aligned} \right. \quad (6.42)$$

Сложив, левые и правые части уравнений системы (6.42) получим выражение, связывающее расход рабочей жидкости с угловой скоростью вращения головной секции

$$Q_{\Sigma} = \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right) \cdot \omega \cdot t \right)}{(4 + \omega^2 \cdot t^2)} \quad (6.43)$$

6.2.3.3 Определение неравномерности вращения головной секции

Как было отмечено раньше в многофазных схемах трансмиссии расход рабочей жидкости в поршневых полостях гидроцилиндров, задействованных в рабочем

ходе, будет различаться. Это будет приводить к возникновению колебаний угловой скорости вращения. Такое изменение угловой скорости вращения характерно для радиально- и аксиально-поршневых гидромоторов, и значительно проявляется при низких скоростях вращения [78–80]. Колебания угловой скорости оцениваются коэффициентом неравномерности вращения, который определяется отношением

$$\delta_{\omega} = \frac{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi} \right)_{\max} - \left(\sum \frac{dV}{d\varphi} \right)_{\min}}{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi} \right)_{cp}}, \quad (6.44)$$

где $\varphi = \omega \cdot t$ – угол поворота вала гидромотора;

V – рабочий объём гидромотора;

$$\left(\sum \frac{dV}{d\varphi} \right)_{cp} = \frac{V}{2\pi} - \text{среднее значение поглощаемого объёма рабочей жидкости}$$

за угол поворота на один радиан; (6.45)

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{Q_{nom}}{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi} \right)} - \text{угловая скорость вращения гидромотора.} \quad (6.46)$$

Угловая скорость учетом выражений (6.45) и (6.46)

$$\omega = Q_{\Sigma} \cdot \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)}. \quad (6.47)$$

Дробь в правой части выражения (6.47) представляет собой знаменатель выражения (6.46)

$$\sum \frac{dV}{d\varphi} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)}. \quad (6.48)$$

Выражение (6.44) для коэффициента неравномерности угловой скорости вращения головной секции

$$\delta_{\omega} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}}. \quad (6.49)$$

В этом выражении $V_{\max}$ – это максимальный поглощаемый объём рабочей жидкости в начале фазы хода штока гидроцилиндра

$$V_{\max} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)}, \quad (6.50)$$

$V_{\min}$ объём, соответствующий концу хода штока в фазе

$$V_{\min} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right) \cdot \varphi \right)}. \quad (6.51)$$

Средний поглощаемый объём за время движения штока от фазы до фазы

$$V_{cp} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}. \quad (6.52)$$

6.2.4 Конструктивные параметры трансмиссии геохода с гидроприводом

6.2.4.1 Габарит свободного пространства внутри геохода

Согласно расчетной схеме на рисунке на рисунке 6.29 габарит свободного внутреннего пространства внутри геохода будет определяться принятыми геометрическими параметрами гидроцилиндров трансмиссии и расположение их элементов.

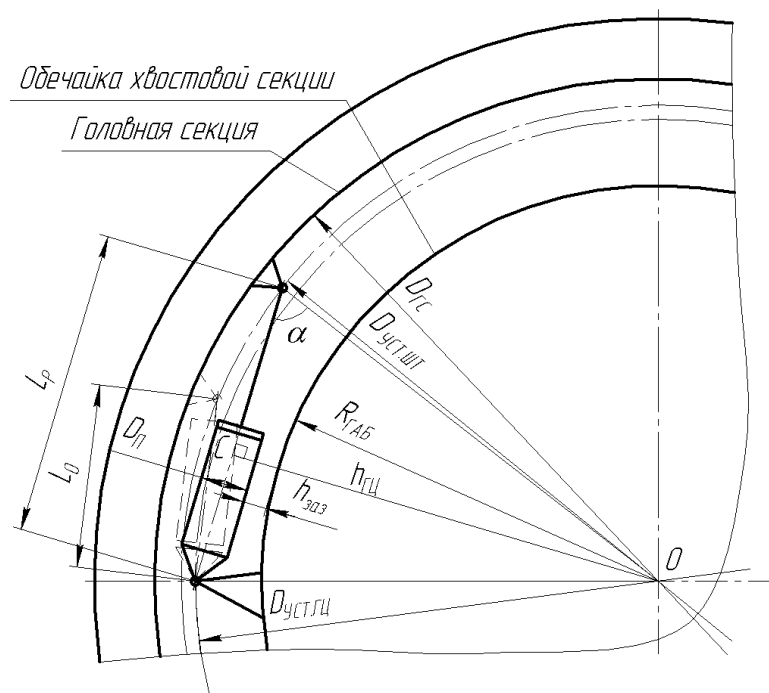


Рисунок 6.29 – Габарит свободного внутреннего пространства геохода

При размещении гидроцилиндров в пространстве между оболочками, между гидроцилиндром и поверхностью оболочек должен оставаться гарантированный зазор. Зазор между поверхностью корпуса гидроцилиндра и наружной поверхностью обечайки стабилизирующей секции определяет максимально возможный диаметр обечайки стабилизирующей секции, и соответственно габарит свободного внутреннего пространства.

Кратчайшее расстояние от центра O продольной оси головной секции до корпуса гидроцилиндра это перпендикуляр OC к продольной оси гидроцилиндра (рисунок 6.29). С учетом необходимого зазора h_{3AZ} радиус наружной поверхности обечайки $R_{ГAB}$ стабилизирующей секции

$$R_{ГAB} = h_{ГЦ} - \frac{D_{\Pi}}{2} - h_{3AZ}. \quad (6.53)$$

С учетом $h_{ГЦ}$ получим

$$R_{ГAB} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{уст.ГЦ}}{2}\right)^2\right)^2}{D_{уст.шт} \cdot L_P}} - \frac{D_{\Pi}}{2} - h_{3AZ}. \quad (6.54)$$

Размеры гидроцилиндров, такие как толщина стенки, диаметр поршня могут иметь значения, изменяющиеся в широких пределах, поэтому удобнее зазор между корпусом гидроцилиндра и поверхностью обечайки или стакана стабилизирующей секции выразить через диаметр поршня гидроцилиндра D_{Π}

$$R_{ГAB} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{уст.ГЦ}}{2}\right)^2\right)^2}{D_{уст.шт} \cdot L_P}} - (0,75...1)D_{\Pi}. \quad (6.55)$$

6.2.4.2 Конструктивные параметры размещения гидроцилиндров внутри секций

Наиболее значимыми параметрами помимо диаметров окружностей размещения опор гидроцилиндров является расстояние L_P (рисунок 6.30). Основным

ограничением расстояния L_p может быть необходимость размещения заданного количества гидроцилиндров внутри секций геохода [86].

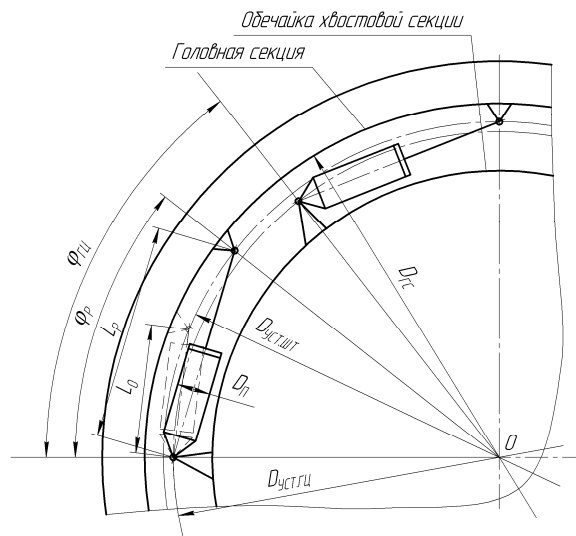


Рисунок 6.30 –Схема определения конструктивных параметров размещения гидроцилиндров

При прорисовке схемных решений трансмиссии геохода были получены следующие соотношения, которые могут быть использованы в практической проектной деятельности

$$D_{уст.гц} = D_{гс} - (3...4)D_{п}, \quad (6.56)$$

$$D_{уст.шт} = D_{гс} - (2...3)D_{п}. \quad (6.57)$$

Для $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$

$$D_{гц} = D_{гс} - (3...4)D_{п}. \quad (6.58)$$

Серийно выпускаемые гидроцилиндры [66, 106] имеют следующее соотношение длины хода поршня L_X и размеров по осям крепежных проушин L_0

$$L_X = (0,3 \div 0,8)L_0. \quad (6.59)$$

Расстояние между опорами гидроцилиндра L_p представляет сумму

$$L_p = L_0 + L_X. \quad (6.60)$$

Величина выдвигения за рабочий ход L_X из предыдущих выражений

$$L_X = \frac{L_p}{1 + \frac{1}{(0,3 \div 0,8)}}. \quad (6.61)$$

Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра зависит от количества гидроцилиндров – $n_{ГЦ}$ (рисунок 6.31).

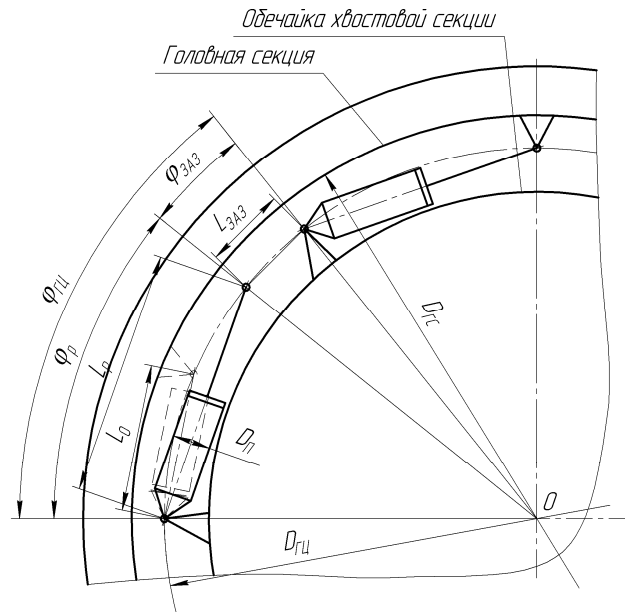


Рисунок 6.31 – Расчетная схема к определению расстояния между опорами гидроцилиндра L_p

Рассмотрим вариант, когда опоры гидроцилиндра располагаются на одной окружности – $D_{УСТ.ШТ} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$. Угловой шаг $\varphi_{ГЦ}$ расстановки гидроцилиндров по окружности определяется числом гидроцилиндров $n_{ГЦ}$

$$\varphi_{ГЦ} = \frac{360^\circ}{n_{ГЦ}}, \text{ град} \quad (6.62)$$

При максимально выдвинутом штоке гидроцилиндр опирается на окружности $D_{ГЦ}$ на хорду длиной L_p , а её центральный угол равен φ_p . Эти параметры связаны между собой [59]

$$L_p = D_{ГЦ} \cdot \sin \frac{\varphi_p}{2}. \quad (6.63)$$

В результате прорисовки схемных решений трансмиссии было установлено, что за величину зазора можно взять диаметр поршня D_{Π} , т.е. $L_{ЗАЗ} = D_{\Pi}$

$$L_{ЗАЗ} = D_{\Pi} = D_{ГЦ} \cdot \sin \frac{\varphi_{ЗАЗ}}{2}. \quad (6.64)$$

В результате преобразований найдем

$$L_P = D_{ГЦ} \cdot \sin \left[0,5 \left(\frac{360^\circ}{n_{ГЦ}} - 2 \cdot \arcsin \frac{D_{П}}{D_{ГЦ}} \right) \right] = D_{ГЦ} \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{П}}{D_{ГЦ}} \right), \quad (6.65)$$

Аналогично для условия (6.58)

$$L_P = [D_{ГЦ} - (3...4)D_{П}] \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{П}}{(D_{ГЦ} - (3...4)D_{П})} \right). \quad (6.66)$$

Ограничением максимального расстояния L_P между опорами штока и корпуса гидроцилиндра продольная устойчивость сжимаемого штока [66, 106]

$$L_{P \max} = \frac{356,8 \cdot d_{ШТ}^2}{D_{П} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}, \quad (6.67)$$

где $d_{ШТ}$ – диаметр штока гидроцилиндра, м;

k_3 – коэффициент закрепления штока и корпуса гидроцилиндра, шарнирное закрепление – $k_3=1$;

$[n]$ – коэффициент запаса (обычно $[n] = 3,5...4$);

p – рабочее давление в гидроцилиндре, Па.

Диаметр штока обычно принимается диапазоне[5]

$$d_{ШТ} = (0,3 \div 0,7) \cdot D_{П}. \quad (6.68)$$

В многофазных схемах трансмиссии штоки гидроцилиндров совершающих холостой ход должны успевать полностью задвинутся за время выдвижения штоков рабочих гидроцилиндров от начала одной фазы до следующей. Таким образом, скорость обратного хода $v_{ОБР.Х}$ должна быть выше, чем скорость $v_{Р.Х}$ в $n_{ФАЗ}$ раз

$$v_{ОБР.Х} \geq n_{ФАЗ} \cdot v_{Р.Х}. \quad (6.67)$$

Для многофазной схемы трансмиссии условие устойчивости с учетом числа фаз будет иметь вид

$$L_{P \max} = \frac{356,8 \cdot \left(D_{П} \sqrt{1 - \frac{1}{n_{ФАЗ}}} \right)^2}{D_{П} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}} = \frac{356,8 \cdot D_{П} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{ФАЗ}} \right)}{k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}. \quad (6.68)$$

Также ограничением расстояния L_p требуемый габарит свободного пространства внутри геохода. Для его увеличения можно уменьшать величину расстояния L_p между опорами и длину рабочего хода L_X .

Выводы:

1. Установлено, что в схемах трансмиссии с гидроприводом непрерывность вращения головной секции обеспечивается работой гидроцилиндров в противофазе или в многофазных схемах при количестве гидроцилиндров, совершающих рабочий ход равном или большем количества гидроцилиндров, совершающих обратный ход. При этом число групп гидроцилиндров в многофазных схемах должно быть кратно общему числу всех гидроцилиндров в трансмиссии.

2. Разработана математическая модель описывающая взаимосвязь основных параметров трансмиссии, позволяющая определять развиваемый трансмиссией вращающий момент, угловую скорость вращения головной секции, коэффициенты неравномерности вращающего момента и угловой скорости, конструктивные параметры размещения гидроцилиндров и других элементов трансмиссии, габаритный размер свободного пространства внутри геохода, величину потребного расхода рабочей жидкости, в зависимости от принятых размеров геохода (диаметра головной секции), количества гидроцилиндров, приемлемого значения неравномерности момента, требуемого габарита внутреннего пространства.

3. На развиваемый трансмиссией вращающий момент по мере выдвижения штока гидроцилиндра влияют геометрические параметры размещения гидроцилиндров.

4. В многофазных схемах трансмиссии на неравномерность развиваемого вращающего момента влияют конструктивные параметры размещения гидроцилиндров и число фаз, для синхронного выдвижения гидроцилиндров только конструктивные параметры.

5. Размещение гидроцилиндров трансмиссии внутри секций ограничивается двумя условиями – условием вписываемости заданного количества гидроцилиндров в размеры секции, и условием продольной устойчивости штока.

6. В многофазных схемах трансмиссии штоки гидроцилиндров совершающих холостой ход должны успевать полностью задвинутся за время выдвижения штоков рабочих гидроцилиндров от начала одной фазы до следующей. Таким образом, скорость обратного хода $v_{OBR.X}$ должна быть выше, чем скорость $v_{P.X}$ в $n_{ФАЗ}$ раз.

6.3 Определение влияния особенностей трансмиссии и параметров геохода на основные параметры трансмиссии

6.3.1 Методика определения основных параметров трансмиссии

6.3.1.1 Исходные данные ($M_{BR.TP}, n_{TP}, D_{ГС}$)

Исходные данные: $M_{BR.TP}$ – требуемый вращающий момент на головной секции; n_{TP} или ω_{TP} – требуемая частота или угловая скорость вращения головной секции; $D_{ГС}$ – диаметр геохода (головной секции).

Требуемая величина вращающего момента $M_{BR.TP}$ определяется выражением

$$M_{BR.TP} = P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_{Г} \cdot \cos \beta + T_{ОС} \cdot r_{ОС}}{1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}}}. \quad (6.69)$$

6.3.1.2 Основные параметры гидроцилиндров трансмиссии

($D_{П}, d_{ШТ}, L_{P.max}, L_P, L_X, p$)

В соответствии с рекомендациями [87] вначале определяют главный параметр – диаметр поршня – $D_{П}$, а затем определяются основные параметры

1. диаметр штока – $d_{ШТ}$;
2. рабочее давление – p ;
3. расстояние между опорами гидроцилиндра – L_P и $L_{P.max}$;
4. ход поршня – L_X .

Ряд диаметров поршня гидроцилиндра $D_{П}$ принимается по стандартному ряду ГОСТ 6540-68.

Диаметр штока – из выражения

$$d_{шт} = (0,3 \div 0,7) \cdot D_{\Pi}, \quad (6.70)$$

или

$$d_{шт} = D_{\Pi} \sqrt{1 - \frac{1}{n_{\Phi A3}}}. \quad (6.71)$$

Диаметр штоков округляется до ближайшего значения по стандартному ряду ГОСТ 6540-68.

Рабочее давление p_m выбирают на основе рекомендаций, приведенных в таблице 6.3 [5]

Таблица 6.3 – Рекомендуемые значения рабочих давлений

Мощность, кВт	До 0,1	0,1–1	1,0–5,0	5,0–20,0	Св. 20
Номинальное давление, МПа	1,0	1–6,3	6,3–10	10–16	16–25

Принятые значения L_P необходимо проверить по условию вписываемости и устойчивости

$$L_P = D_{ГЦ} \cdot \sin \left[0,5 \left(\frac{360^\circ}{n_{ГЦ}} - 2 \cdot \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} \right) \right] = D_{ГЦ} \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} \right); \quad (6.72)$$

$$L_{P \max} = \frac{356,8 \cdot d_{шт}^2}{D_{\Pi} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}. \quad (6.73)$$

6.3.1.3 Определение вращающего момента трансмиссии M_{BP}

Вращающий момент M_{BP} для диапазонов значений L_P , D_{Π} , $n_{ГЦ}$ и требуемого давления – p_{TP}

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{TP} \cdot (D_{ГЦ} - 4D_{\Pi}) \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{L_P}{1,8} + \frac{L_P}{\left(1 + \frac{1}{0,8}\right)(n_{\Phi A3} - 1)} \cdot i \right)^2}{D_{ГЦ} - 4D_{\Pi}}} \quad (6.74)$$

6.3.1.4 Определение коэффициентов неравномерности – Δ_M , δ_ω и габарита свободного внутреннего пространства – $R_{ГAB}$

Определяем для ряда значений L_P , D_{II} , $n_{ГЦ}$ коэффициент неравномерности вращающего момента – Δ_M

$$\Delta_M = 2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\max i} - \sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\min i}}{\sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\max i} + \sum_{i=1}^{n_{PAB}} K_{\min i}}, \quad (6.75)$$

и величину коэффициента неравномерности угловой скорости – δ_ω

$$\delta_\omega = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}}. \quad (6.76)$$

Габарит свободного внутреннего пространства – $R_{ГAB}$

$$R_{ГAB} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2} \right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{уст.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{уст.шт} \cdot L_P} \right)^2} - (0,75...1)D_{II}. \quad (6.77)$$

6.3.1.5 Определение расхода рабочей жидкости Q_Σ

Для заданной угловой скорости $\omega_{ГР}$ определяем

$$Q(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \quad (6.78)$$

Результирующий расход рабочей жидкости Q_Σ гидроцилиндров, совершающих рабочий ход

$$Q_\Sigma = \sum_{i=1}^{n_{PAB, ГР}} Q_i; \quad (6.79)$$

или

$$Q_\Sigma = \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4}.$$

$$\sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \omega \cdot t \right) \cdot \frac{1}{(4 + \omega^2 \cdot t^2)}. \quad (6.80)$$

Расход рабочей жидкости в гидроцилиндрах совершающих обратный ход

$$Q_{обр.xj} = v_{обр.xj} \cdot (S_n - S_{um}) = v_{обр.xj} \cdot \frac{\pi(D_{II}^2 - d_{um}^2)}{4}. \quad (6.81)$$

Суммарный мгновенный расход рабочей жидкости в гидросистеме трансмиссии

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{раб}} Q_{pi} + \sum_{j=1}^{n_{обр}} Q_{обр.xj}. \quad (6.82)$$

6.3.2 Влияние на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента и коэффициента неравномерности её конструктивных параметров и количества гидроцилиндров

Полученные аналитические выражения позволили определить влияние конструктивных параметров (диаметра поршня D_{II}) и количества гидроцилиндров ($n_{ГЦ}$) на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BP} (рисунок 6.34 – 6.38) и построить зависимости для заданных размеров геохода ($D_{ГC}$), давления в гидросистеме – $p_{ГР}$. Диаметры геоходов ($D_{ГC}$) приняты по типоразмерному ряду проходческих щитов ЦНИИподземмаша [88].

