

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ «МИСИС»**

На правах рукописи



Пятова Ирина Юрьевна

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТРАНСМИССИЙ ГИДРООБЪЕМНЫХ ПРИВОДОВ ОСНОВНЫХ
МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА**

Специальность 05.05.06 – Горные машины

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель,
доктор технических наук,
профессор Подэрни Р. Ю.**

МОСКВА 2016

Оглавление

Введение.....	4
1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования.....	10
1.1 Современное состояние техники и технологии бурения взрывных скважин.....	10
1.1.1 Анализ современного состояния и перспективы развития конструкций карьерных буровых станков.....	11
1.1.2 Анализ конструкций буровых станков термического расширения взрывных скважин.....	16
1.2 Современное состояние конструкций вращательно-подающих механизмов карьерных буровых станков.....	25
1.3 Сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций современных карьерных буровых станков.....	35
1.4 Цель и задачи исследования.....	43
Выводы по главе.....	45
2 Исследование конструктивных параметров станка и параметров его гидрообъемной силовой установки при бурении скважины в породах различной прочности.....	47
2.1 Исследование уровней установленной мощности систем гидрообъемной силовой установки карьерного бурового станка j -го типоразмера.....	47
2.2 Аналитическое определение длительности рабочего цикла бурового станка j – го типоразмера от прочности буримой породы при обурировании H – метрового уступа вертикальными и наклонными скважинами.....	54
2.3 Математическая модель обурирования H – метрового уступа буровым станком j -го типоразмера с гидрообъемной силовой установкой.....	67
2.3.1 Сравнительный анализ результатов моделирования работы бурового станка при обурировании H – метрового уступа с заданной прочностью породы станком j -го типоразмера с гидрообъемной силовой установкой при однозаходном и многозаходном бурении скважины.....	72

2.4	Синтез параметров механических статических характеристик приводов вращения долота и хода карьерного бурового станка j – го типа-размера.....	76
	Выводы по главе.....	79
3	Кинематические и силовые параметры трансмиссий гидрообъемных приводов вращательного действия основных механизмов карьерного бурового станка.....	82
3.1	Кинематические и силовые параметры традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии привода вращения долота.....	83
3.2	Кинематические и силовые параметры гидрообъемной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с одним планетарным механизмом.....	102
3.3	Сопоставительный анализ параметров и характеристик многорежимных гидрообъемных силовых установок карьерного бурового станка с традиционной однопоточной и двухпоточной трансмиссией привода вращения долота.....	120
	Выводы по главе.....	130
	Заключение.....	133
	Список литературы.....	138
	Приложение	143

Введение

Актуальность темы исследования. Наибольшее распространение на открытых горных работах получил шарошечный способ бурения скважин. Сегодня этим способом в РФ выполняется до 80 % всех объемов бурения [1].

В настоящее время основу парка бурового оборудования России составляют карьерные буровые станки отечественного ООО «УГМК РУДГОРМАШ-Воронеж», ООО «ИЗ – КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова», ОАО «БУЗУЛУКТЯЖ-МАШ» и зарубежного производства в основном компаний «Atlas Copco» и «Sandvik». Опыт их эксплуатации свидетельствует, что стоимость буровых работ в крепких породах на открытых разработках колеблется в пределах 16 – 36 % общей стоимости выемки одной тонны горной массы.

В то же время энергетической стратегией России на период до 2030 года (утвержденной правительством РФ 13.11.2009 №1715-р), в частности предусмотрено уменьшение общих расходов на проведение буровзрывных работ за счет: - снижения затрат на эксплуатацию станков с 40 – 45 % до 20 – 25 %; - интенсификации процесса разрушения пород при бурении скважин путем увеличения подводимой мощности на разрушение; - улучшения показателей надежности работы оборудования и повышения автономности и мобильности полностью гидрофицированных карьерных буровых станков.

Поэтому разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка является **актуальной научной задачей** для отечественного машиностроительного комплекса, решение которой позволит создать отечественный полностью гидрофицированный карьерный буровой станок, превосходящий по своим технико-экономическим показателям лучшие зарубежные образцы.