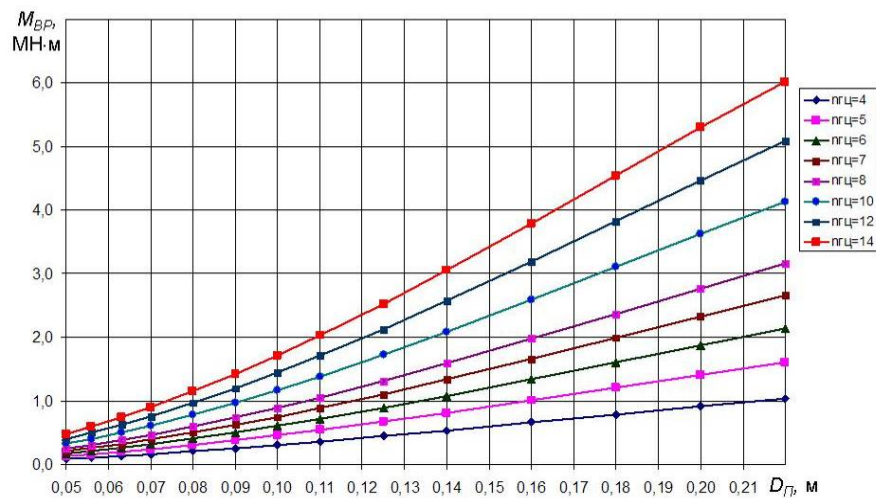


Рисунок 6.32 – Вращающий момент M_{BP} развиваемый трансмиссией геохода диаметром $D_{ГC} = 2,1$ м

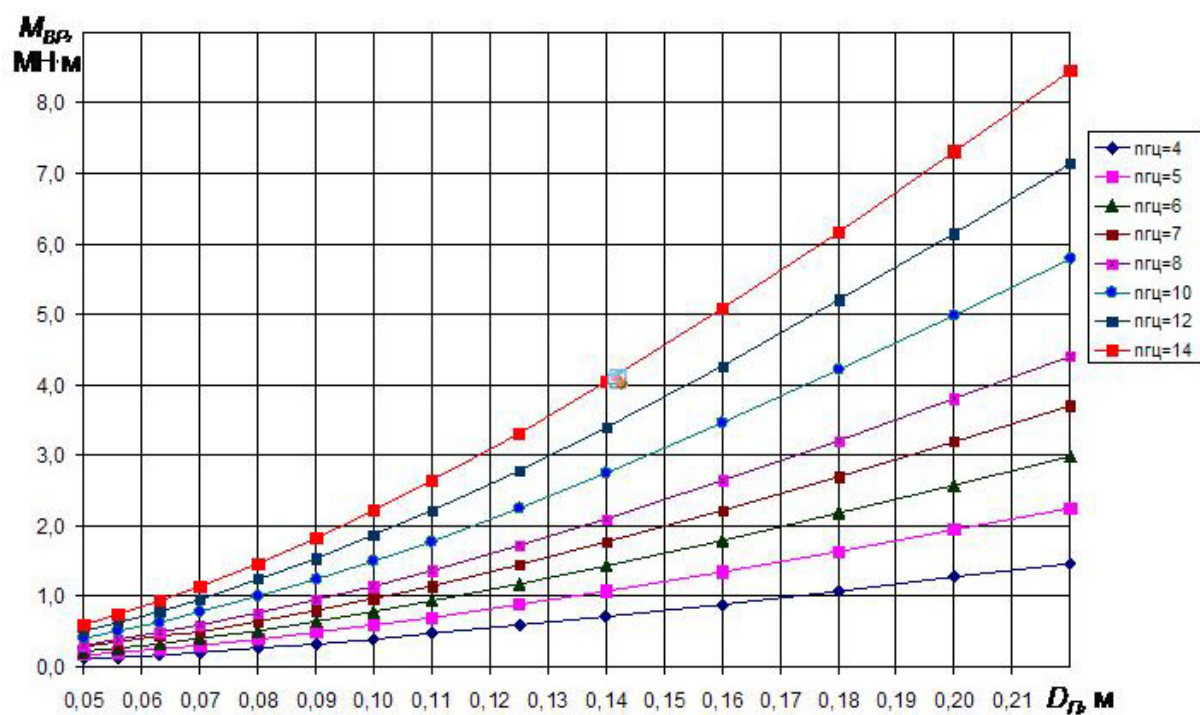


Рисунок 6.33 – Вращающий момент M_{BR} развиваемый трансмиссией геохода диаметром $D_{GC} = 2,6$ м

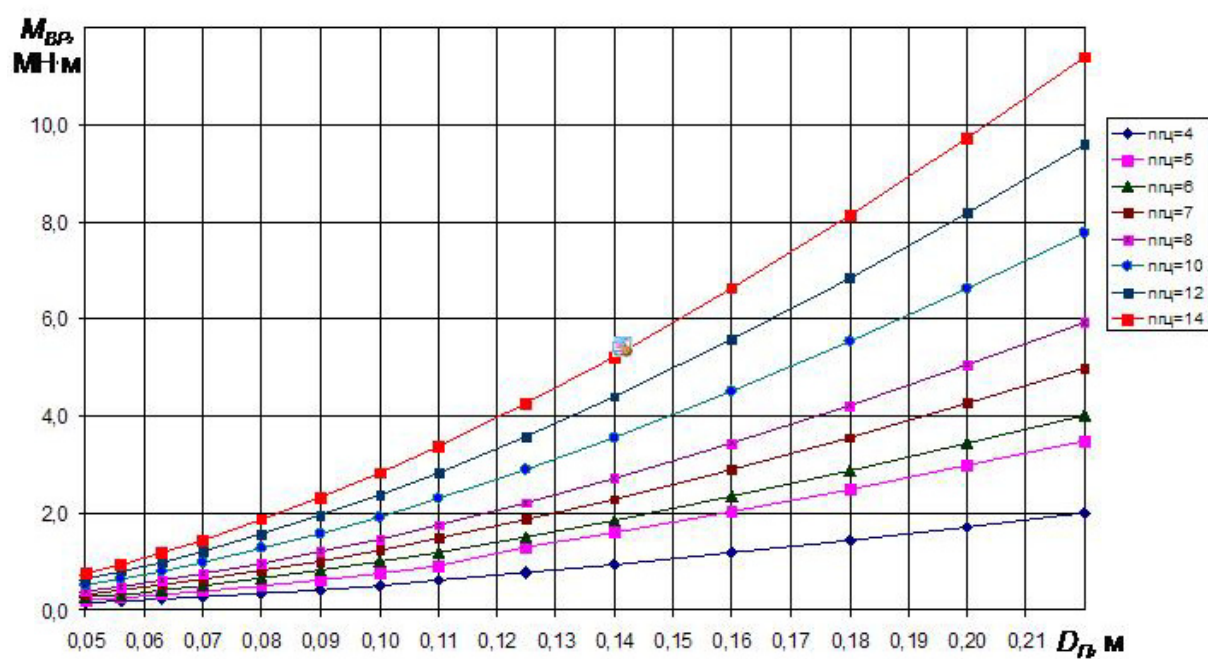


Рисунок 6.34 – Вращающий момент M_{BR} развиваемый трансмиссией геохода диаметром $D_{GC} = 3,2$ м

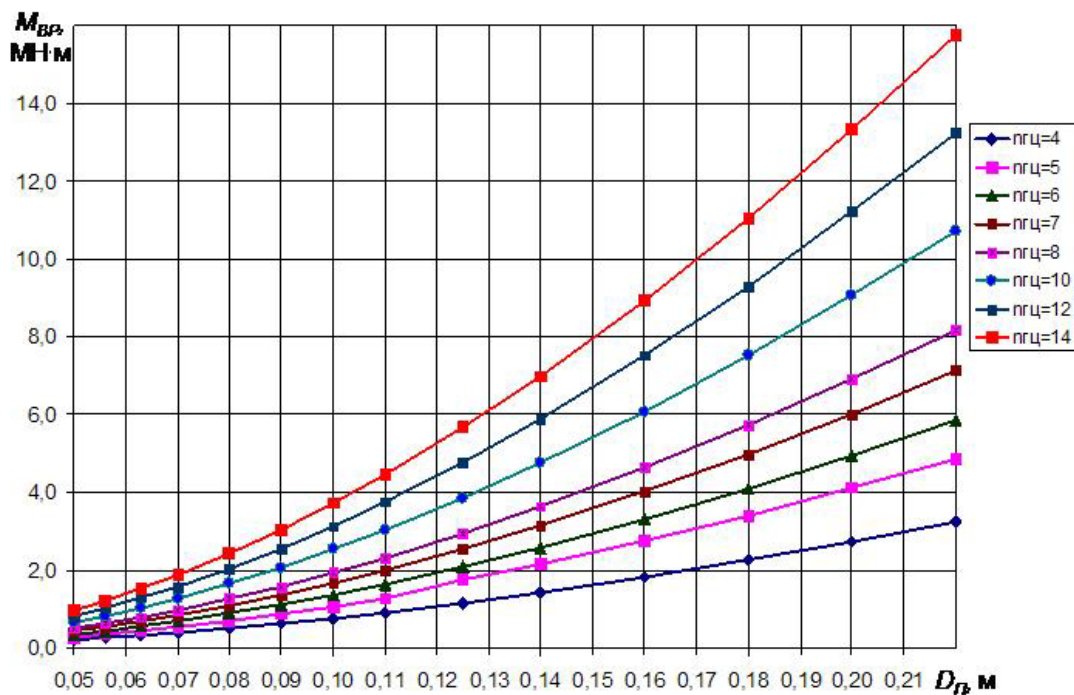


Рисунок 6.35 – Вращающий момент M_{BR} развиваемый трансмиссией геохода диаметром $D_{GC} = 4,1$ м

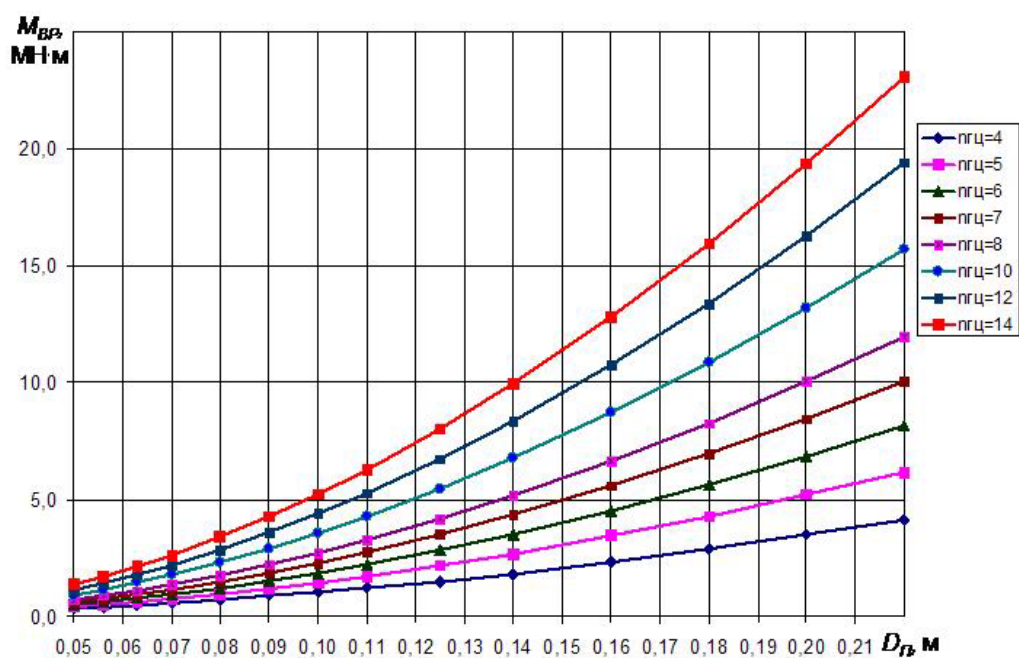


Рисунок 6.36 – Вращающий момент M_{BR} развиваемый трансмиссией геохода диаметром $D_{GC} = 5,6$ м

Требуемая величина вращающего момента для геоходов размерного ряда (рисунки 6.32–6.36) приведена в Таблице 6.2).

Таблица 6.2 – Требуемое усилие на штоках гидроцилиндров трансмиссии геوخода и вращающий момент на головной секции

Наименование параметра	Диаметр геوخода по типоразмерному ряду щитов, м				
	2,1	2,6	3,2	4,1	5,6
$M_{BP} \cdot 10^6$, Н·м	0,37	0,73	1,45	3,43	10,7
$P_{ГЦ} \cdot 10^6$, Н	0,37	0,6	0,95	1,76	4,05

Расположение опор гидроцилиндров $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$, $D_{ГЦ}$ оказывает влияние на величину развиваемого момента, так минимальные M_{min} и максимальные M_{max} значения моментов формируются при различных положениях штока гидроцилиндра (рисунок 6.37) [82]. Графически на рисунке 6.37 построены с данными – $D_{ГЦ} = 3,7$ м, $D_{П} = 0,045$ м, $L_0 = 0,8$ м, $p_{TP} = 16$ МПа, $\delta = 0 \dots 0,56$ м, $n_{ГЦ} = 8$ шт.. Размеры $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$ вписываются в размеры секции $D_{ГЦ}$.

Анализ графической зависимости (рисунок 6.37) показывает, что наибольший момент, развиваемый трансмиссией, формируются при расстановке опор штоков и гидроцилиндров на одной окружности. Разность в диаметрах расстановки опор гидроцилиндров приводит к снижению развиваемого момента. Соотношение диаметров расстановки опор также влияет на величину изменения момента по мере выдвижения штоков, а соответственно и на величину неравномерности.

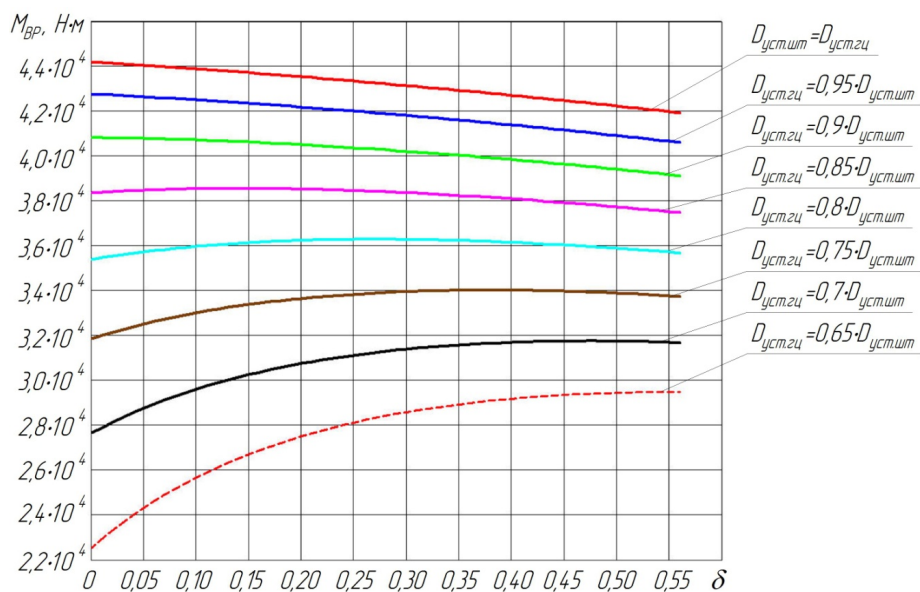


Рисунок 6.39 – Влияние диаметров расстановки опор $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$ на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BP}

Были построены зависимости неравномерности момента Δ_M (рисунок 6.40) для синхронно выдвигающихся гидроцилиндров (кривая 1) и гидроцилиндров в разных фазах (кривая 2). Выявлено, что многофазные схемы работы гидроцилиндров трансмиссии обладают меньшей неравномерностью развиваемого вращающего момента, а увеличение их количества с 4 до 14 приводит к снижению коэффициента неравномерности с 8 до 0,1 %. В сравнении с синхронной работой гидроцилиндров многофазные схемы обеспечивают снижение коэффициента неравномерности от 2,5 до 13,4 раз при том же количестве гидроцилиндров [111].

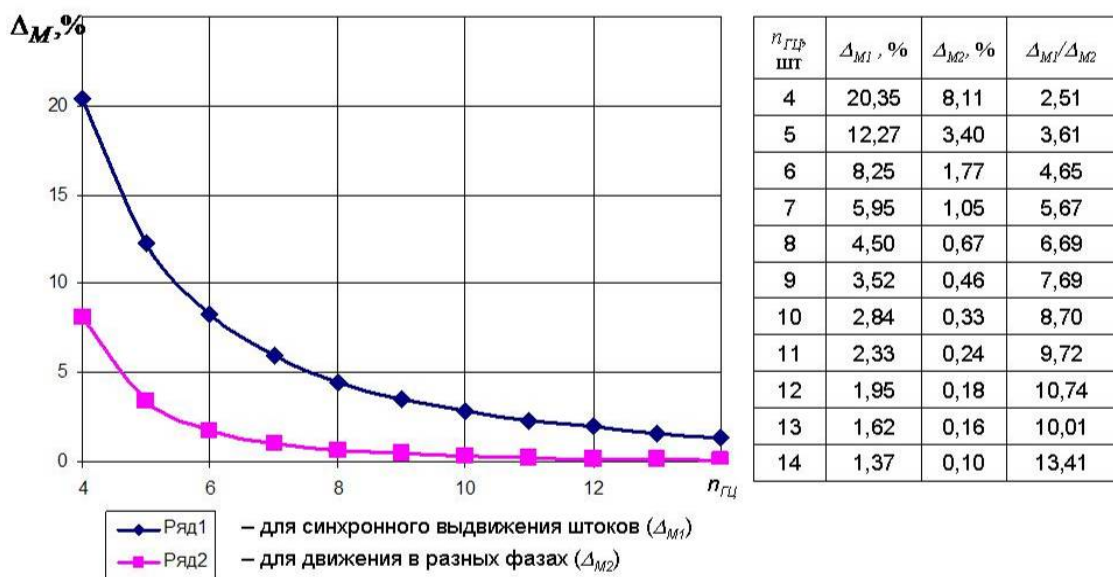


Рисунок 6.40 – График влияния количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ на величину неравномерности момента Δ_M

6.3.3 Влияние размеров геoxода на конструктивные параметры трансмиссии

По полученным аналитическим выражениям были построены графические зависимости (рисунки 6.41 – 6.45) максимально возможного расстояния между опорами гидроцилиндра – L_p от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметра поршня D_{II} , построенные по условиям вписываемости и устойчивости для геoxодов диаметром ($D_{ГС}$) по размерному ряду проходческих щитов ЦНИИподземмаша [88]. Анализ зависимостей показал, что при малых диаметрах поршня и большом количестве гидроцилиндров преобладающим является условие устойчивости.

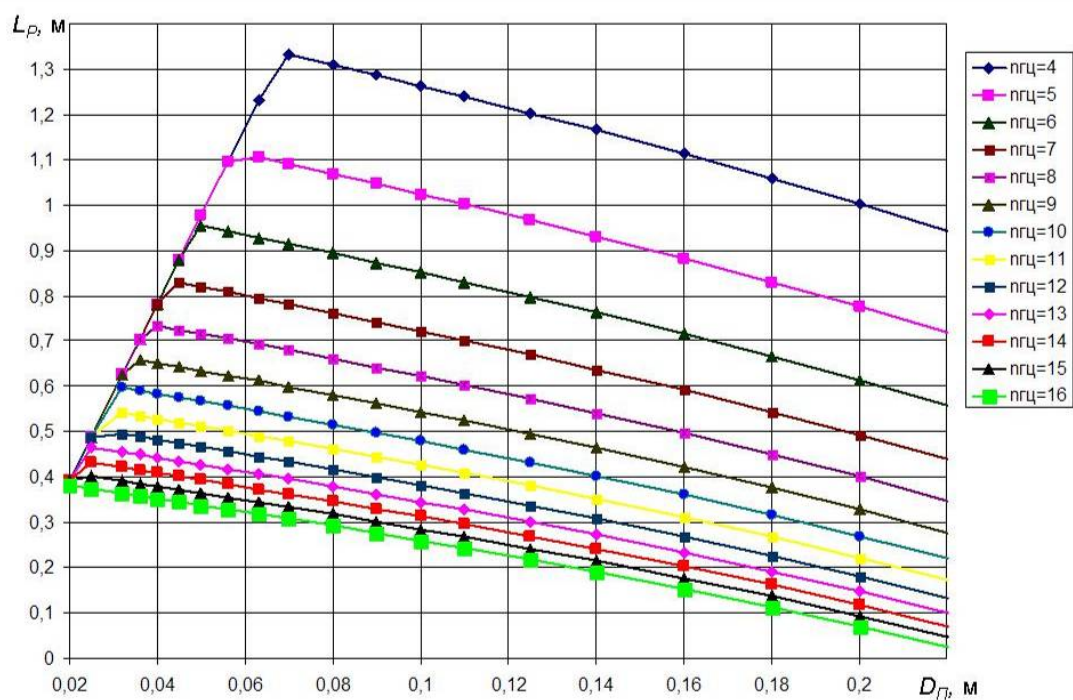


Рисунок 6.41 – Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости для геихода диаметром $D_{ГС} = 2,1$ м

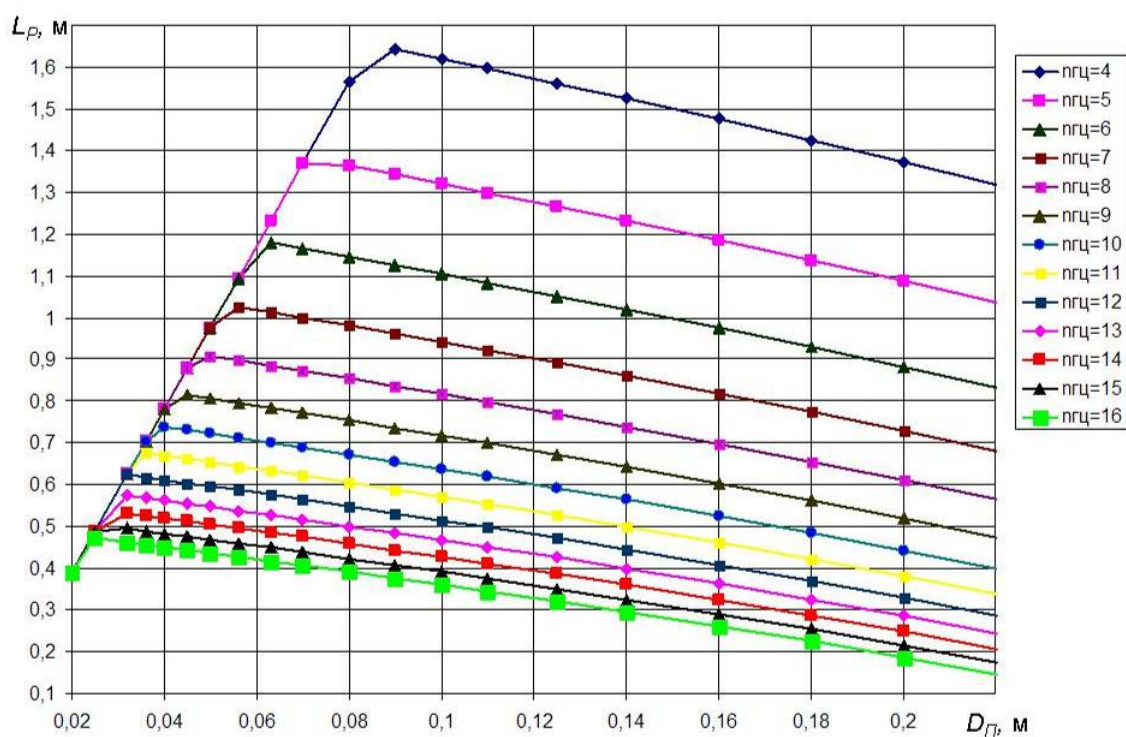


Рисунок 6.42 – Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости для геихода диаметром $D_{ГС} = 2,6$ м

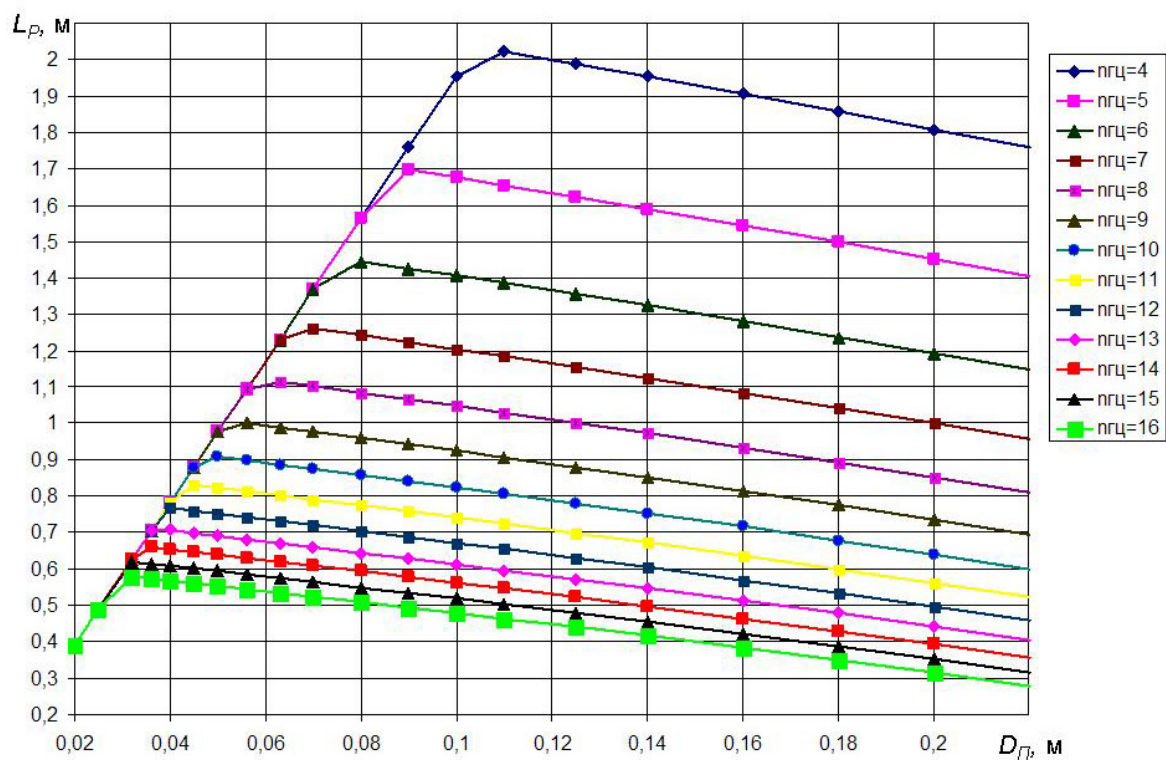


Рисунок 6.43 – Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости для геихода диаметром $D_{ГC} = 3,2$ м

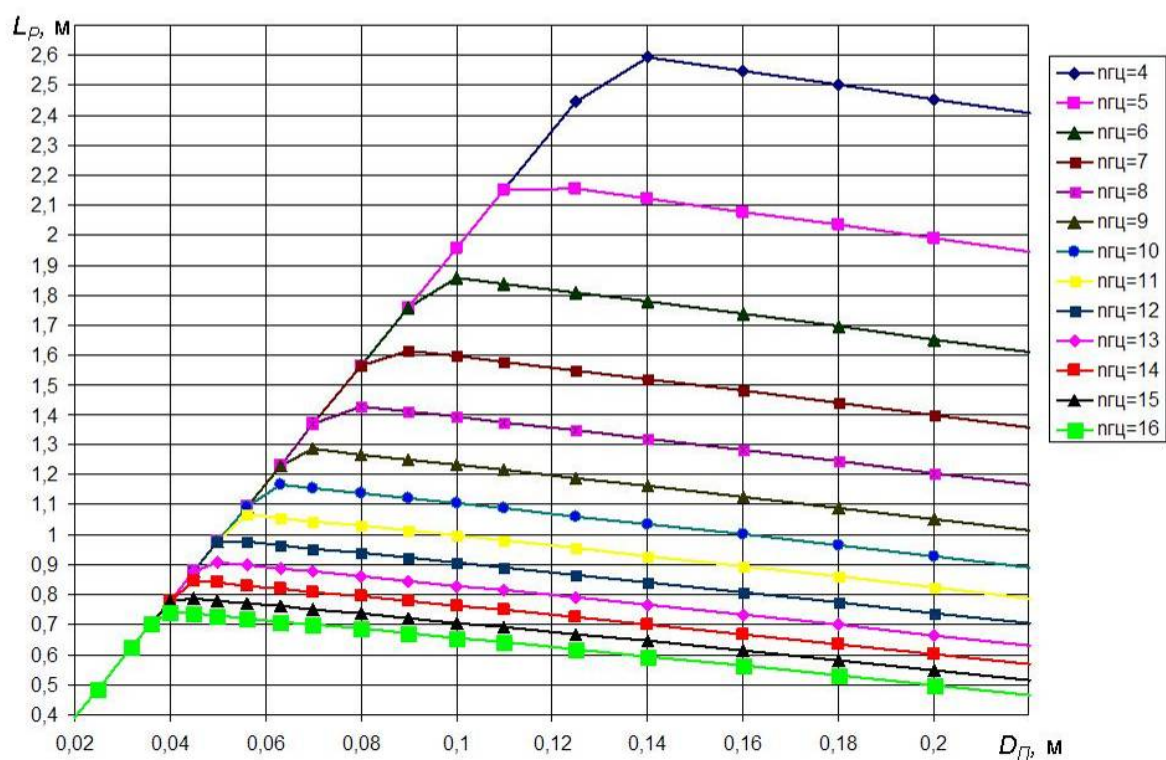


Рисунок 6.44 – Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости для геихода диаметром $D_{ГC} = 4,1$ м

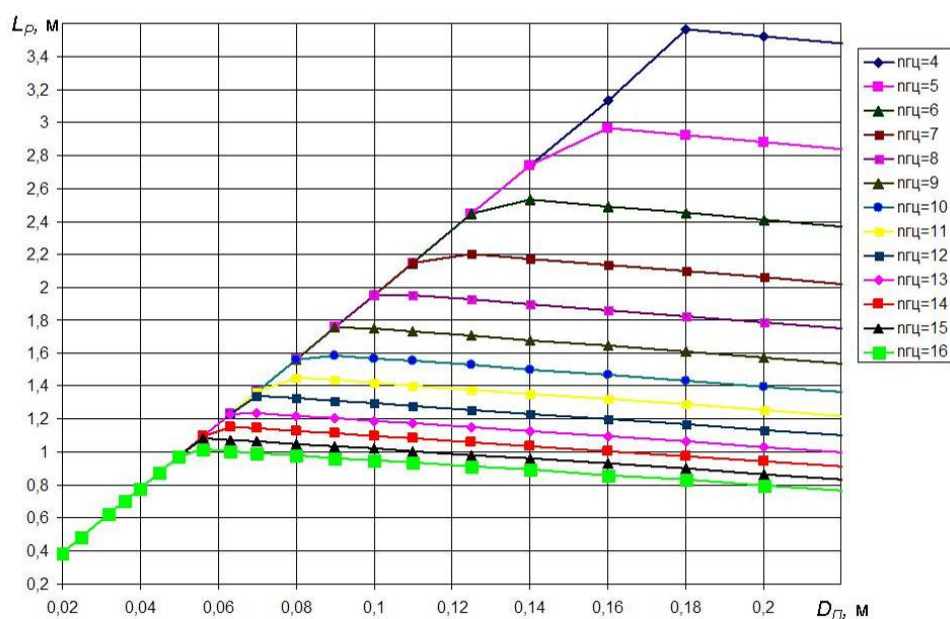


Рисунок 6.45 – Расстояние L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости для геوخода диаметром $D_{ГС} = 5,6$ м

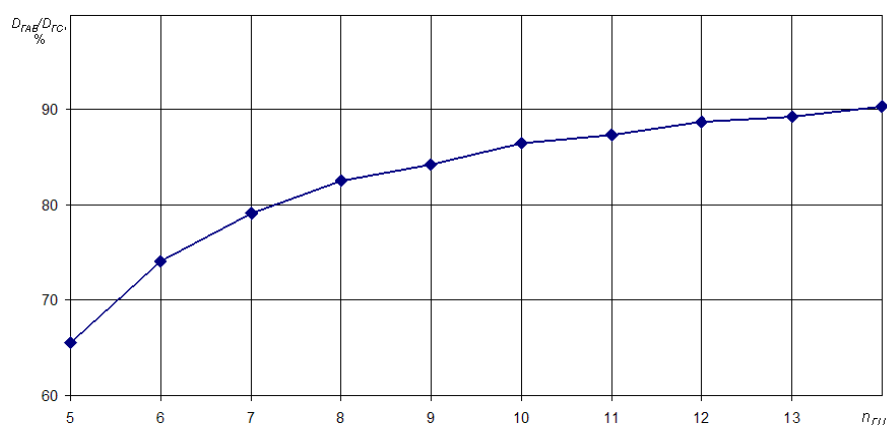


Рисунок 6.46 – Габарит внутреннего пространства, выраженный в % от диаметра головной секции $D_{ГС}$ в зависимости от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$

При анализе влияния количества гидроцилиндров в трансмиссии на габаритный размер внутреннего пространства (рисунок 6.46) было установлено, что изменение количества гидроцилиндров трансмиссии, размещенных в одной плоскости с 4 до 14 способствуют увеличению диаметра окружности, вписанной в габарит свободного пространства внутри геوخода с 66 до 90 процентов от диаметра геوخода по наружной поверхности оболочек секций.

По полученным расчетным зависимостям были определены основные параметры трансмиссии для геوخодов размерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша (таблица 6.4).

Таблица 6.6 – Параметры трансмиссии геоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша

	$n_{ГЦ}$, шт							
$D_{ГЦ}=2,1$ м; $M_{БР,ТР}=0,37$ МН·м	4	5	6	7	8	10	12	14
$D_{П}$, м	0,125	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056	0,05	0,045
$M_{БР}$, МН·м	0,447	0,381	0,406	0,393	0,383	0,403	0,402	0,391
$L_{Р}$, м	1,2	1,05	0,9	0,78	0,7	0,56	0,47	0,4
$R_{ГАБ}$, м	0,49	0,66	0,73	0,79	0,83	0,87	0,90	0,92
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	47,10	62,80	69,89	75,31	78,68	82,72	85,36	87,33
$D_{ГЦ}=2,6$ м; $M_{БР,ТР}=0,73$ МН·м								
$D_{П}$, м	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056
$M_{БР}$, МН·м	0,896	0,887	0,785	0,799	0,763	0,78	0,789	0,75
$L_{Р}$, м	1,5	1,27	1,1	0,96	0,85	0,69	0,58	0,5
$R_{ГАБ}$, м	0,59	0,79	0,91	0,97	1,02	1,07	1,11	1,13
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	45,31	60,65	70,00	74,73	78,52	82,62	85,16	87,23
$D_{ГЦ}=3,2$ м; $M_{БР,ТР}=1,43$ МН·м								
$D_{П}$, м	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063
$M_{БР}$, МН·м	1,441	1,597	1,505	1,471	1,465	1,578	1,561	1,44
$L_{Р}$, м	1,86	1,55	1,36	1,2	1,07	0,86	0,72	0,62
$R_{ГАБ}$, м	0,77	0,96	1,11	1,22	1,27	1,34	1,38	1,41
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	48,17	59,85	69,57	76,25	79,61	83,51	86,31	88,14
$D_{ГЦ}=4,1$ м; $M_{БР,ТР}=4,43$ МН·м								
$D_{П}$, м		0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08
$M_{БР}$, МН·м		4,119	4,096	4,032	3,631	3,86	3,751	3,752
$L_{Р}$, м		2	1,7	1,5	1,35	1,1	0,92	0,8
$R_{ГАБ}$, м		1,24	1,38	1,49	1,61	1,72	1,77	1,81
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %		60,30	67,51	72,55	78,58	83,84	86,29	88,20
$D_{ГЦ}=5,6$ м; $M_{БР,ТР}=10,7$ МН·м								
$D_{П}$, м					0,22	0,18	0,16	0,16
$M_{БР}$, МН·м					11,96	10,85	10,76	12,79
$L_{Р}$, м					1,75	1,43	1,1	1
$R_{ГАБ}$, м					2,09	2,25	2,34	2,35
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %					74,64	80,25	83,58	83,95

6.4 Выводы

1. Разработана систематизация схем трансмиссии геохода для передачи вращения головной секции и проанализированы возможные направления их развития.