Степень научной разработанности темы исследования. Наиболее известные исследования приводных систем шарошечных буровых станков в разное время проведены в ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского», СКБ СГО, НИИ «Гипроникель», Московском, Днепропетровском горных институтах и

МГГУ. Большой вклад в отечественную практику в этой области внесли доктора технических наук: Б. Н. Кутузов, И. Э. Наринский, Р. Ю. Подэрни, Л. И. Кантович, В. Н. Дмитриев, И. А. Сайдаминов, кандидаты технических наук Р. Г. Шмидт, А. А. Жуковский, Е. Н. Улицкий, М. И. Немировский, Ш. З. Нажмудинов, А. В. Доброзраков, а также ведущие конструкторы отечественной буровой техники Ю. А. Нанкин, В. И. Мороз, В. Ф. Голосов и многие другие исследователи и конструкторы.

Однако в настоящее время в технической литературе, практически не нашли отражения вопросы, связанные с разработкой и исследованием многопоточных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование скорости ее выходного вала, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин регулирующего контура (более высоком КПД). Идея создания таких передач возникла давно, однако они не получили должного применения в отечественной и зарубежной практике.

В связи с этим исследования направленные на обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерных буровых станков, сегодня остаются по-прежнему актуальными.

Целью работы является повышение удельной производительности бурового станка, эксплуатирующегося в различных горнотехнических условиях за счет передачи мощности от его первичного двигателя к выходному валу трансмиссии привода вращения долота двумя потоками механическим и гидравлическим.

Основная идея работы заключается в разработке двухпоточной трансмиссии привода вращения долота бурового станка с более высоким КПД, который обеспечивается целенаправленным снижением потока рабочей жидкости в регулирующем контуре гидравлической компоненты этой трансмиссии.

Задачи исследования. Цель достигается решением следующих задач:

- **анализом** конструктивных особенностей схем вращательно – подающих механизмов отечественных и зарубежных карьерных буровых станков и их энерговооруженности и ранее выполненных аналитических и экспериментальных исследований в области приводных систем шарошечных буровых станков;
- **обоснованием** уровней установленной мощности систем силовой установки

- карьерных буровых станков различных типоразмеров;
- **аналитическим определением** длительностей активации основных механизмов бурового станка во времени для каждого режима его эксплуатации при однозаходном и многозаходном бурении взрывной скважины;
 - **разработкой** математической модели взаимодействия рабочих органов основных механизмов бурового станка определенного типоразмера с гидрообъемной силовой установкой при обурирования уступа;
 - **установлением** кинематических и силовых параметров традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
 - **разработкой** гидрокинематической схемы многорежимной гидрообъемной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
 - **установлением** кинематических и силовых параметров гидрообъемной двухпоточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка;
 - **сравнительным анализом** кинематических и силовых параметров традиционной однопоточной и двухпоточной трансмиссий приводов основных механизмов бурового станка.

Научное значение работы заключается в установлении зависимостей:

- суммарной длительности рабочего цикла от прочности буримой породы при заданных технологических параметрах бурения скважины станком определенного типоразмера **многозаходным** и **однозаходным** способом;
- величин объемных постоянных гидромашин регулирующего контура трансмиссии с одним и двумя потоками передачи мощности долоту от параметра асимметричности диапазона регулирования его относительной скорости и установленной мощности силовой установки станка определенного типоразмера;
- величины суммарного КПД одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения однорядного планетарного механизма и локальных КПД гидравлической и механической компонент привода.

Практическое значение исследования состоит в разработке:

- **принципиальной гидрокинематической схемы** двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с мехатронной системой управления, позволяющей обеспечить работу привода с рациональной статической механической характеристикой путем *оперативного последовательного регулирования* объемов рабочих камер гидромашин регулирующего контура одним командоконтроллером;
- **инженерной методики расчета и выбора** рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

Методы исследования. При решении поставленных задач в работе был использован комплексный метод, включающий: - анализ теоретических и экспериментальных исследований в области приводных систем шарошечных буровых станков; - и синтез гидрокинематических схем одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости в ее регулирующем контуре.