2. Схемы трансмиссий с зубчатыми или червячными передачами и использованием в качестве двигателей электродвигателей и гидромоторов пригодны для применения в геоходе при параллельном числе потоков передачи движения не менее 8.

3. Разработаны схемные решения трансмиссии геохода с гидроцилиндрами находящимися в противофазе и в различных фазах выдвижения в процессе работы, обеспечивающие непрерывное вращение головной секции и, как следствие, непрерывное перемещение геохода на забой. При этом наиболее эффективная работа гидроцилиндров по вкладу в развиваемый вращающий момент достигается в многофазных схемах, т. е. при наибольшем количестве гидроцилиндров совершающих рабочий ход.

4. Разработана математическая модель, описывающая взаимосвязь основных параметров трансмиссии и позволяющая определять развиваемый трансмиссией вращающий момент, угловую скорость вращения головной секции, коэффициенты неравномерности вращающего момента и угловой скорости, конструктивные параметров размещения гидроцилиндров и других элементов трансмиссии, габаритный размер свободного пространства внутри геохода, величину потребного расхода рабочей жидкости, в зависимости от принятых размеров геохода (диаметра головной секции), количества гидроцилиндров, приемлемого значения неравномерности момента, требуемого габарита внутреннего пространства.

5. Выявлено, что многофазные схемы работы гидроцилиндров трансмиссии обладают меньшей неравномерностью развиваемого вращающего момента, а увеличение их количества с 4 до 14 приводит к снижению коэффициента неравномерности с 8 до 0,1 %. В сравнении с синхронной работой гидроцилиндров многофазные схемы обеспечивают снижение коэффициента неравномерности от 2,5 до 13,4 раз при том же количестве гидроцилиндров.

6. Установлено, что изменение количества гидроцилиндров трансмиссии, размещенных в одной плоскости с 4 до 14 способствуют увеличению диаметра окружности, вписанной в габарит свободного пространства внутри геохода с 66 до 90 процентов от диаметра геохода по наружной поверхности оболочек секций.

7 СОЗДАНИЕ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ГЕОХОДА И ИСПОЛЬЗОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Опытный образец геохода модели 401, диаметром 3,2 м был создан в рамках договора 02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г. и технического задания к нему на условиях открытого конкурса Министерства образования и науки РФ по реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства, выполняемого в соответствии с Постановлением Правительства РФ № 218 от 09.04.2010 г.

7.1 Исходные данные для создания опытного образца

Для создания опытного образца геохода необходимо руководствоваться данными технического задания на проектирование (таблица 7.1)

Таблица 7.1 Основные заданные параметры и характеристики

№	Наименование параметра	Ед. изм.	Значение
Горнотехнические условия			
1	Диаметр проводимой выработки в проходке	м	3,2
2	Площадь сечения в проходке	м ²	8,0...8,08
3	Угол наклона проводимой выработки	град	± 25
4	Крепость пород	ед	1...5
Технические характеристики			
1	Производительность	м ³ /мин	0,6...0,8
2	Скорость проходки	м/час	4...6
3	Тип привода		Гидравлич.
4	Количество гидроцилиндров поворота, не менее	шт	8
5	Номинальное рабочее давление, не менее	МПа	20
6	Крутящий момент на головной секции носителя геохода при номинальном давлении, не менее	кН·м	1,54·10 ³
7	Суммарное осевое усилие подачи на забой, не менее	кН	850
8	Угол подъема винтовой лопасти внешнего движителя, в интервале	град	3...10
9	Масса (без энергосиловой установки)	кг	19000...22000
10	Установленная мощность, не менее	кВт	410
11	Диаметр геохода (по оболочке), не менее	мм	3200
12	Длина геохода (по корпусу), не более	мм	4500

Помимо основных заданных параметров и характеристик необходимо было выполнить ряд конструктивных требований, такие как:

- 1) корпус геохода должен иметь внешний движитель, элементы противовращения активно взаимодействующие с геосредой для создания требуемых тяговых и напорных усилий;
- 2) корпус геохода должен быть разборным и состоять из секций;
- 3) все функциональные исполнительные механизмы проходческой системы должны быть смонтированы на одной конструктивной базе;
- 4) металлоемкость конструкции при достаточной прочности должна быть снижена не менее чем на 60 % по сравнению с проходческими щитами традиционного исполнения;
- 5) величина передаваемых на исполнительный орган напорных усилий должна обеспечивать разрушение породы (геосреды) крепостью $f = 1 \dots 5$ ед. по шкале М.М. Протодяконова;
- 6) для размещения оборудования корпус носителя должен обеспечивать габарит внутреннего свободного пространства не менее 75 % от диаметра геохода при выполнении условий прочности;
- 7) конструкция оболочки корпуса носителя геохода должна обеспечивать удельное сопротивление воздействию пород кровли не менее 70 кН/м^2 ;
- 8) исполнительный орган должен быть выполнен в виде разборного модуля;
- 9) должна быть обеспечена возможность пристыковки исполнительного органа (модуля) к головной секции носителя и его замена, а также крепевоизводящего модуля к хвостовой секции носителя геохода;
- 10) должен быть обеспечен свободный доступ к функциональным элементам исполнительного органа;
- 11) исполнительный орган должен обеспечивать формирование поверхности взаимодействия (ПВ) с породой забоя, удовлетворяющим требованиям:
 - а) смещение напряжений в породе в область растяжения в зоне контакта инструмента с породой;
 - б) возможность размещения разрушающего инструмента и приводных механизмов к нему;
 - в) обеспечение рациональных режимов резания на всех участках забоя.

12) корпус внешнего движителя, представляя собой винтовую лопасть, смонтированную на внешней поверхности головной секции носителя геохода, должен иметь минимальные из условия прочности массово-габаритные характеристики;

13) прочность элементов крепления корпуса внешнего движителя к головной секции носителя геохода должна быть достаточной для восприятия действующих на него нагрузок;

14) энергосиловая установка должна располагаться в стабилизирующей секции геохода или вне корпуса геохода;

15) геоход должен разбираться на транспортабельные узлы для спуска в подземную монтажную камеру и доставки их к забою;

16) геоход должен быть оснащен:

а) системой освещения рабочего пространства;

б) светильниками для местного освещения рабочих мест.

17) электрические цепи, питающие фары и светильники должны быть искробезопасными;

18) система управления геоходом должна обеспечивать автоматическую подачу предупредительного сигнала перед включением в работу исполнительных механизмов геохода;

19) электрические цепи предупредительной сигнализации должны быть искробезопасными, должна быть предусмотрена блокировка, обеспечивающая возможность пуска исполнительных органов в течение ограниченного времени после окончания предупредительного сигнала;

20) аппаратура управления геоходом должна обеспечивать следующие виды защиты:

а) нулевую;

б) от токов короткого замыкания;

в) токовую защиту от перегрузки электродвигателей;

г) температурную от недопустимого перегрева электродвигателей;

д) от утечек тока;

е) от включения напряжения при снижении сопротивления изоляции относительно корпуса геохода.

21) Конструкция и компоновка геохода должна обеспечивать:

- быстросъемность конструктивных элементов, демонтаж которых необходим при техническом обслуживании и ремонте;

- доступ к составным частям, закрытым корпусом, должен обеспечиваться через люки (окна), закрываемые крышками;

- быстросъемность соединений в гидравлических, электрических и пневматических системах;

- жидкостные трубопроводы должны иметь в необходимых местах быстросъемные соединения и устройства, обеспечивающие демонтаж сборочных единиц без слива топлива, масла и охлаждающих жидкостей;

- межагрегатную унификацию крепежных деталей и разъемных соединений и исключение самопроизвольного ослабления резьбовых соединений;

- функциональную (по системам) блочность составных частей геохода;

- возможность замены неисправной электропроводки жгутами;

22) система управления должна обеспечивать отображение контрольной, оперативной и аварийной информации;

23) в системе управления должна предусматриваться установка кнопочных постов, с фиксацией в отключенном положении, для снятия питания с геохода при проведении регламентных и ремонтных работ.

24) Конструктивное исполнение геохода должно обеспечивать безопасный доступ людей:

- в стабилизирующую секцию к элементам системы управления и регулирования во время работы геохода;

- в головную секцию и к исполнительным органам во время остановки всех исполнительных органов при работающей энергосиловой установке и трансмиссии в состоянии «реверс».

25) Конструкция системы орошения геохода должна обеспечивать внешнее орошение в зоне разрушения. Расход воды на орошение и охлаждение должен быть

минимальным – вода с охлаждения должна подаваться на орошение, подача воды на исполнительный орган должна отключаться при его отключении.

А также в течение 1 месяца с начала работ необходимо было согласовать состав продукции, подлежащий разработке в процессе реализации проекта.

В состав разрабатываемой продукции входит:

1) опытный образец геохода – 1 шт.

2) стартовый модуль – 1 шт.

В состав разрабатываемого опытного образца геохода должны входить:

1) головной модуль – 1 шт., в т. ч.:

головная секция – 1 шт.;

исполнительный орган разрушения забоя – 1 шт.;

внешний движитель – 2 шт.;

исполнительный орган внешнего движителя – 2 шт.;

погрузочный ротор – 1 шт.;

2) модуль сопряжения – 1 шт., в т. ч.:

корпус внешний (ротор) – 1 шт.;

корпус внутренний (статор) – 1 шт.;

гидроцилиндры трансмиссии – 16 шт.;

привод погрузочного ротора – 4 шт.;

3) хвостовой модуль – 1 шт., в т. ч.:

стабилизирующая секция – 1 шт.;

элементы противовращения – 4 шт.;

исполнительный орган элементов противовращения – 4 шт.;

площадки обслуживания (комплект) – 1 шт.;

4) транспортный модуль – 1 шт., в т. ч.:

ленточный перегружатель – 1 шт.;

5) энергосиловая установка – 1 шт.;

6) гидрооборудование (комплект) – 1 шт.;

7) система управления геохода (комплект) – 1 шт.;

8) запасное имущество и принадлежности (ЗИП-О, ЗИП-Г);

9) эксплуатационная документация (РЭ, ТУ, ДТУ, ФО, ПС).

7.2 Создание систем и узлов опытного образца геохода

На основании анализа и выбора приемлемых вариантов компоновки геохода в целом, и его основных систем, описанных в главе 2 и заданных исходных данных параграфа 7.1 ставилась задача создания основных систем и узлов опытного образца геохода.

7.2.1 Проектирование корпуса геохода

7.2.1.1 Исходные данные к проектированию корпуса геохода

Так как корпус геохода является временной крепью и взаимодействует с окружающим породным массивом необходимо выявить активные нагрузки на конструкцию корпуса геохода. Нормативные нагрузки определяют от веса пород в объеме свода обрушения [128].

Определение нормативной вертикальной и горизонтальной нагрузок

$$P_{\text{в}}^{\text{н}} = K_{\text{р}} \gamma_{\text{пор}} h_{\text{с}}; \quad (7.1)$$

$$P_{\text{г}}^{\text{н}} = (P_{\text{в}}^{\text{н}} + 0,5 \gamma_{\text{пор}} h) \operatorname{tg}^2(45^\circ - \frac{\gamma}{2}), \quad (7.2)$$

где $P_{\text{в}}^{\text{н}}$ – нормативная вертикальная нагрузка, Па; $P_{\text{г}}^{\text{н}}$ – нормативная горизонтальная нагрузка, Па; $h_{\text{с}}$ – высота свода обрушения, м,

$$h_{\text{с}} = \frac{B + 2h \operatorname{tg}(45^\circ - \frac{\gamma}{2})}{2f}, \quad (7.3)$$

$K_{\text{р}}$ – коэффициент условий работы породного массива, $K_{\text{р}} = 1,5$; φ – величина угла внутреннего трения, град; $\gamma_{\text{пор}}$ – удельный вес пород, Н/м³; h – высота выработки, м; B – ширина выработки, м; f – коэффициент крепости пород по шкале профессора М.М. Протоdjяконова.

$$\gamma_{\text{пор}} = \rho_{\text{п}} g \quad (7.4)$$

Расчет производится исходя из физико-технических свойств горных пород и углей, характерных для Кузнецкого бассейна. А также исходя из того что принятый

для дальнейшей разработки диаметр корпуса геохода $D = 3200$ мм. Отсюда следует что высота и ширина выработки $h = B = 3200$ мм; Данные для расчета взяты из источника [28].

Таблица 7.1 – Значение P_B^H и P_r^H по углям при $\rho = 1460 \text{ кг/м}^3$; $f = 1,1$;

φ^0	34	35	36	37	38	39	40
$P_B^H, \text{Па}$	64414,8	63719,01	63029,63	62346,35	61668,99	60997,38	60331,33
$P_r^H, \text{Па}$	24683,13	23470,94	22306,85	21189,06	20115,82	19085,49	18096,49

Таблица 7.2 – Значение P_B^H и P_r^H по углям при $\rho = 1460 \text{ кг/м}^3$; $\varphi = 34^0$;

f	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
$P_B^H, \text{Па}$	59046,79	54504,73	50611,54	47237,44	44285,1	41680,09
$P_r^H, \text{Па}$	23165,55	21881,44	20780,77	19826,86	18992,19	18255,72

Далее произведем расчет по углевмещающим породам:

При $\varphi = 34^0$; $f = 2$; $\rho = 2490 \dots 2800 \text{ кг/м}^3$

$P_B^H = 60421,86 \dots 67944,26 \text{ Па}$

$P_r^H = 28120,26 \dots 31621,17 \text{ Па}$

При $\varphi = 34^0$; $f = 5$; $\rho = 2490 \dots 2800 \text{ кг/м}^3$

$P_B^H = 24168,74 \dots 27117,7 \text{ Па}$

$P_r^H = 17870,96 \dots 20095,86 \text{ Па}$

При $\varphi = 34^0$; $f = 11$; $\rho = 2490 \dots 2800 \text{ кг/м}^3$

$P_B^H = 10985,79 \dots 12353,5 \text{ Па}$

$P_r^H = 14143,94 \dots 15904,33 \text{ Па}$

Расчеты показывают, что максимальное значение нормальной вертикальной нагрузки 70 кПа, нормальной горизонтальной нагрузки 32 кПа.

7.2.1.2 Исходные данные к прочностному расчету варианта корпуса геохода, принятого к дальнейшему рассмотрению

К прочностному расчету приняты следующие исходные данные:

внешний диаметр корпусов $D_i = 3200 \text{ мм}$;

высота поперечного сечения корпусов $h = 100 \div 160 \text{ мм}$;

длина корпуса $b = 1230 \text{ мм}$;

шаг шпангоутов вдоль оси корпуса $L_s \approx 300 \text{ мм}$;

материал корпусов 09Г2С.

Конструктивная схема корпусов в соответствии с заданием на расчет представляет собой систему взаимно ортогональных шпангоутов и стрингеров (рисунок 7.1), объединенных сплошной обечайкой по внешнему контуру корпусов.

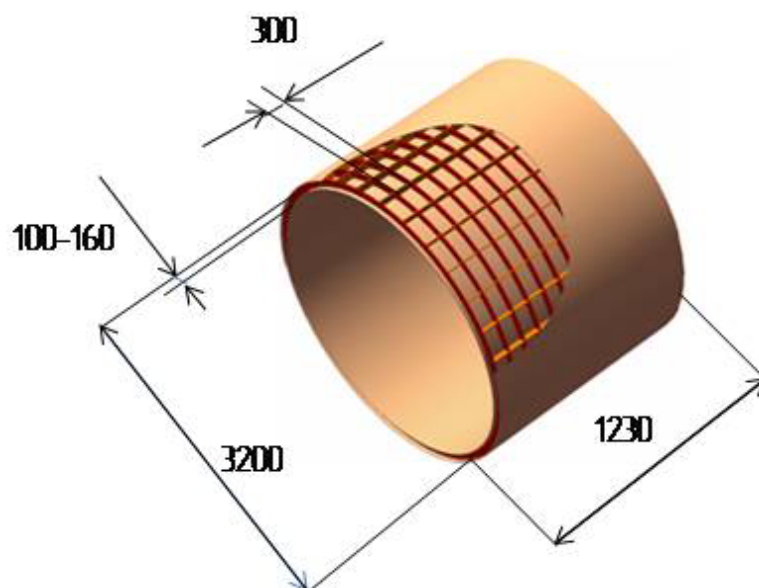


Рисунок 7.1 – Схема с двойной оболочкой со шпангоутами

Расчет выполнен для горно-геологических условий шахты «Распадская» при глубине залегания проводимой выработки $H = 50$ м. Вмещающая горная порода – песчаник мелкозернистый, пропитанный гидроокислами железа. Механические свойства массива горных пород, вмещающих выработку, приняты по справочнику [128] для условий шахты Распадская (стр. 367, табл. 4.57).

Механические свойства породы, принятые для анализа:

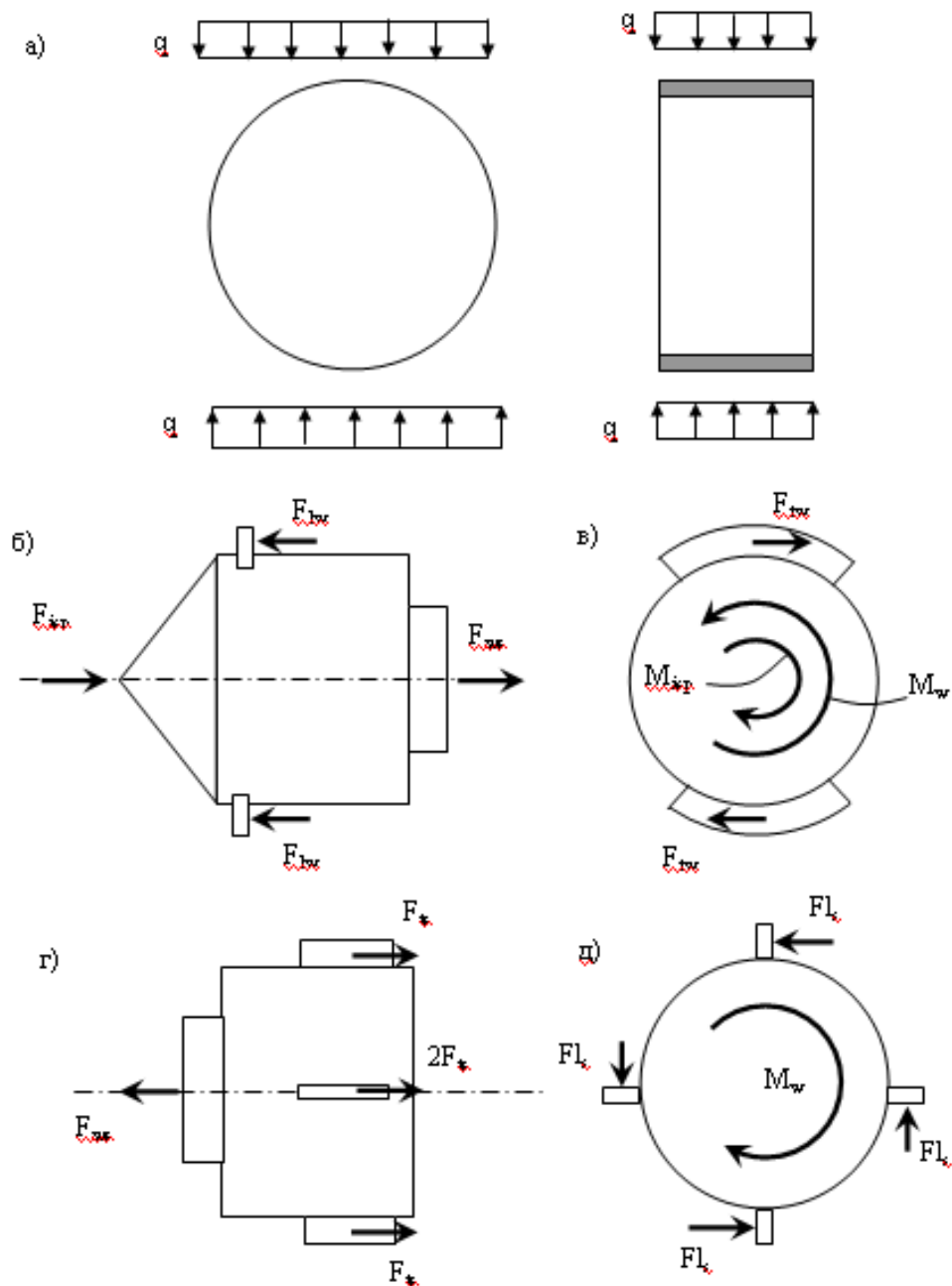
модуль упругости первого рода	$E = 2 \times 10^4 \text{ МПа};$
коэффициент Пуассона	$\nu = 0,2;$
объемная масса (плотность)	$\rho = 2200 \text{ кг/м}^3;$
предел прочности при одноосном сжатии	$\sigma_{\text{сж}} = 22 \text{ МПа};$
предел прочности при одноосном растяжении	$\sigma_{\text{р}} = 2,6 \text{ МПа};$
сцепление	$C = 5,8 \text{ МПа};$
угол внутреннего трения	$\varphi = 38^\circ.$

На рисунке 7.2 показаны основные воздействия на корпуса головного и хвостового модулей геохода.

Их условно можно разделить на три группы:

- 1 горное давление со стороны вмещающего массива горных пород;
- 2 продольные и окружные нагрузки на головную часть;
- 3 продольные и окружные нагрузки на хвостовую часть.

Смысл усилий показанных на рисунке 7.2 приведен в табл. 7.3.



а – давление со стороны вмещающего массива горных пород;

б – продольные и в – окружные нагрузки на головную часть геохода;

г – продольные и д – окружные нагрузки на хвостовую часть геохода

Рисунок 7.2 – Основные расчетные воздействия

Расчетная схема конструкции представляет собой цилиндрическую оболочку-обечайку, подкрепленную системой шпангоутов и стрингеров. С внутренней стороны шпангоуты и стрингеры усиливаются кольцевыми поясами или рамочными панелями, которые можно рассматривать как пояса усиления. В этом случае, в первом приближении, корпус секции геохода можно рассматривать как кольцевой брус с поперечным сечением в форме эквивалентного неравнополочного двутавра. Схема этого сечения приведена на рисунке 7.4, б.

Таблица 7.3 – Нагрузки на корпус геохода

№	Обозначение	Вид нагрузки	Единица измерения	Значение	Источник
1	q	Интенсивность вертикального горного давления	кПа	70	Расчет
2	F_{isp}	Усиление со стороны исполнительного органа	кН	200	Условия проекта
3	F_{lw}	Усиление на лопасти движения	кН	400	Условия проекта
4	F_{ws}	Усиление в устройстве сопряжения секций	кН	600	Условия проекта
5	F_{tw}	Усиления трения на лопасти движения	кН	280	Расчет
6	M_{ws}	Момент от гидроцилиндров вращения	кН·м	1700	Условия проекта
7	M_{isp}	Момент подачи на исполнит. органе	кН·м	800	Расчет
8	F_{ls}	Окружное усилие на элементе противовращения / суммарное	кН	251/1004	Расчет
	F_{ts}	Усиление трения на лопасти противовращения / суммарное	кН	153/612	Расчет

7.2.2 Исследование компьютерных моделей

Используя вышеуказанные исходные данные, был произведен расчет усилий и напряжений на корпусе геохода при помощи программного обеспечения. Испытания проводились при следующих условиях: значение давления сверху 100 кПа, с боков 30 кПа, осевое усилие подачи 85 т.

Значения напряжений (рисунке 7.3) получены в результате испытания моделей с конструктивными параметрами, указанными в таблице 7.4.

Наиболее предпочтительным вариантом является следующее сочетание (модель № 6): наружная обечайка 16 мм, внутренняя обечайка 8 мм, кольца 8 мм.

Шаг колец – 275 мм, шаг колец под лопастями – 125 мм, сектор лопасти не менее 90°, материал – сталь 09Г2С.

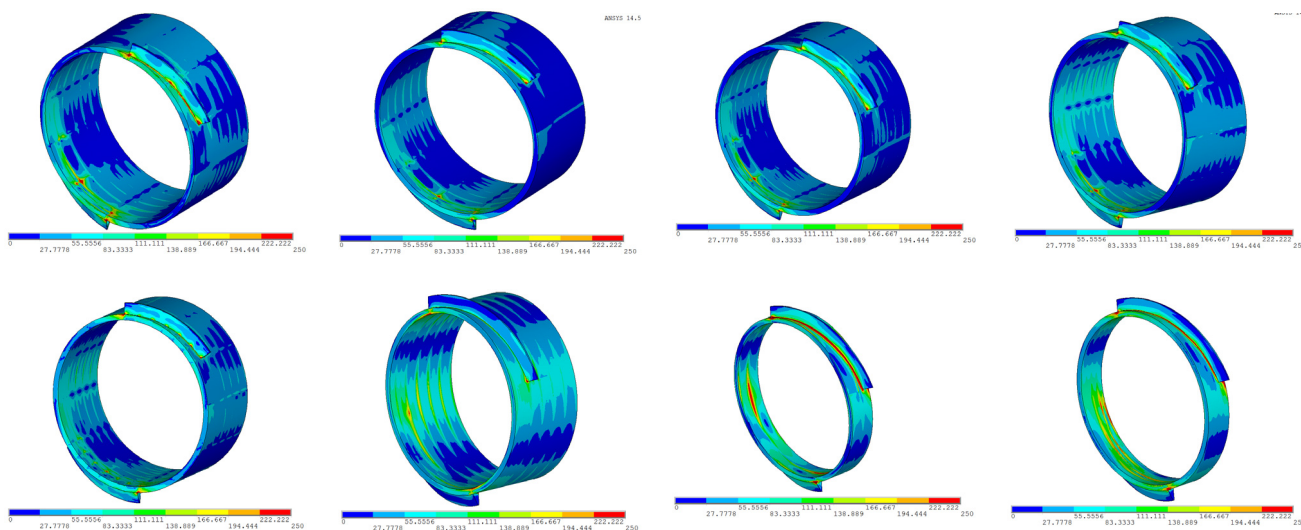


Рисунок 7.3 – Схема напряжений рассматриваемых моделей

Таблица 7.4 – Конструктивные параметры моделей корпуса

№ п/п	Толщина наружной обечайки	Толщина ребер	Толщина внутренней обечайки	Шаг шпан-гоутов	Шаг стрингеров	Сектор лопасти
1	10 мм	10/10 мм	10 мм	275 мм	30 град	60 град
2	16 мм	10/16 мм	10 мм	275 мм	30 град	60 град
3	12 мм	8/16 мм	8 мм	275 мм	30 град	60 град
4	12 мм	8/16 мм	8 мм	275 мм	30 град	60 град
5	10 мм	8/8 мм	8 мм	275 мм	30 град	60 град
6	16 мм	-/8 мм	8 мм	275 мм	-	90 град
7	10 мм	-/8 мм	8 мм	250 мм	-	90 град
8	10 мм	-/8 мм	8 мм	125 мм	-	90 град

7.2.3 Определение параметров гидроцилиндров трансмиссии геохода

Для принятого схемного решения трансмиссии и принятых размеров геохода по методике, изложенной в параграфе 6.3 определяются параметры гидроцилиндров трансмиссии при заданном вращающем моменте на головной секции геохода.

Для требуемого вращающего момента $M_{ВР.ТР} = 1,76 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ определяем соотношение количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметра поршня $D_{П}$ (таблица 7.5).

Таблица 7.5 – Параметры развиваемого вращающего момента трансмиссией геохода с гидроцилиндрами

Параметры геохода	$n_{ГЦ}$, шт							
	4	5	6	7	8	10	12	14
$D_{П}$, м	0,20	0,16	0,14	0,125	0,11	0,1	0,09	0,08
L_p , м	1,86	1,55	1,36	1,2	1,07	0,86	0,72	0,62
$M_{БР}$, МН·м	1,72	2,0	1,85	1,86	1,76	1,92	1,95	1,86

В соответствии с результатами, приведенными в таблице 7.5 и принятым схемным решением трансмиссии принимаем восемь одновременно работающих гидроцилиндров с диаметром поршня $D_{П} = 0,11$ м.

Диаметр штока определяется из выражения [87]

$$d_{шт} = (0,3 \div 0,7) \cdot D_{П}, \quad (7.5)$$

$$d_{шт} = 0,5 \cdot 0,11 = 0,055 \text{ м.}$$

Затем диаметр штока округляем до ближайшего значения по стандартному ряду ГОСТ 6540 - 68 $d_{шт} = 0,056$ м.

Принятые размеры штока гидроцилиндра необходимо проверить на устойчивость [66]

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{D_{П} \cdot k_3 \cdot L_p \sqrt{p \cdot [n]}}{356,8}}, \quad (7.6)$$

где $d_{шт}$ – диаметр штока гидроцилиндра, м;

k_3 – коэффициент закрепления, для шарнирного закрепления обоих концов гидроцилиндра $k_3 = 1$;

L_p – максимальное расстояние между опорами штока и корпуса гидроцилиндра;

$[n]$ – коэффициент запаса (обычно $[n] = 3,5 \dots 4$);

p – рабочее давление в гидроцилиндре, МПа.

$$d_{шт} = \sqrt{\frac{D_{П} \cdot k_3 \cdot L_p \sqrt{p \cdot [n]}}{356,8}} = \sqrt{\frac{0,11 \cdot 1,0 \cdot 1,07 \sqrt{20 \cdot 10^6 [4]}}{356,8}} = 0,053 \text{ м}$$

Принятое значение диаметра штока превышает расчетное, определенное по формуле (7.6). Таким образом, окончательно принимаем значение диаметра штока $d_{шт} = 0,056$ м.

7.2.3.1 Определение параметров храпового венца

Поскольку втулки храпового венца являются неподвижными относительно взаимодействующих с ними собачек, расчет размеров втулок производим только из условий прочности на срез [64]. Расчетная схема приведена на рисунке 7.4.

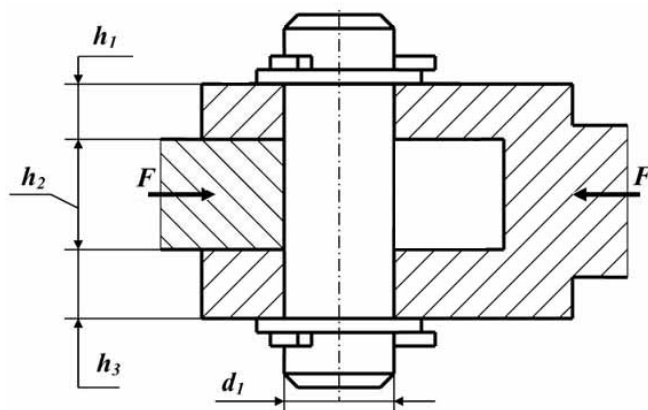


Рисунок 7.4 – Расчетная схема для определения размеров втулок храпового венца

Касательные напряжения среза

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq [\tau]_{ср}, \quad (7.7)$$

где F – нагрузка, действующая в соединении, Н; i – количество поверхностей среза пальца, для расчетной схемы $i = 2$; $[\tau]_{ср}$ – допустимые касательные напряжения на срез, МПа, $[\tau]_{ср} = 0,2 \cdot \sigma_{T1} = 0,2 \cdot 750 = 150$ МПа; $\sigma_{T1} = 750$ МПа – предел текучести материала втулки (сталь 40Х); d_1 – диаметр втулки (пальца), мм.

Диаметр втулки определяем по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot [\tau]_{ср}}}, \text{ мм} \quad (7.8)$$

Сила, действующая со стороны собачки на втулку храпового венца формируется двумя гидроцилиндрами. Один гидроцилиндр из пары будет развивать усилие при рабочем давлении p

$$F = p \cdot S_n, \quad (7.9)$$

где S_n - площадь поршня гидроцилиндра, м^2 ; $S_n = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}$.

При рабочем давлении $p = 20$ МПа и принятом диаметре поршня $D_{\Pi} = 0,11$ м усилие от пары гидроцилиндров

$$F = 2 \cdot p \cdot S_n = 2 \cdot 20 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} = 3,801 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Диаметр втулки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot [\tau]_{cp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,801 \cdot 10^5}{2 \cdot 3,14 \cdot 150}} = 0,040 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр втулки из ряда нормальных размеров, равный 40 мм.

Приближенно определяем количество втулок из условия оставления зазора между соседними втулками равного одному, полутора диаметров втулки. Для зазора 100 мм количество втулок

$$n_{вт} = \frac{\pi \cdot D_{х.в.}}{100} = \frac{3,14 \cdot 2,73}{100} \approx 86 \text{ шт. Принимаем } n_{вт} = 80.$$

Окончательно, количество втулок храпового венца, а также угловой шаг можно будет определить по результатам эскизной прорисовки.

7.2.3.2 Выводы по расчетам варианта трансмиссии

Для дальнейшей эскизной прорисовки принимаем ранее выбранное схемное решение трансмиссии с гидроцилиндрами, расположенными по хордам и работающими в противофазе (рисунок 6.15), но расположенные в двух плоскостях. Основные расчетные параметры трансмиссии геохода, полученные в п. 7.2.3 приведены в таблице 7.6.

Таблица 7.6 – Расчетные параметры трансмиссии движителя геохода

Наименование	Значение
Количество гидроцилиндров всего $n_{гц}$ (одновременно работающих), шт	16 (8)
Развиваемый вращающий момент $M_{вр}$, Н·м	$1,76 \cdot 10^6$
Диаметр поршня гидроцилиндра $D_{п}$, м	0,11
Диаметр штока гидроцилиндра $d_{шт}$, м	0,056
Величина рабочего давления в гидросистеме P , МПа	20
Диаметр втулок храпового венца d_1 , м	0,04
Количество втулок храпового венца $n_{вт}$, шт.	80
Материал втулок храпового венца	Сталь 40Х ГОСТ4543-71

7.2.4 Определение параметров энергосиловой установки опытного образца геохода

В результате выбора компоновочной схемы, в ходе разработки гидравлической схемы энергосиловой установки в связи с необходимостью обеспечения возможности внесения изменений в конструкцию опытного образца геохода принято техническое решение о составе энергосиловой установки опытного образца геохода в составе трех насосных станций выносного типа.

7.2.4.1 Расчёт насосной станции ФЮРА 612322.401.0.11.10.000

Дано: Полезная подача $Q_{н1}=220$ л/мин и $Q_{н2}=180$ л/мин, частота вращения вала насоса $n_{н}=1500$ об/мин, рабочее давление $p_{н}=20$ МПа. Расчеты ведутся в соответствии с [29].

Определяем теоретическую подачу $Q_{нт} = Q_{н}/\text{объёмный КПД}$ (0,94...0,98).

$$Q_{нт1} = 220/0,96 = 229,2 \text{ л/мин}; Q_{нт2} = 180/0,96 = 187,5 \text{ л/мин.}$$

Рабочий объём

$$q_{н1} = Q_{нт1}/n_{н} = 229,2 \cdot 1000/1500 = 152,8 \text{ см}^3$$

– выбираем насос КР40.151, у которого $q_{н1}=150,76 \text{ см}^3$.

$$q_{н2} = Q_{нт2}/n_{н} = 187,5 \cdot 1000/1500 = 125 \text{ см}^3$$

– выбираем насос КР40.121, у которого $q_{н2}=121,8 \text{ см}^3$.

Полезная мощность

$$N_n = Q_n \cdot p_n \cdot 16,7/1000 \text{ кВт.}$$

$$N_{n1} = 220 \cdot 20 \cdot 16,7/1000 = 73,5 \text{ кВт};$$

$$N_{n2} = 180 \cdot 20 \cdot 16,7/1000 = 60,1 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя насосной станции

$$N_{n1} + N_{n2} = 73,5 + 60,1 = 133,6 \text{ кВт.}$$

Выбираем двигатель АВР 280М4 с мощностью 132 кВт.

7.2.4.2 Расчёт насосной станции ФЮРА 612322.401.0.11.15.000

Дано: Полезная подача $Q_{n1}=180$ л/мин, $Q_{n2}=180$ л/мин и $Q_{n3}=45$ л/мин, частота вращения вала насоса $n_n=1500$ об/мин, рабочее давление $p_n=20$ МПа.

Определяем теоретическую подачу $Q_{нт} = Q_n / \text{объёмный КПД } (0,94 \dots 0,98)$.

$$Q_{нт1} = 180/0,96 = 187,5 \text{ л/мин};$$

$$Q_{нт2} = 180/0,96 = 187,5 \text{ л/мин};$$

$$Q_{нт3} = 45/0,96 = 46,9 \text{ л/мин.}$$

Рабочий объём

$$q_{n1} = Q_{нт1}/n_n = 187,5 \cdot 1000/1500 = 125 \text{ см}^3$$

– выбираем насос КР40.121, у которого $q_{n1}=121,8 \text{ см}^3$.

$$q_{n2} = Q_{нт2}/n_n = 187,5 \cdot 1000/1500 = 125 \text{ см}^3$$

– выбираем насос КР40.121, у которого $q_{n2}=121,8 \text{ см}^3$.

$$q_{n3} = Q_{нт3}/n_n = 46,9 \cdot 1000/1500 = 31,25 \text{ см}^3$$

– выбираем насос КР20.31,5 у которого $q_{n3}=31,52 \text{ см}^3$.

Полезная мощность

$$N_n = Q_n \cdot p_n \cdot 16,7/1000 \text{ кВт.}$$

$$N_{n1} = 180 \cdot 20 \cdot 16,7/1000 = 60,1 \text{ кВт};$$

$$N_{n2} = 180 \cdot 20 \cdot 16,7/1000 = 60,1 \text{ кВт};$$

$$N_{n3} = 45 \cdot 20 \cdot 16,7/1000 = 15 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя насосной станции

$$N_{n1} + N_{n2} + N_{n3} = 60,1 + 60,1 + 15 = 135,2 \text{ кВт}$$

Выбираем двигатель АВР 280М4 с мощностью 132 кВт.