Основные результаты исследования были получены путем математического моделирования с использованием, разработанных на основе теории Хилла (Percy H. Hill) методов расчета параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

Основные положения, выносимые на защиту:

- рациональные параметры трансмиссий гидрообъемных приводов вращения и подачи долота карьерного бурового станка могут быть установлены на основе многопараметрической математической модели их взаимодействия с забоем в течение рабочего цикла, в виде удельной производительности станка, отличающейся учетом: технологических параметров отработки уступа, прочности буримой породы, кинематических, конструктивных и силовых параметров этих приводов;
- увеличение КПД трансмиссии привода вращения долота достигается уменьшением потока рабочей жидкости в его регулирующем контуре, путем выбора вида статической механической характеристики вращателя, учитывающей зна-

чения главных параметров режима бурения: осевого усилия, скорости вращения долота и качества очистки скважины;

- минимальный поток рабочей жидкости в регулирующем контуре трансмиссии привода вращения долота в режиме бурения, обеспечивается передачей мощности от первичного двигателя к выходному валу трансмиссии двумя потоками: механическим и гидравлическим.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач исследований, базирующихся на современных научных методах исследований и фундаментальных положениях: - математической статистики; - теоретической механики твердого тела, жидкости; - математического моделирования и системного анализа процесса нагружения приводов основных механизмов карьерного бурового станка. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнены моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD составила не более 5 %.

Соответствие паспорту специальности. Работа посвящена обоснованию и выбору рациональных параметров трансмиссии гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка при его эксплуатации в различных горнотехнических условиях и соответствует: п. 3 «Обоснование и оптимизация параметров и режимов работы машин и оборудования и их элементов» и п. 5 «Повышение долговечности и надежности горных машин и оборудования» паспорта научных специальностей ВАК Минобрнауки РФ – области изучения закономерностей формирования кинематических и силовых параметров одно- и двухпоточной гидрообъемной трансмиссии.

Реализация выводов и рекомендаций работы. В плановых научно-технических разработках 2017–18 гг. конструкторским отделом ООО «ИЗКАРТЭКС им. П. Г. Коробкова» приняты следующие результаты работы:

- **технические требования** на проектирование и создание силовой установки с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота для типоразмерного ря-

да отечественных буровых станков блочно-модульной комплектации;

- **инженерная методика расчета и выбора** рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

Апробация работы. Основные положения и содержание работы были доложены и обсуждены на: - Международном научном симпозиуме «Неделя Горняка» в 2013 (г. Москва, МГГУ), 2014, 2015, 2016 гг. (г. Москва, НИТУ «МИСиС»); - на Молодёжном форуме лидеров горного дела в рамках международного научного симпозиума «Неделя горняка - 2013» (г. Москва, МГГУ); - XV, XVI, XVII и XVIII Международных экологических конференциях студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновационные и высокие технологии XXI века» 2011, 2012, 2013 гг. (г. Москва, МГГУ), 2014 г. (г. Москва, НИТУ «МИСиС»); - VIII – ом горнопромышленном Форуме «MINEX ' 12» (г. Москва, МГГУ); - IX – ой международной научной школе молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» 2012, 2013 гг. (г. Москва, ИПКОН РАН); - на Международном форуме – конкурсе «Проблемы недропользования» (г. Санкт – Петербург, НМСУ «Горный»); - семинарах кафедры Горные машины и оборудование в 2012 – 2015 гг. (г. Москва, МГГУ – НИТУ «МИСиС»); - на научно-инновационном конкурсе по программе «УМНИК» 2014 г. (г. Москва, НИТУ «МИСиС»).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 8 работ, 2 из них опубликованы в журналах, входящих в перечень рецензируемых изданий, утвержденных ВАК Минобрнауки РФ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трёх глав, заключения, приложения и списка литературы из 72 наименований и включает 49 рисунков и 16 таблиц.