7.2.5 Принятые технические решения систем опытного образца геохода

Принятые технические решения всех систем опытного образца геохода приведены в таблице 7.7

Таблица 7.7 – Принятые технические решения систем опытного образца геохода

№ п/п	Наименование системы	Принятое техническое решение
Головной модуль		
1	головная секция	двойная оболочка со шпангоутами и стрингерами
2	исполнительный орган разрушения забоя	двухбарабанный
3	внешний движитель	двухзаходный лопастной винт
4	исполнительный орган внешнего движителя	бермовая фреза
5	погрузочная система	роторного типа
Модуль сопряжения		
6	корпус внешний (ротор)	двойная оболочка со шпангоутами и стрингерами
7	корпус внутренний (статор)	двойная оболочка со шпангоутами и стрингерами
8	трансмиссия	гидравлическая (гидроцилиндры)
9	привод погрузочного ротора	цевочное колесо
Хвостовой модуль		
10	стабилизирующая секция	двойная оболочка со шпангоутами и стрингерами
11	элементы противовращения	плоская лопасть
12	исполнительный орган элементов противовращения	бермовая фреза
13	площадки обслуживания	съёмного типа
Транспортный модуль		
14	транспортная система	ленточный перегружатель
Энергосиловая система		
15	энергосиловая установка	выносная шестиконтурная

7.3 Объемы выполненных НИОКТР

Объемы выполненных НИОКТР по комплексному проекту «Создание и постановка на производство нового вида щитовых проходческих агрегатов многоцелевого назначения – геоходов» приведены в таблице 7.8

Таблица 7.8 – Объемы выполненных НИОКТР

№ п/п	Наименование работ	Отчетный период	Объем работ в пересчете на ф. А4
1	Техническое предложение геохода	1	90
2	Эскизный проект геохода	1	364
3	Комплект КД на макеты головной секции, стабилизирующей секции, внешнего движителя	1	12
4	ТЭО применения геоходов	1	146
5	Комплект РКД на стенд для исследования макетов	1	190
6	Программы и методики испытаний макетов	1	44
7	Отчет о патентных исследованиях 1	1	60
8	Отчет о НИР	1	511
9	Технический проект геохода	2	719
10	Предварительная ТД	2	1262
11	Научно-технический отчет «Определение силовых и конструктивных параметров систем опытного образца геохода и разработка вариантов технологии изготовления систем геохода на этапе технического проекта»	2	292
12	Комплект РКД на монтажный стол и оснастку к нему	2	110
13	Комплект РКД на геоход	3	св. 3000
14	Комплект РКД на стенд для предварительных испытаний	3	64
15	Комплект РТД на изготовление и сборку	3	1508
16	Отчет о патентных исследованиях 2	3	61
Продолжение таблицы 7.8			
17	Научно-технический отчет «Обоснование критериев эффективности, анализ и синтез технологических маршрутов изготовления систем и узлов геохода»	3	147
18	Изменение, корректировка РКД	4	1200
19	Комплект РКД на стартовый модуль	4	650
20	Комплект РКД на систему управления	4	600
21	Программа и методики предварительных испытаний	4	45
22	Программа и методики приемочных испытаний	4	92
23	Комплект РКД на технологический блок	5	50
24	Сопроводительные документы (отчетные акты)	5	10
25	Комплект РТД на изготовление и сборку для условий м/с производства	5	2588

7.4 Изготовление систем и узлов опытного образца геохода

Поскольку время реализации проекта было ограничено разработка и изготовление систем и узлов геохода выполнялась в совмещенном режиме. Первыми утвержденными техническими решениями стали корпусные детали. Поскольку изделие новое, то первое с чем мы столкнулись при заказе на изготовление –

это согласование цены. Потребовался детальный расчет стоимости каждой секции опытного образца. Причем, как показала практика, наши расчеты не совпали с расчетами завода-изготовителя – по стабилизирующей секции в 1,1 раза, по головной секции в 1,3 раза по модулю сопряжения в 2,5 раза.

Потребовалось около 6 месяцев для согласования общей конечной цены изделий и около 3 месяцев для изготовления корпуса геохода. Изготовление прочих систем и узлов, а также на покупку покупных и комплектующих изделий (ПКИ) было затрачено еще 6 месяцев, однако в связи с нестабильной экономической ситуацией в стране от некоторых ПКИ пришлось отказаться. Наиболее затратным ПКИ оказался ленточный перегружатель, поэтому было принято решение о разработке РКД собственного ПЛК и его последующем изготовлении. Это позволило сэкономить около 2/3 его стоимости, как ПКИ. Вторым наиболее затратным случаем стал редуктор резания главного исполнительного органа. Изначально предполагался к установке планетарный редуктор Bosch Rexoth, но из-за его высокой стоимости и длительных сроков поставки (более 8 месяцев) ему нашли замену, как по срокам, так и по конечной стоимости.

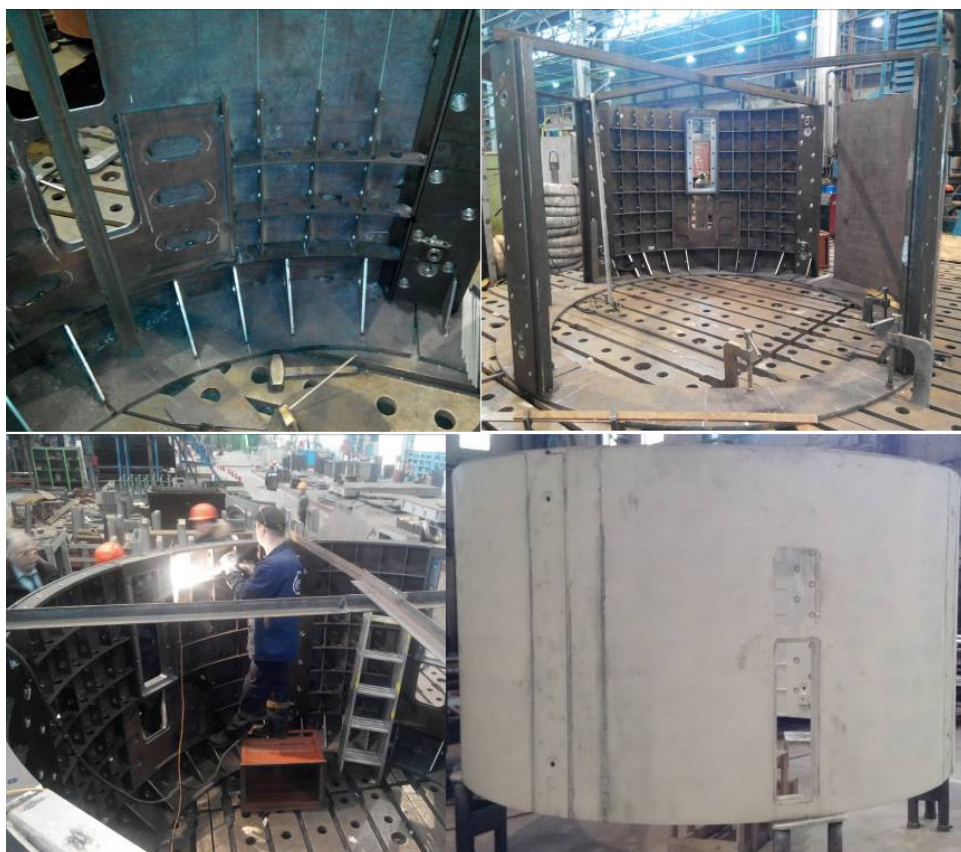


Рисунок 7.5 – Изготовление корпуса стабилизирующей секции геохода



Рисунок 7.6 – Изготовление корпуса головной секции геохода



Рисунок 7.7 – Изготовление корпуса модуля сопряжения секций геохода

После изготовления корпусных изделий началась сборка опытного образца. Из-за задержек в поставке ПКИ сборка затянулась на 7 месяцев, еще 2 месяца ушло на подключение и отладку системы управления и ее взаимодействие со всеми механическими системами опытного образца геохода.

В настоящее время опытный образец прошел стендовые испытания и готовится к проведению приемочных испытаний.



Рисунок 7.8 – Сборка опытного образца геохода

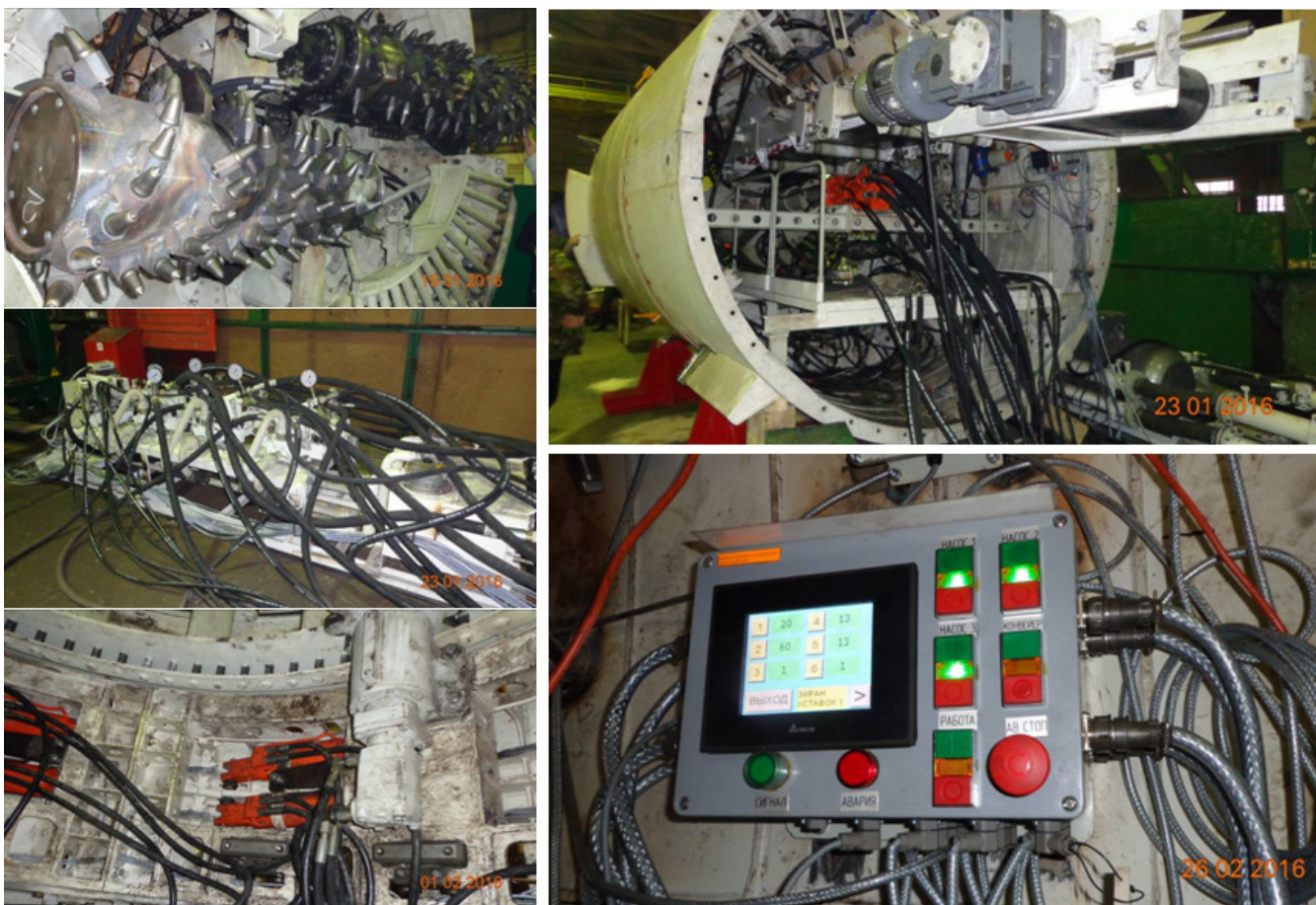


Рисунок 7.9 – Подключение систем геохода и наладка



Рисунок 7.10 – Опытный образец геохода. Общий вид



Рисунок 7.11 – Стендовые испытания геохода



Рисунок 7.12 – Натурные (приемочные) испытания геохода

7.5 Выводы

1. В ходе выполнения НИОКТР установлено, что хвостовая и головная секции геохода должны соединяться посредством конструктивно обособленного модуля сопряжения, представляющего собой двигатель, способный передавать крутящий момент $M = 1,7 \text{ МНм}$ и воспринимать осевую нагрузку $F = 850 \text{ кН}$, статор узла

сопряжения должен соединяться с передним фланцем хвостовой секции, а ротор – с задним фланцем головной секции.

2. С увеличением углов наклона опорных поверхностей законтурных элементов (лопасти внешнего движителя, лопасти элементов противовращения) до 25° нагрузочная способность породного целика между законтурными каналами увеличивается, а при дальнейшем увеличении угла (более 25°) – снижается.

С увеличением углов наклона опорных поверхностей законтурных элементов увеличиваются:

- требуемый крутящий момент, необходимый для вращения головной секции;
- нагрузка на законтурные элементы геохода.

Для разрабатываемого образца углы наклона опорных поверхностей законтурных элементов от 0° до 15° являются рациональными.

3. Приняты параметры энергосиловой установки опытного образца геохода:

- в связи с необходимостью обеспечения возможности внесения изменений в конструкцию опытного образца геохода, на разрабатываемом опытном образце целесообразно применение вынесенной энергосиловой установки;
- для обеспечения работоспособности всех систем геохода необходимая и достаточная суммарная производительность ЭСУ составила $Q_{\text{сумм}} = 1200$ л/мин, давление в гидросистеме p_n 20 МПа;
- количество контуров – 6 (в том числе: 2×220 л/мин – ИО ГЗ, 1×180 л/мин – ИО ВД, 1×180 л/мин – ИО ЭП, 1×60 л/мин – гидроцилиндры вращения и гидроцилиндры выдвижения барабанов, 1×360 л/мин – привод погрузочного ротора).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертация является научно-квалификационной работой, в которой на основании выполненных автором исследований решается научная проблема разработки научных основ создания систем геохода, имеющая важное, на современном этапе развития экономики, хозяйственное значение для горного машиностроения и отраслей, связанных со строительством подземных сооружений различного назначения. Основные выводы, конкретные научные и практические результаты работы заключаются в следующем:

1. Существующие проходческие системы развиваются по экстенсивному пути, который исчерпал свои возможности. Новый подход к созданию проходческой техники, вовлекающий геосреду в процесс движения машины, требует формирования нового научно-методического обеспечения – геодинамики подземных аппаратов – науки, изучающей силы, возникающие на поверхности твердого тела движущегося в твердой среде. Принцип взаимодействия с геосредой и особенности работы геохода обуславливают предъявление специфических требований к геоходу и его основным системам.

Перебор комбинаций значений вариативных признаков позволяет синтезировать компоновочные решения геохода и проводить их сравнительный анализ применимости для разных условий. На данном этапе предпочтительным является компоновочное решение геохода с расположением внешнего движителя на головной секции и энергосиловой установкой, вынесенной за пределы геохода.

Математическая модель взаимодействия геохода с геосредой, учитывающая особенности его функционально-компоновочной схемы, параметры геосреды и горнотехнические условия проведения выработки, позволяет определять основные силовые параметры трансмиссии геохода.

2. По нормированной интегральной функции определена вероятность того, что величина зазора принимает «отрицательное» значение, или того, что агрегат заклинит в выработке – при номинальном размере вероятность опасности не превышает 3 %, а в деформированной выработке уменьшается до 2 %.

Разработана математическая модель отражающая малую вероятность существования радиусов, значительно отклоняющихся от среднего размера (наличия выбросов вследствие нарушения «цилиндричности» агрегата). Такое ограничение отражает влияние технических регламентов на эксплуатацию горных машин. В итоговом распределении с вероятностью 65 % представлены выработки с номинальными размерами, а примерно в 35 % совокупности возможны выработки, деформированные в ходе проведения работ.

3. Разработана модель взаимодействия ножевых исполнительных органов с геосредой, которая позволила:

- выявить связь между геометрическими параметрами винтовой линии внешнего движителя (h_e – шагом и β – углом наклона винтовой линии) и геометрическими параметрами ножевого исполнительного органа (l – длина радиального жа, β_i – угол под которым расположена каждая i -тая точка ножа);

- выявить связь между радиальными размерами геохода и геометрическими параметрами ножевого исполнительного органа;

- определить зависимости силовых параметров от различных типоразмеров и конструктивных исполнений ножевого исполнительного органа геохода.

Геометрические параметры ножевого исполнительного органа геохода определяются геликоидной формой поверхности забоя, параметры которого зависят от параметров внешнего движителя и диаметра геохода, и являются различными для каждого размера геохода.

4. В качестве критерия оценки компоновочных и конструктивных решений исполнительных органов должны использоваться полученные в результате математического моделирования значения фоновых напряжений создаваемых суммарным воздействием ИО на породу забоя:

- смещение фоновых напряжений в сторону растяжения создает предпосылки к снижению удельной энергоёмкости процесса разрушения породы и снижению требований к мощности привода ИО;

– при моделировании процесса взаимодействия ИО с породой применение распределенных нагрузок, эквивалентных суммарному действию от отдельных резцов, обеспечивает достоверность определения значений фоновых напряжений.

5. Наличие уступа в забое геолога приводит к смещению главных напряжений в породе в сторону растяжения σ_3 на 1,5...5,2 МПа, σ_1 на 0,5...0,7 МПа. Это создает предпосылки к снижению удельной энергоемкости процесса разрушения породы. Поэтому формирование забоя с уступом является предпочтительным по сравнению с плоским забоем.

Влияние уступа на напряжения в породе определяется формой уступа и его расположением относительно других уступов и элементов выработки.

В число основных параметров, определяющих форму забоя, входят: угол (γ) наклона ПВ к фронтальной плоскости забоя; отношение высоты уступа к размеру цилиндрического инструмента (h/D). В число основных параметров, определяющих расположение уступов, входят: отношение расстояния между уступами к высоте уступа (l/h); угол (α) наклона внутренней кромки к оси выработки.

При $\gamma < 70^\circ$ главные напряжения σ_3 на большей части поверхности взаимодействия имеют положительные значения, что говорит о преобладании трехосного сжатия. С увеличением γ напряжения смещаются в сторону растяжения. При углах $\gamma \geq 80^\circ$ напряжения σ_3 принимают отрицательные значения на всей ПВ, что полностью исключает возможность появления областей трехосного сжатия. Увеличение угла γ от 10° до 120° приводит к смещению σ_3 на 4...6 МПа в сторону растяжения, что создает предпосылки к снижению удельной энергоемкости процесса разрушения породы.

При отношении $h/D < 0.25$ на большей части ПВ σ_3 положительные, что говорит о преобладании трехосного сжатия. При $h/D > 0.5$ с ПВ полностью исчезают области трехосного сжатия. С ростом отношения h/D от 0,125 до 0,6 значения главных напряжений σ_3 смещаются на 2...5 МПа в сторону растяжения, при $h > 0.6D$ возможен неконтролируемый скол в области наружной кромки уступа из-за превышения фоновыми напряжениями предел прочности породы на одноосное растяжение.

В диапазоне $0 < l/h < 1,25$ увеличение отношения l/h приводит к смещению главных напряжений в сторону растяжения, при $l/h > 1,25$ расстояние между уступами не оказывает явного влияния на главные напряжения.