Автор выражает благодарность сотрудникам кафедры «Горное оборудование, транспорт и машиностроение» Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» за поддержку и участие.

1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования

1.1 Современное состояние техники и технологии бурения взрывных скважин на карьерах

В общей технологии открытых горных работ при разработке месторождений, сложенных скальными породами, буровзрывные работы являются одним из основных производственных процессов.

Наибольшее распространение на открытых горных работах получил шарошечный способ бурения скважин. Этим способом в РФ выполняется до 80 % всех объемов бурения [1]. Сегодня, совершенствование механических способов бурения встречает большие трудности при разрушении скальных пород, поскольку их рабочие органы имеют определенные пределы прочности и износостойкости.

Отечественный и зарубежный опыт свидетельствует, что стоимость буровых работ в крепких породах на открытых разработках колеблется в пределах 16 – 36 % общей стоимости выемки одной тонны горной массы.

В то время как, директивные материалы Правительства РФ предусматривают в частности уменьшение расходов на проведение буровзрывных работ за счет снижения затрат на эксплуатацию станков с 40 – 45% до 20 – 25% на основе создания отечественных карьерных буровых станков высокого технического уровня.

Развитие техники и технологии разрушения горных пород, как в РФ, так и за рубежом идет в двух основных направлениях совершенствования механических [2] способов разрушения и разработки физических способов разрушения горных пород:

- термического путем разрушения породы высокотемпературной газовой струей [3, 4];
- взрывного путем подачи на забой ампульного или струйного взрывчатого вещества с определенной частотой;
- гидравлического разрушения породы сверхзвуковой скоростной струей воды;
- акустического разрушения породы за счет совместного воздействия ультразву-

- ковых колебаний породоразрушающего инструмента и кавитационного эффекта в промывочной жидкости;
- электрогидравлического разрушения породы высоким напряжением;
- химического разрушения породоразрушающим органом в поверхностно-активной среде [5, 6].

1.1.1 Анализ современного состояния и перспективы развития конструкций карьерных буровых станков

Определение перспектив развития буровой техники и научного обоснования параметров новых буровых станков было выполнено в лаборатории разработки полезных ископаемых ИГД АН СССР (позже – ИГД им. А. А. Скочинского) Н.В. Мельниковым совместно с Б. А. Симкиным. В 1956 г. ими были обоснованы и выбраны основные параметры новых буровых станков для открытых горных работ [1].

Ими впервые были научно обоснованы технические условия на проектирование станков вращательного бурения во взаимосвязи с вместимостью ковша экскаватора и высотой забоя – основными технологическими параметрами, оказывающими влияние на параметры буровзрывных работ [7]. Проведенный анализ показал, что наиболее перспективными для открытого способа добычи является шарошечный способ бурения скважины.

Ими предложен типоразмерный ряд отечественных станков вращательного бурения шарошечными долотами, который базируется на десятом ряде предпочтительных чисел (R_{10}) и предусматривает условные диаметры 100, 125, 200, 250, 320 и 400 мм для бурения взрывных скважин, что, однако, не исключает применения других диаметров бурения, например 160, 214, 229, 270 мм [2].

В то время, по мнению действительного члена АН СССР Н. В. Мельникова, несмотря на все многообразие горно-геологических и горнотехнических условий, достаточно было иметь всего три типа буровых станков для бурения взрыв-

ных скважин диаметром:

- легкие – до 214 мм;
- средние – до 250 мм;
- и тяжелые – до 320 мм.

На основе, разработанной в ИГД АН СССР методики расчета основных параметров станков шарошечного бурения, рекомендаций по выбору кинематической схемы и конструкции основных узлов, а также технических условий на проектирование станков указанных типоразмеров и институте Гипроуглеавтоматизация в 1958 г. был спроектирован станок шарошечного бурения БСШ – 1. Руководителем конструкторского коллектива, позже перешедшего в ИГД им. А. А. Скочинского, стал талантливый инженер и организатор Ю. А. Нанкин. В 1960 г. впервые опытные образцы этого станка были изготовлены на Карпинском и Копейском машиностроительных заводах, а с 1962 г. был начат серийный выпуск уже модернизированного варианта БСШ – 1М. Первые образцы этого станка уже в 1962 г. испытывались на карьере Гайского ГОКа. С учетом опыта эксплуатации этого станка в различных условиях вскоре была разработана новая модификация этой машины – БСШ – 2М (новое название по типажу [8] – 2СБШ – 200), ставшая одной из самых распространенных и популярных на карьерах в 60 – 70 – е годы прошлого века [9,10].

К началу 80 – х годов прошлого века СССР занимал первое место в мире по количеству выпускаемых станков шарошечного типа. Они изготавливались на пяти серийных и двух опытных заводах, а общее количество превышало 400 машин в год. Разумеется, технический уровень и особенно качество и надежность этих станков не всегда устраивали потребителей, и многие машины уступали мировому уровню. Однако, простота конструкции, относительная дешевизна, хорошая ремонтпригодность и приспособленность станков к нашим, далеко не идеальным, условиям эксплуатации позволили им продержаться на карьерах и разрезах СНГ до настоящего времени [11,12]. В эти же годы на горных предприятиях РФ и стран СНГ наиболее широко были распространены шарошечные буровые станки среднего класса. Так, в угольной промышленности они составляли более 50 %

парка буровой техники, в черной и цветной металлургии – более 80 %.

Разработка шарошечных станков среднего и тяжелого класса велась в СКБ СГО (пос. Поварово, МО). Этим коллективом были созданы станки типоразмеров СБШ – 250 и СБШ – 320, выпускавшиеся большими сериями на Воронежском и Криворожском заводах.

После того, как станки типа СБШ – 320 из-за низкого технического уровня, а также по «инициативе» Воронежского завода в 1983 г. были сняты с производства, встал вопрос о создании новых отечественных буровых станков тяжелого класса.

Попытки привлечь к производству тяжелой буровой техники крупные машиностроительные предприятия (ПО «Крастяжмаш», ПО «Ижорские заводы им. П.Г. Коробкова», ПО «НКМЗ») предпринимались с конца 80-х годов прошлого века, однако, значимых результатов достичь не удалось [11].

В 1997 г. ПО «Ижорские заводы им. П.Г. Коробкова» начало выпуск бурового станка СБШ – 270 ИЗ. Отличительной чертой станка СБШ – 270 ИЗ стало применение ходовой части тяжелого типа от серийного экскаватора. Это, конечно, привело к увеличению массы станка (она достигает 160 т), но способствовало повышению надежности и снижению вибраций. Другие отличия этого станка – применение нового компрессора 7ВВ – 40/6 – ВМ1 Пензенского завода, новая кабина управления, высоковольтное исполнение, кабельный барабан. Станок прошел испытания на Лебединском ГОКе, показал неплохие результаты и продолжал совершенствоваться. Рассматривалась возможность его модернизации для условий угольных разрезов, где диаметр бурения мог бы быть увеличен до 320 мм, длина штанг – до 18 м, применено сухое пылеулавливание и другое.

За рубежом лидерами в области создания станков вращательного бурения являются крупные транснациональные компании:

- *Atlas Copco* (с 2002 г. правопреемник и собственник ранее широко известной фирмы «Ingersoll-Rand») выпускает семейство из 12 моделей самоходных полностью гидрофицированных станков вращательного бурения массой от 28 до 169 т [13];

- **Caterpillar** (с 2011 г. правопреемник и собственник ранее широко известной фирмы «Bucyrus») выпускает электрифицированные станки сверхтяжелого типа и полностью гидрофицированные станки (приобретенные у компании «Reeddrill») среднего и тяжелого типоразмера [14];
- **Global P&H (Harnischfeger)** выпускает электрические и дизель-гидравлические станки среднего и тяжелого типоразмера [13];
- **Sandvik Mining and Construction** (бывший Driltech) выпускает семейство из 14 моделей самоходных полностью гидрофицированных станков вращательного бурения с диаметрами от 127 мм до 381 мм массой от 33,57 до 145,1 т [13];
- **HAUSHERR System Bohrtechnik** выпускает гидравлические буровые станки серии НВМ массой до 40 т. Все машины серии НВМ (за исключением НВМ 60), оборудованы стандартным опорно-поворотным устройством (ОПУ) [13].