6. При формировании и разрушении уступа с радиально направленной внутренней кромкой на поверхности забоя имеют место характерные концентрические зоны, радиус которых r пропорционален шагу движителя h_b :

- $0 < r < 0.016h_b$ – вся ПВ в области трехосного сжатия, преимущества забоя с уступом полностью утрачиваются, необходимо применять приемы разрушения, отличные от приемов, применяемых в периферийной области;

- $0.016h_b < r < 0.032h_b$ – на ПВ преобладают области трехосного сжатия, преимущества забоя с уступом проявляются слабо;

- $0.032h_b < r < 0.064h_b$ – трехосное сжатие на меньшей части ПВ;

- $0 < r < 0.2h_b$ – с увеличением радиальной координаты значения главных напряжений в породе смещаются в сторону растяжения;

- $r < 0.2h_b$ – влияние радиальной координаты на значения главных напряжений в породе носит неявный характер.

Изменение угла наклона образующей забоя позволяет управлять отношением l/h . Применение рациональной формы образующей обеспечивает управляемое смещение главных напряжений в центральной области забоя.

Формирование забоя, выступающего внутрь выработки, является предпочтительным.

7. Предложена систематизация схем трансмиссии геохода для передачи вращения головной секции и проанализированы возможные направления их развития. Разрабатываемые схемы трансмиссий, для непрерывного вращения головной секции и одновременного поступательного перемещения стабилизирующей секции перемещения секций должны иметь специальный узел сопряжения.

Разработаны схемные решения трансмиссии геохода с гидроцилиндрами, при этом наиболее эффективная работа гидроцилиндров по вкладу в развиваемый вращающий момент достигается в многофазных схемах, т. е. при наибольшем количестве гидроцилиндров совершающих рабочий ход.

Установлено, что в схемах трансмиссии с гидроприводом непрерывность вращения головной секции обеспечивается работой гидроцилиндров в многофазных схемах при количестве гидроцилиндров, совершающих рабочий ход равном или большем количества гидроцилиндров, совершающих обратный ход. При этом число групп гидроцилиндров в многофазных схемах должно быть кратно общему числу всех гидроцилиндров в трансмиссии.

8. Разработана математическая модель описывающая взаимосвязь основных параметров трансмиссии, позволяющая определять развиваемый трансмиссией вращающий момент, угловую скорость вращения головной секции, коэффициенты неравномерности вращающего момента и угловой скорости, конструктивные параметров размещения гидроцилиндров и других элементов трансмиссии, габаритный размер свободного пространства внутри геохода, величину потребного расхода рабочей жидкости, в зависимости от принятых размеров геохода (диаметра головной секции), количества гидроцилиндров, приемлемого значения неравномерности момента, требуемого габарита внутреннего пространства.

Выявлено, что многофазные схемы работы гидроцилиндров трансмиссии обладают меньшей неравномерностью развиваемого вращающего момента, а увеличение их количества с 4 до 14 приводит к снижению коэффициента неравномерности с 8 до 0,1%. В сравнении с синхронной работой гидроцилиндров многофазные схемы обеспечивают снижение коэффициента неравномерности от 2,5 до 13,4 раз при том же количестве гидроцилиндров.

Установлено, что изменение количества гидроцилиндров трансмиссии, размещенных в одной плоскости с 4 до 14 способствуют увеличению диаметра окружности, вписанной в габарит свободного пространства внутри геохода с 66 до 90 процентов от диаметра геохода по наружной поверхности оболочек секций.

9. Создан опытный образец геохода модели 401 диаметром 3,2 м в рамках договора 02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г. и технического задания к нему на условиях открытого конкурса Министерства образования и науки РФ по реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства, выполняемого в соответствии с Постановлением Правительства РФ № 218 от 09.04.2010 г.

В ходе реализации проекта были получены и применены новые технические решения всех систем опытного образца геохода в соответствии с современным состоянием развития техники и технологий, которые составляют новую оригинальную компоновочную схему геохода.

Получены технические параметры энергосиловой установки, системы внешнего двигателя, трансмиссии и исполнительных органов опытного образца геохода в соответствии с заданными горнотехническими условиями и техническими характеристиками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Солод, В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов [Текст]: учеб. для вузов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек. – М.: Недра, 1982. – 350 с.
2. Тургель, Д.К. Горные машины и оборудование подземных разработок [Текст]: учеб. пособие / Д.К. Тургель. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007. – 302 с.
3. Топчиев, А.В. Горные машины и комплексы [Текст] / А.В. Топчиев, В.И. Ведерников, М.Т. Коленцев, А.В. Астахов, П.В. Семенча. – М.: Недра, 1971. – 560 с.
4. Стариков, Б.Я. Асинхронный электропривод очистных комбайнов [Текст] / Б.Я. Стариков, И.Л. Азарх, З.М. Рабинович. – М.: Недра, 1981. – 288 с.
5. Коваль, П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин [Текст]: учеб. для вузов / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
6. Хорин, В.Н. Объёмный гидропривод забойного оборудования [Текст] / В.Н. Хорин. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
7. Васильченко, В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст]: справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
8. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин [Текст] / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. – М.: Недра, 1973. – 502 с.
9. Берман, В.М. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин [Текст] / В.М. Берман, В.Н. Берескунов, И.А. Цетнарский. – М.: Недра, 1982. – 224 с.
10. Подэрни, Р.Ю. Механическое оборудование карьеров [Текст]: учеб. пособие. – М.: Изд. «Горная книга», – МГГУ, 2007. – 678 с.
11. Оборудование для очистных и проходческих работ [Текст]: каталог. – М.: ЦНИЭИуголь, 1986. – 296 с.
12. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование [Текст] / П.Г. Сидоров, С.В. Козлов, В.А. Крюков, Л.П. Полосатов; под общ. ред. П.Г. Сидорова. – М.: Машиностроение, 1995. – 296 с.

13. Ефременков, А.Б. Конструкция привода исполнительного органа очистного комбайна Кузбасс-500Ю [Текст] / А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Г. Ударцев // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: труды Всероссийской науч.-практич. конф. – Томск: Изд. ТПУ, 2003. – С. 145–146.
14. Малевич, Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы [Текст]: учеб. для вузов / Н.А. Малевич. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 384 с.
15. Клорикьян, В.Х. Проходческие щиты и комплексы [Текст] / В.Х. Клорикьян, В.А. Ходош. – М.: Недра, 1977. – 326 с.
16. Бреннер, В.А. Щитовые проходческие комплексы [Текст]: учеб. пособие / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков. – М.: Изд. «Горная книга», МГГУ, 2009. – 447 с.
17. Киселев, С.Н. Тоннельные машины и тоннельный транспорт [Текст] / С.Н. Киселев, П.А. Часовитин, Н.Е. Черкасов, С.Г. Вовиков. – М.: Недра, 1966. – 321 с.
18. Самойлов, В.П. Новейшая японская техника щитовой проходки тоннелей [Текст]: справ.-информ. изд. / В.П. Самойлов, В.С. Малицкий. – М.: Империя Пресс, 2004. – 232 с.
19. Обзор трансмиссий горной техники [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук. // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2010. – ОВ №3. – С. 55–66.
20. Обзор трансмиссий горной техники [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – ЮТИ ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2009. – С. 640–646.
21. Обзор трансмиссий горной техники [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Новые технологии в угольной отрасли. Материалы II научно-практической конференции студентов, аспирантов, профессорско-преподавательского состава в филиале ГУ КузГТУ в г. Белово, 2009. – С. 60–67.
22. Kumagai Gumi. Shield Tunneling Tehnology [Tekst]: Prospect. 2003. – p. 21.

23. Бритарев, В.А. Горные машины и комплексы [Текст] / В.А. Бритарев, В.Ф. Замышляев. – М.: Недра, 1984. – 288 с.
24. Подэрни, Р.Ю. Механическое оборудование карьеров [Текст]: учеб. пособие / Р.Ю. Подэрни. – М.: Изд. «Горная книга», МГГУ, 2007. – 678 с.
25. Эллер, А.Ф. Винтоповоротные проходческие агрегаты [Текст]: монография / А.Ф. Эллер, В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 192 с.: ил.
26. Аксенов, В.В. Научные основы геовинчестерной технологии проведения горных выработок и создания винтоповоротных агрегатов [Текст]: дис... док. техн. наук: 25.00.22, 05.05.06: защищена 16.11.2004: утв. 2005 / Аксенов Владимир Валерьевич. – Кемерово: ИУУ СО РАН, 2004. – 306 с.
27. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок [Текст]: монография / В.В. Аксенов. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004. – 264 с.: ил.
28. Аксенов, В.В., Геовинчестерная технология и геоходы – наукоемкий и инновационный подход к освоению недр и формированию подземного пространства [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // Уголь. – Москва, 2009. – № 2. – С. 26–29.
29. Аксенов, В.В., Геовинчестерная технология и геоходы – инновационный подход к освоению подземного пространства [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // Известия вузов. Горный журнал. – Екатеринбург, 2008. – № 4. – С. 19–27.
30. Aksenov, V.V., Geowinchester technology and georovers: Innovative approach to underground development [Tekst] / V.V. Aksenov, A.B. Efremenkov // Ekspert – Tekhnika, 2008. – 1. P. 13–14.
31. Геовинчестерная технология и геоходы – инновационный подход к освоению подземного пространства [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // «Эксперт техника», информационно-аналитический журнал. – 2008. – № 1. – С. 54–58.
32. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология и геоходы – новый подход к освоению недр и формированию подземного пространства [Текст]: Тр. VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Иннова-

ционные технологии и экономика в машиностроении» / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. – Юрга, 15–16 мая, 2008 г. – С. 423–429.

33. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости создания нового инструментария для освоения недр и формирования подземного пространства [Текст]: Диагностика и безопасность. Сб. научных трудов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. – Кемерово, 2008. – С. 9–22.

34. Аксенов, В.В. Аварийно-спасательная выработка: назначение и особенности проведения [Текст] / В.В. Аксенов, Б.А. Анферов, Л.В. Кузнецова // Безопасность труда в промышленности. – 2008. – № 7. – С. 14–17.

35. Опарин, В.Н. Обоснование принципов построения конструктивной схемы «подземной ракеты» [Текст] / В.Н. Опарин, Б.Б. Данилов, Б.Н. Смоляницкий // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2010. – № 5. – С. 44–56.

36. Крайнев, А.Ф. Словарь-справочник по механизмам [Текст]: словарь-справ / А.Ф. Крайнев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

37. Обоснование необходимости разработки трансмиссии геогодов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Вестник КузГТУ. – Кемерово, 2009. – № 3. – С. 24–27.

38. Обоснование необходимости разработки трансмиссии геогодов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Труды VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». – Юрга, 15–16 мая, 2008 г. – С. 409–413.

39. К вопросам о необходимости разработки трансмиссии геогодов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Перспективы развития Восточного Донбасса. – Часть 2: сб. науч. тр. / Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НПИ). – Новочеркасск: УПЦ «Набла» ЮРГТУ (НПИ). – 2008. – С. 8–17.

40. О необходимости разработки трансмиссии геогодов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Тр. X межд. научно-практ. конф. «Энергетическая безопасность России. Новые под-

ходы к развитию угольной промышленности». – Кемерово: ИУУ СО РАН, КузГТУ, ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, ЗАО КВК «Экспо-Сибирь». – 2008. – С. 150–154.

41. А. С. 1008458, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т горного дела СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1983. – № 12.

42. А. С. 1167338, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат ЭЛАНГ [Текст] / Ин-т горного дела СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1985. – № 26.

43. А. С. 1229354, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т угля СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1986. – № 17.

44. А. С. 1328531, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1987. – № 29.

45. А. С. 1668678, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1991. – № 29.

46. Проходческий щитовой агрегат [Текст]: пат. 2066762 МКП 6 E21 D9/06 / Российский научно-исследовательский институт горноспасательного дела; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1996. – № 19.

47. А. С. 1719642, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1992. – № 10.

48. Проходческий щит [Текст]: заявка 94038745 МКП 6 E21 D9/06 / Российский научно-исследовательский институт горноспасательного дела; В.Д. Нагорный, Н.Б. Пушкина, – 1994.

49. А. С. 1647144, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат [Текст] / Ин-т угля СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1991. – № 17.

50. Миничев, В.И. Угледобывающие комбайны. Конструирование и расчет. [Текст] / В.И. Миничев. – М.: «Машиностроение», 1976. – 248 с.

51. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов [Текст]: учеб. для вузов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

52. Маршак, С.А. Строительство подземных сооружений с помощью проходческих щитов [Текст] / С.А. Маршак, В.П. Самойлов. – М., Недра, 1967. – 210 с.
53. Разработка требований к трансмиссии геоходов [Текст] // В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // «Известия ВУЗов. Горный журнал». – 2009. – № 8. – С. 101–103.
54. Разработка требований к основным системам геохода [Текст] / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю., Тимофеев В.Ю., Сапожкова А.В. // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 5. – С. 3–7.
55. Формирование требований к основным системам геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, М.Ю. Блащук, В.Ю. Бегляков // Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования: Сборник статей. Отдельный выпуск Горного информационного аналитического бюллетеня (научно-технического журнала). – 2009. – 10. – 432. – М.: Издательство «Горная книга» (Горный инженер). – С. 107–118.
56. Требования к трансмиссии геоходов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Перспективы развития Восточного Донбасса. Часть 2: сб. науч. тр. / Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НПИ). – Новочеркасск: УПЦ «Набла» ЮРГТУ (НПИ), 2008. – С. 17–23.
57. Формирование требований к трансмиссии геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Теоретический и прикладной научно-технический журнал Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова». – 2009. – № 16. – С. 313–315.
58. Разработка требований к основным системам геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Современные проблемы техносферы и подготовки инженерных кадров: III Международный научно-методический семинар – Суус (Тунис), Донецк, Дон ПТУ, 22 окт. – 1 нояб. 2009. – Донецк: [s.n.], 2009. – С. 123–129.
59. Выгодский, М.Я. Справочник по элементарной математике [Текст]: – М.: АСТ: Астрель, 2006. – 509 с.

60. Садовец, В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геогодов [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.06: защищена 01.03.2007: утв. 2007 / Садовец Владимир Юрьевич. – Кемерово: КузГТУ, 2007. – 153 с.

61. Моделирование взаимодействия корпуса носителя геогода с геосредой [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2010. – ОВ № 3. – С. 41–48.

62. Моделирование взаимодействия корпуса носителя с геосредой [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – ЮТИ ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2009. – С. 585–589.

63. Компонентные решения машин проведения горных выработок на основе геовинчестерной технологии [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, П.В. Бурков, М.Ю. Блащук, А.В. Сапожкова // Горный информационный аналитический бюллетень. – Москва, МГГУ, 2009. – № 1. – С. 251–259.

64. Иванов, В.Н. Детали машин [Текст]: учеб. для студентов вузов / В.Н. Иванов; под ред. В.А. Финогенова. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.

65. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы [Текст]: справочник: библиотека конструктора / В.К. Свешников. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

66. Свешников В.К. Гидрооборудование [Текст]: международный справочник. Книга. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / В.К. Свешников. – Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2001. – 360 с.

67. Каталог гидромоторов «Denison hydraulics». – (<http://www.denisonhydraulics.com/>).

68. Анализ возможных вариантов электропривода и механических передач в трансмиссии геогода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев,

М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2010. – ОВ № 3. – С. 154–163.

69. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии гехода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2010. – ОВ № 3. – С. 184–193.

70. Разработка и анализ возможных вариантов гидро- и электропривода в трансмиссии гехода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Вестник КузГТУ. – Кемерово, 2010. – № 3. – С. 7–14.

71. Разработка вариантов компоновочных решений гидравлической трансмиссии гехода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Сборник трудов Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». 20–21 мая, 2010 г. – ЮТИ. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – С. 461–466.

72. Геходы – новый класс горнопроходческой техники [Текст] / М.Ю. Блащук, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков // XIV Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» / Сборник трудов в 3-х томах. Т. 1. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – С. 240–242.

73. Проходческий щитовой агрегат [Текст]: пат. № 112269 RU / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю., Лелюх Б.Ф.; опубл. 10.01.2012, Бюл, № 1.

74. Denison Calzoni. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. Product catalog [Электронный ресурс] // Parker Hydraulic Pumps, piston pumps, hydraulic pumps, hydraulic motors [сайт]. URL: (<http://www.launchrun.com/hpd/pdfs/RCOA1806-03-03.pdf>) (дата обращения 13.02.2012).

75. Выгодский, М.Я. Справочник по высшей математике [Текст] / М.Я. Выгодский. – М: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.

76. Блащук, М.Ю. Особенности трансмиссии с гидроприводом, реализующей непрерывный режим перемещения геохода [Текст] // Инновационный конвент «Кузбасс: образование, наука, инновации». 24–25 ноября 2011 г., – Кемерово, 2011. – С. 7–9.

77. Определение силовых параметров трансмиссии геоходов с гидроцилиндрами [Текст] // Тр. XII межд. научно-практ. конф. «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности» / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук. – Кемерово: ИУУ СО РАН, КузГТУ, ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, ЗАО КВК «Экспо-Сибирь», 2010. – С. 202–205.

78. Башта, Т.М. Объёмные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст]: учеб. для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.

79. Башта, Т.М. Гидропривод и гидроавтоматика [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

80. Орлов, Ю.М. Авиационные объёмные гидромашины с золотниковым распределением [Текст] / Ю.М. Орлов. – Пермь, Перм. гос. техн. ун-т, 1993. – 252 с.

81. Определение неравномерности развиваемого трансмиссией вращающего момента [Текст] / Аксенов В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2011. – ОВ № 5. – С. 154–164.

82. Определение неравномерности вращающего момента трансмиссии с гидроцилиндрами [Текст] / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю. // Сборник трудов Всероссийской молодежной конф. «Машиностроение – традиции и инновации». – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд.-во ТПУ, 2011. – С. 143–148.

83. Блащук, М.Ю. Определение влияния различных факторов на неравномерность вращающего момента трансмиссии геохода с гидроцилиндрами [Текст] / Материалы международной конференции «Форум горняков – 2011». – Д.: Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», 2011. – С. 190–196.

84. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст] / С.М. Тарг. – М., Наука, 1967. – 480 с.
85. Объёмный дозатор для дискретного регулирования скорости и величины перемещений выходных звеньев гидродвигателей [Текст]: пат. № 2328625 RU / Крауиныш П.Я., Бегляков В.Ю., Блащук М.Ю., Смайлов С.А.; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 19.
86. Определение геометрических параметров размещения гидроцилиндров трансмиссии геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Сборник трудов Всероссийской молодежной конф. «Машиностроение – традиции и инновации». – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд.-во ТПУ, 2011. – С. 138–143.
87. Марутов, В.А. Гидроцилиндры [Текст] / В.А. Марутов, С.А. Павловский – М.: Машиностроение, 1965. – 104 с.
88. Официальный сайт ЦНИИПодземмаша – (<http://www.podzemmash.ru>).
89. Тимофеев, В.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геохода с волновой передачей [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук / В.Ю. Тимофеев. – Кемерово, 2012. – 24 с.
90. К вопросу о разработке модели взаимодействия геохода с геосредой [Текст] / Тимофеев В.Ю. // Машиностроение – традиции и инновации: сборник трудов Всероссийской молодежной конференции. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд.-во Томского политехнического университета, 2011. – С. 303–306.
91. Садовец, В.Ю. Ножевые исполнительные органы геоходов. Обоснование конструктивных и силовых параметров [Текст] / В.Ю. Садовец, В.В. Аксенов. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing Gmb H & Co. KG, 2011. – 141 с.
92. Тимофеев, В.Ю. Разработка трансмиссии геохода с волновой передачей [Текст] / В.Ю. Тимофеев, В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing Gmb H & Co. KG, 2012. – 216 с.