Во многих моделях станков зарубежных фирм наблюдается тенденция к полной гидрофикации основных приводов. Это объясняется тем, что гидрофицированные буровые станки имеют меньшую массу (за счет отсутствия тяжелых электрических приводов постоянного тока), большие возможности регулирования параметров, удобство в управлении и защите приводов в стопорных режимах, а при наличии запчастей сравнительно несложное техническое обслуживание [13].

В последнее время все больше отечественных потребителей заказывают машины с дизельным первичным двигателем. Дизельные станки имеют ряд важных преимуществ: они не зависят от электрической воздушной или кабельной сети, обладают необходимой мобильностью и маневренностью, а в ряде случаев обеспечивают существенную экономию эксплуатационных затрат.

Зарубежные фирмы предусматривают, как правило, достаточно широкий диапазон реализуемых диаметров бурения, длины и диаметра штанг, возможной глубины бурения (с наращиванием и без наращивания), установленной мощности дизелей или трансформаторов и компрессоров.

Конструкции мачт буровых станков разных фирм имеют отличия, но в большинстве случаев применяются мачты ферменной конструкции из высококачественного металлопроката коробчатого сечения с открытой передней панелью.

Приводы вращения и подачи на гидрофицированных станках – от гидромоторов и гидроцилиндров, на электрических и комбинированных станках применяются электродвигатели постоянного или переменного тока с частотным регулированием.

Большое распространение за рубежом получили универсальные буровые станки легкого типоразмера. Наиболее конкурентоспособные модели выпускаются компаниями Atlas Copco и Sandvik Mining and Construction. Особенности их конструкции являются полная гидрофикация приводов, возможность бурения одной штангой по системе «синглпасс» роторным вращателем (модель DM25 – SP), максимальная простота обслуживания и эксплуатации, автономность (большинство машин имеет дизельный первичный привод), высокая маневренность и надежность гусеничного хода, открытое расположение оборудования на раме станка.

Основные тенденции в развитии конструкций станков среднего типоразмера – универсальный главный привод (станки оснащаются дизелем, высоковольтным электродвигателем или высоковольтным трансформатором, питающим остальные приводы), высокая степень механизации основных и вспомогательных операций (станки управляются одним оператором), широкий выбор вариантов комплектации по длине и диаметру штанг, мощности приводов и компрессорным установкам.

Станки тяжелого типоразмера – наиболее энерговооруженные и совершенные, предлагаются практически всеми известными фирмами. Характерными особенностями современных машин этого типоразмера являются применение мачт коробчатого сечения с открытой передней панелью длиной 20 и более метров, надежными системами управления, диагностики, пожаротушения, сухого пылеулавливания, централизованной смазки и вспомогательными дизель генераторами [13].

Все модели станков фирмы Atlas Copco имеют статически определимую схему многоопорной ходовой тележки, связывающую шарнирно гусеничные балки с рамой станка. Такая схема крепления гусеничных балок к раме станка позво-

ляет снизить динамические нагрузки, действующие на мачту, при передвижении станка от скважины к скважине при значительной гипсометрии рабочей площадке.

Сегодня буровые станки этой фирмы при желании заказчика оснащаются компьютерной системой управления «RCS» с функциями автоматического дистанционного перемещения, горизонтирования станка, а также автоматизированного бурения и GPS – навигации. Система «RCS» обеспечивает общий мониторинг состояния станка, документирует данные процесса бурения – «MWD», выдает протокол передачи данных – «IREDES» (в формате международного стандарта обмена данными), а, также, используя GPS – навигацию, обеспечивает наиболее точное позиционирование станка по схеме расположения взрывных скважин [13].