93. Блащук, М.Ю. Гидравлические трансмиссии геогодов [Текст] / М.Ю. Блащук, В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков. – Томск: Изд-во ТПУ, 2014. – 123 с.
94. Sadovets, V.Y. Simulation of geokhod movement with blade actuator [Tekst] / V.Y. Sadovets, V.Y. Beglyakov, A.B. Efremenkov // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol. 770. – P. 384–390.
95. Аксенов, В.В. Формирование нового подхода к синтезу технических и конструктивных решений геогодов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, Е.В. Резанова // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Горное машиностроение. – М.: издательство «Горная книга». – 2010. – ОВ № 3. – С. 194–210.
96. Аксенов, В.В. Напряженно-деформированное состояние массива горных пород, вмещающих выработку с системой законтурных винтовых и продольных каналов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, Е.В. Резанова // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Горное машиностроение. – М.: издательство «Горная книга». – 2011. – ОВ № 2. – С. 24–42.
97. Аксенов, В.В. Анализ технических решений устройств противовращения горнопроходческих агрегатов [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, Е.В. Резанова // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Горное машиностроение. – М.: издательство «Горная книга». – 2011. – ОВ № 2. С. 43–54.
98. Аксенов, В.В. Влияние уступа на НДС призабойной части горной выработки, при проходке геогодом [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, В.Ю. Бегляков // Тр. XII межд. научно-практ. конф. «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности». – Кемерово: ИУУ СО РАН, КузГТУ, ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, ЗАО КВК «Экспо-Сибирь», 2010. – С. 216–224.

99. Аксенов, В.В. Разработка математической модели взаимодействия геوخода с геосредой [Текст] / В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Горное машиностроение. – М.: издательство «Горная книга». – 2011. – ОВ № 2. – С. 79–91.

100. Аксенов, В.В. Моделирование напряженно-деформированного состояния породы, создаваемого воздействием на нее исполнительного органа горной машины [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Перспективы развития горнотранспортного оборудования. – М.: издательство «Горная книга». – 2011. – ОВ № 5. – С. 9–15.

101. Аксенов, В.В. Определение габарита свободного внутреннего пространства геوخода с гидроприводом [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Перспективы развития горнотранспортного оборудования. – М.: издательство «Горная книга». – 2012. – ОВ № 2. – С. 50–55.

102. Садовец, В.Ю. Разработка модели кинематических особенностей геوخода. Инновационные технологии экономика в машиностроении [Текст] / В.Ю. Садовец, В.Ю. Бегляков, А.Б. Ефременков. // Сборник трудов V Международная научно-практическая конференция: в 2-х т. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – Т.2. – С. 292–298.

103. Определение параметров силового взаимодействия элементов волновой передачи с полым валом и промежуточными телами качения в трансмиссии геوخода [Текст] / В.Ю. Тимофеев, В.Ю. Бегляков, М.В. Дохненко // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов V Международной научно-практической конференции: в 2-х т. / Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – Т.2. – 302–307 с.

104. Влияние суммарного воздействия исполнительных органов горных машин на напряжения в зоне действия отдельно взятого резца [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков // Горный информационный аналитический бюллетень. Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования. – Москва, МГГУ, 2011. – ОВ № 5. – С. 15–21.

105. Моделирование напряженно-деформированного состояния породы, создаваемого воздействием на неё исполнительного органа горной машины [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Бегляков, А.В. Егерь // Машиностроение – традиции и инновации: сборник трудов Всероссийской молодежной конференции. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – С. 134–138.

106. Определение геометрических параметров размещения гидроцилиндров трансмиссии геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Машиностроение – традиции и инновации: сборник трудов Всероссийской молодежной конференции. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – С. 138–142.

107. Бегляков, В.Ю. Обоснование параметров поверхности взаимодействия исполнительного органа геохода с породой забоя [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук / В.Ю. Бегляков. – Кемерово, 2012. – 19 с.

108. Аксенов, В.В. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Труды. – VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала). – М.: издательство «Горная книга». – 2010. – № ОВЗ. – С. 184–193.

109. Обоснование необходимости разработки узла сопряжения секций геоходов [Текст] / М.Ю. Блащук, А.А. Дронов // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов IV Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых. – Юргинский

технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – С. 517–519.

110. Схемные решения трансмиссии геохода с гидроприводом [Текст] / М.Ю. Блащук, Д.А. Михеев, М.В. Дубровский // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов IV Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – С. 521–527.

111. Блащук, М.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геохода с гидроприводом [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук / М.Ю. Блащук. – Кемерово, 2012. – 19 с.

112. Тимофеев, В.Ю. Обоснование концептуального варианта компоновки волновой передачи с полым валом для трансмиссии геохода [Текст] / В.Ю. Тимофеев // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов IV Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – С. 587–589.

113. Обоснование компоновочных решений трансмиссии геохода с волновой передачей с промежуточными телами качения с полым валом [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Тимофеев, И.К. Гореленко // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: сборник трудов IV Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых. – Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2013. – С. 535–540.

114. Аксенов, В.В. Формирование структурного портрета геохода [Текст] / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, Е.В. Резанова // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2010. – № 01. – С. 35–41.

115. Аксенов, В.В. Синтез технических решений нового класса горнопроходческой техники [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец, Е.В. Резанова // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2009. – № 8. – С. 56–63.

116. Синтез технических решений исполнительных органов геходов [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец // Вестник КузГТУ. – 2006. – № 6. – С. 64–68.
117. Структурная матрица горнопроходческих систем [Текст] / В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец // «Служение делу». – Кемерово. – 2006. – С. 77–84.
118. Структурная матрица геходов [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец // «Служение делу». – Кемерово. – 2006. – С. 90–99.
119. Короткин, Я.И. Прочность корабля [Текст] / Я.И. Короткин, Д.М. Ростовцев, Н.Л. Сиверс. – Л.: Судостроение, 1974. – 432 с.
120. Хогвард, В. Проектирование конструкций корпусов военных кораблей [Текст] / В. Хогвард. – М.: Оборонгиз. Главная редакция литературы по судостроению, 1947. – 382 с.
121. Свечников, О.И. Расчет и проектирование конструкций судов внутреннего плавания [Текст] / О.И. Свечников, И.И. Трянин. – СПб: Судостроение, 1994. – 376 с.
122. Оболенский, Е.П. Прочность летательных аппаратов и их агрегатов [Текст]: учеб. для студентов авиационных специальностей вузов / Е.П. Оболенский, Б.И. Сахаров, В.А. Серебряков; под ред. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1995. – 504 с.
123. Ананьев, К.А. Создание исполнительного органа гехода для разрушения пород средней крепости [Текст]: дис... канд. техн. наук: защищена 26.05.2016 / Ананьев Кирилл Алексеевич. – Кемерово, 2016. – 144 с.
124. Аксенов, В.В. Синтез конструктивных решений исполнительных органов геходов [Текст] / В.В. Аксенов, В.Ю. Садовец, В.Ю. Бегляков // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Горное машиностроение. – М.: издательство «горная книга». – 2010. – № 12. – Т.3. – С. 49–54.
125. Аксенов, В.В. Армирующая законтурная крепь горных выработок – новый подход к строительству подземных сооружений [Текст] / В.В. Аксенов, А.А. Казанцев // Институт угля Сибирского отделения РАН: Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журна-

ла) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2013. – № 0B6. – С. 411–419.

126. Аксенов, В.В. Обоснование необходимости создания систем крепи горных выработок при проходке по геовинчестерной технологии [Текст] / В.В. Аксенов, А.А. Казанцев, А.А. Дортман // Горное машиностроение: Сборник материалов. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). – 2012. – № 0B3. – С. 138–144.

127. Аксенов, В.В. Обзор существующих типов крепи горных выработок и анализ их возможности применения в геовинчестерной технологии [Текст] / В.В. Аксенов, А.А. Казанцев, А.А. Дортман // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2012. – № S3. – С. 130–137.

128. Штумпф, Г.Г. Физико-технические свойства горных пород и углей Кузбасского бассейна [Текст]: справочник / Г.Г. Штумпф, Ю.А. Рыжков, В.А. Шаламанов, А.И. Петров. – М.: Недра, 1994. – 447 с.

129. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев; отв. ред. Писаренко Г.С. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 737 с.

130. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст]: справочник. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

131. Королюк, В.С. Справочник по теории вероятностей и математической статистике [Текст] / В.С. Королюк, Н.И. Портенко, А.В. Скороход, А.Ф. Турбин. – М.: Наука, 1985. – 640 с.

132. Схиртладзе, А.Г. Метрология, стандартизация и технические измерения [Текст] / А.Г. Схиртладзе, Я.М. Радкевич. – Старый Оскол: ТНТ, 2010. – 420 с.

133. Тимофеев, В.Ю. Обоснование параметров трансмиссии геохода с волновой передачей [Текст]: дис... канд. техн. наук: 05.05.06: защищена 24.05.2012: утв. 2012 / Тимофеев Вадим Юрьевич. – Кемерово, 2012. – 145 с.

134. Ветров, Ю.А. Разрушение прочных грунтов [Текст] / Ю.А. Ветров, В.Л. Баладинский, В.Ф. Баранников, В.П. Кукса. – Киев: Будивельник, 1973. – 351 с.
135. Зеленин, А.Н. Машины для земляных работ [Текст]: учеб. пособие для вузов / А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. – М.: «Машиностроение», 1975. – 424 с.
136. Горбунов, В.Ф. Геовинчестерная технология проведения горных выработок агрегатом ЭЛАНГ [Текст] / В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов // Совершенствование техники и технологии шахтного строительства: сб. науч. тр. – КузГТУ, Кузниишахтстрой. – Кемерово, 1987. – С. 118–121.
137. Горбунов, В.Ф. Разработка и испытания вращающегося проходческого агрегата ЭЛАНГ [Текст] / В.Ф. Горбунов, В.Д. Нагорный, Ю.П. Савельев, А.Ф. Эллер // Шахтное стр-во. – 1985. – № 6. – С. 8–11.
138. Горбунов, В.Ф. Разработка и шахтные испытания вращающегося проходческого агрегата ЭЛАНГ [Текст] / В.Ф. Горбунов, В.В. Аксенов, А.Ф. Эллер // Уголь. – 1989. – № 2. – С. 33–34.
139. Проходческий щитовой агрегат [Текст]: пат. США № 5.072.992 / В.Ф. Горбунов, А.Ф. Эллер, В.В. Аксенов, А.Я. Ткаченко, В.Д. Нагорный. – Патентная грамота от 17.12.91.
140. Проекты СССР. Подземная лодка. Статья. – http://www.great-country.ru/articles/sss/sov_delali/00021.html
141. Запись в «Мой мир@mail.ru» Евгения Матулянис. – <http://my.mail.ru/community/biosyst.blogspot/41D80BF4AE48041E.html>
142. «Кто погубил Крота?». – Статья. – Текст: Сергея Птичкина. – Российская газета – Федеральный выпуск № 6692 (121). – <http://rg.ru/2015/06/04/krot.html>
143. Садовец, В.Ю. Ножевые исполнительные органы геогодов [Текст]: монография / В.Ю. Садовец, В.В. Аксенов. – Германия: Издательский дом: Lap Lambert Academic Publishing, 2011. – 148 с.
144. Александров, В.М., Чебаков М.И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости [Текст] / В.М. Александров, М.И. Чебаков. – М.: Физматлит, 2004. – 304 с.

145. Фадеев, А.Б. Метод конечных элементов в геомеханике [Текст] / А.Б. Фадеев. – М.: Недра, 1987. – 221 с.
146. Калиткин, Н.Н. Численные методы [Текст] / Н.Н. Калиткин. – М.: Наука, 1978. – 236 с.
147. Бахвалов, Н.С. Численные методы [Текст] / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков / М.: Наука, 1987. – 315 с.
148. Победря, Б.Е. Численные методы в теории упругости и пластичности [Текст] / Б.Е. Победря. – М.: Изд-во МГУ, 1995. – 298 с.
149. Рябенский В.С. Введение в вычислительную математику [Текст] / В.С. Рябенский. – М.: Физматлит, 2000. – 137 с.
150. Годунов С.К. Разностные схемы. Введение в теорию [Текст] / С.К. Годунов. – М.: Наука, 1973. – 387 с.
151. Александров, В.М. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями [Текст] / В.М. Александров, Е.В. Коваленко. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 336 с.
152. Бегляков, В.Ю. Обоснование параметров поверхности взаимодействия исполнительного органа геохода с породой забоя [Текст]: дис... канд. техн. наук: защищена 20.03.2012; утв. 2012 / Бегляков Вячеслав Юрьевич. – Кемерово, 2012. – 139 с.
153. Алямовский, А.А. SolidWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов [Текст] / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.: ил.
154. Отчет о научно-исследовательской и опытно-конструкторской работе Разработка специальной технологии проходки аварийно-спасательных выработок в завалах при ликвидации техногенных катастроф [Текст] // Государственный контракт от 10 августа 2007 г. № 78-ОПН-07п
155. Беляков, В.М. Таблицы эллиптических интегралов [Текст]: в 2-х т. / В.М. Беляков, Р.И. Кравцова, М.Г. Раппопорт. – Изд. АН СССР, 1962. – Т.1. – 655 с.
156. Янке, Е. Специальные функции (Формулы, графики, таблицы) [Текст] / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Лёш. – М., 1964. – 344 с.

157. Коблиц, Н. Введение в эллиптические кривые и модулярные формы
[Текст] / Н. Коблиц. Пер. с англ. – М.: Мир, 1988. – 320 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» (YuTI TPU)
26, Leningradskaya street, Yurga, 652055, Russia
Tel. +7-38451-77767,
Fax +7-38451-77767, e-mail: ytitpu@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)
Юргинский технологический институт (филиал) федерального государственного
автономного образовательного учреждения высшего образования
«Национальный исследовательский
Томский политехнический университет» (ЮТИ ТПУ)
Ленинградская, ул., д.26, г. Юрга, 652055, Россия
тел.: +7-38451-77767,
факс: +7-38451-77767, e-mail: ytitpu@tpu.ru, uti.tpu.ru
ОКПО 27631421, ОГРН 1027000890168
ИНН/КПП 7018007264/423002001, БИК 043207001

06.06.2016 № 02-09-324

на № _____ от _____

СПРАВКА

о внедрении результатов докторской диссертационной работы

Ефременкова Андрея Борисовича

Настоящей справкой подтверждается, что результаты диссертационной работы Ефременкова Андрея Борисовича «Разработка научных основ создания систем геоходов» использованы при разработке 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 No.02.G25.31.0076 от 23.05.2013 г.).

Зам. руководителя проекта,

К.Т.Н.



А.А. Казанцев



МЧС РОССИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
«ВСЕРОССИЙСКИЙ ОРДЕНА «ЗНАК ПОЧЕТА»
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРОТИВОПОЖАРНОЙ ОБОРОНЫ
МИНИСТЕРСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ДЕЛАМ ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ,
ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ И ЛИКВИДАЦИИ
ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ»
(ФГБУ ВНИИПО МЧС России)**

мкр. ВНИИПО, д. 12, г. Балашиха,
Московская область, 143903
Телефон: (495) 521-23-33
Факс: (495) 529-82-52, 524-98-99
E-mail: vniipo@mail.ru; <http://www.vniipo.ru>

30.03.2015 № 1409зп-14-1-3

На № 02-09-040 от 05.02.2015

Директору
Юргинского технологического
института (филиала)
федерального государственного
бюджетного образовательного
учреждения высшего
профессионального образования
"Национальный исследовательский
Томский политехнический
университет"

А.Б. Ефременкову

e-mail: ytitpu@tpu.ru

О разработке мобильного комплекса
геоход

Уважаемый Андрей Борисович!

В соответствии с решением заместителя Министра по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий Чуприяна А.П. о целесообразности использования в интересах МЧС России технологии проведения подземных аварийно-спасательных работ путем создания подземных проходов с помощью принципиально нового высокоэффективного проходческого оборудования – геохода, направляем в Ваш адрес разработанные специалистами института технические требования, предъявляемые к опытному образцу мобильного комплекса геоход (далее - МКГ).

Предлагаем Вам разработать МКГ в инициативном порядке по ГОСТ Р 15.201-2000 «Порядок разработки постановки продукции на производство».

ФГБУ ВНИИПО МЧС России готово принять участие в разработке технического задания на создание МКГ, а также оказать консультационную и методическую помощь.

Приложение: Технические требования к опытному образцу
мобильного комплекса геоход на 2 л.

С уважением,
Заместитель начальника института

Воевода С.С. Воевода

ПРОТОКОЛ
технического совещания

г. Москва

30.07.2015г.

ПРИСУТСТВОВАЛИ:

От ОАО «Мосметрострой»

Жуков С.А.

Лапшин В.И.

Чертов В.А.

Маслов В.И.

Генеральный директор

Главный инженер

Начальник комплекса механизации горных работ

Главный механик

От КемНЦ СО РАН

Аксенов В.В.

Заведующий лабораторией, д.т.н.

От ЮТИ ТПУ

Ефременков А.Б.

Директор, к.т.н.

ЗАСЛУШАЛИ:

Доклад заведующего лабораторией Кем НЦ СОРАН, д.т.н., Аксенова В.В. и директора ЮТИ ТПУ, к.т.н. Ефременкова А.Б. о работах по созданию инновационного геотехнологического инструментария на базе геоходов для формирования подземного пространства.

ОБСУДИЛИ:

Возможность и целесообразность использования геотехнологического инструментария на базе геоходов для формирования подземного пространства для ОАО «Мосметрострой»

ПОСТАНОВИЛИ:

- признать перспективной возможность использования инновационного геотехнологического инструментария на базе геоходов для формирования подземного пространства для ОАО «Мосметрострой»;

- необходимость проведения комплекса НИР и НИОКР по данной тематике научными организациями КемНЦ СО РАН и ФГАОУ ВО «НИ ТПУ» для целей ОАО «Мосметрострой»;

- поручить Аксенову В.В. и Ефременкову А.Б. подготовить комплексную программу проведения НИР и НИОКР по созданию инновационного геотехнологического инструментария для формирования подземного пространства на базе геохода, в срок до 01.11.2015г.

- поручить Чертову В.А. предоставить для разработки программы необходимую информацию;

- рассмотреть возможность проведения испытаний на площадках ОАО «Мосметрострой» созданных в рамках программы опытных и промышленных образцов изделий;

- срок выполнения поручений до 01.11.2015г.

Генеральный директор ОАО «Мосметрострой»

С.А. Жуков

Главный инженер ОАО «Мосметрострой»

В.И. Лапшин

Начальник комплекса механизации горных работ ОАО «Мосметрострой»

В.А. Чертов

Главный механик ОАО «Мосметрострой»

В.И. Маслов

Заведующий лабораторией КемНЦ СОРАН, д.т.н.

В.В. Аксенов

Директор ЮТИ ТПУ, к.т.н.

А.Б. Ефременков