1.1.2 Анализ достигнутого технического уровня конструкций буровых станков термического расширения взрывных скважин

Впервые в мировой практике термобуры с использованием воздуха в качестве окислителя были разработаны в СССР в 1958 г. специалистами ХАИ, а 1961 г. специалистами МГИ были пробурены первые взрывные скважины воздушно – керосиновыми горелками в безрудных кварцитах Бакальского РУ (рис. 1.1).

Большие работы по созданию техники термического бурения и расширению взрывных скважин, а также исследованию буримости различных горных пород и механизма их термического разрушения были выполнены в МГИ (МГГУ), ДГИ (НГУ), КГРИ (КТУ), ЛГИ (СПГГИ ТУ), МГРИ (РГГРУ), ИГТМ АН УССР (ИГТМ НАН Украины), ИГД МЧМ СССР (ИГД УрО РАН) и в других научных организациях.

Онтология развития термических способов разрушения горных пород, включающая достаточно полную характеристику технических средств, приведена в ряде научных работ и публикаций [3].



Рисунок 1.1 – Станок термического бурения на железорудном карьере Бакальского РУ

В настоящее время в РФ и СНГ термический способ разрушения пород применяется при бурении и расширении взрывных скважин в железистых кварцитах на месторождениях: Кривого Рога (ЮГОК, НКГОК, ИнГОК); Курской магнитной аномалии (МГОК, ЛГОК), на Кия – Шалтырском нифелиносиенитовом месторождении и на Токовском гранитном карьере.

За рубежом термический способ разрушения горных пород широко применяется при обработке блочного камня (в большинстве развитых стран) и при бурении взрывных скважин (в Болгарии, США и Канаде).

Сегодня на железорудных карьерах России уже работают карьерные станки для бурения взрывных скважин комбинированным способом. Сначала бурение скважины выполняется шарошечным долотом, а затем заряжаемая часть расширяется термическим способом до 600 мм. Однако опыт их эксплуатации показал что при комбинированном способе бурения возрастают затраты времени на вспомогательные операции (рис. 1.2).

Выполненные ранее ведущими отечественными производителями бурового



Рисунок 1.2 – Карьерный станок комбинированного бурения СБШК-200 ЗАО «УГМК - РУДГОРМАШ»

оборудования исследования и опытно - конструкторские разработки термических и комбинированных способов разрушения пород свидетельствуют, что резервы технической производительности (скорости) расширения взрывных скважин (рис. 1.3, рис. 1.4) уже практически исчерпаны.

Следовательно, увеличение проходки взрывных скважин может быть достигнуто за счет:

- разработки и внедрения методов и техники расширения взрывных скважин на заданной глубине;
- сокращения длительности вспомогательных операций, улучшения безопасности работ, санитарно-гигиенических условий и комфорта труда обслуживающего персонала.

Известны конструкции станков термического расширения скважин содержащие пылепарогазоотвод, расположенный на мачте станка, с возможностью перемещения вдоль ее продольной оси. У этих станков уплотнитель скважины жестко связан с нижним поясом (рамой) пылепарогазоотвода (рис. 1.5).

В настоящее время на карьерах Канады (железорудная провинция Квебек) эксплуатируется станок термического расширения взрывных скважин «DRAGON» (рис. 1.6) конструкции - МГИ и канадской фирмы «ROCMEC INC.»



Рисунок 1.3 – Станок термического бурения СБО-5 КБ-БРЦ ЮГОК



Рисунок 1.4 – Станок термического расширения СБТМ-20 ЗАО «УГМК – Рудгормаш»



Рисунок 1. 5 – Станок термического расширения СБТ – 400 МНР ЗАО «УГМК – РУДГОРМАШ»



Рисунок 1.6 – Станок термического расширения взрывных скважин «DRAGON»

Станок «DRAGON» предназначен для термического расширения пионерных скважин (диаметром от 90 до 200 мм) в крепких и особо крепких терморазрушаемых скальных породах.

В конструкции станка «DRAGON» впервые применена термо-масло-абразивно-стойкая резинокордная гибкая штанга, внутри которой размещены гибкие магистрали для топлива и воды для пылеподавления, а также электрический кабель для дистанционного зажигания топлива в камере сгорания горелки. Сжатый воздух подается в горелку по гибкой штанге (рис. 1.7).

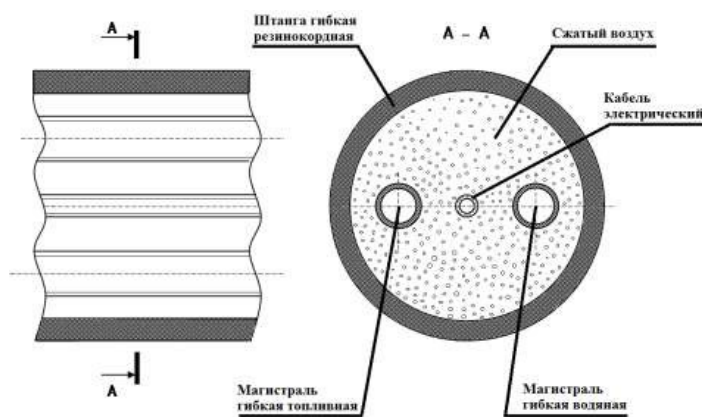


Рисунок 1.7 – Схема сечения резинокордной гибкой штанги

Станок термического расширения взрывных скважин «DRAGON» состоит (рис. 1.8) из трехосной платформы (Ford 902) на пневматиках, на которой установлены: компрессор, насосы для подачи воды и топлива, емкости для воды и дизельного топлива, гидравлическая система для горизонтирования станка, трехколенный гидравлический манипулятор длиной 7,2 м с сектором рабочего поворота 270⁰, на

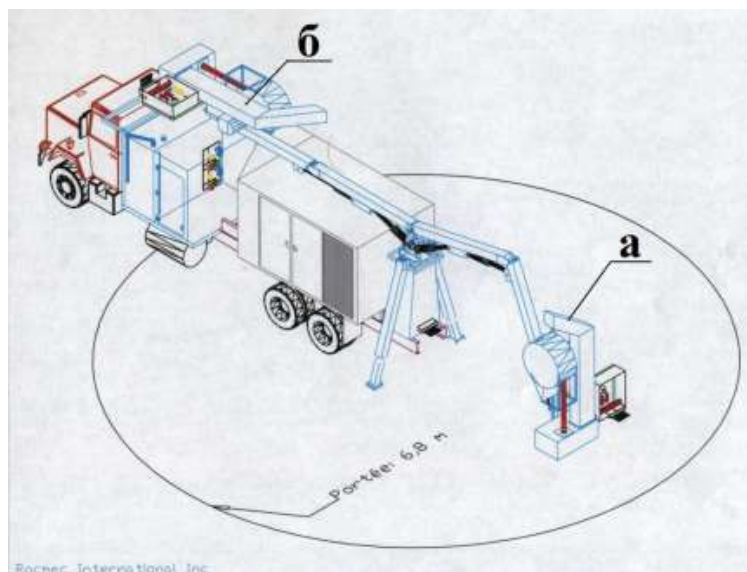


Рисунок 1.8 – Схема расположения навесного оборудования станка термического расширения взрывных скважин «DRAGON» на трехосной платформе: а – в рабочем положении; б – в транспортном положении

котором размещены:

- горелка для термического расширения пионерных скважин с гибкой не вращающейся штангой;
- барабан-приемник для намотки гибкой штанги, в котором смонтирован распределитель подачи воды, топлива, сжатого воздуха и электроэнергии;
- гидросистема для вертикального перемещения и ориентирования навесного оборудования при установке горелки-расширителя над устьем скважины;
- бункерный шламонакопитель с установленным на нем патрубком для отвода паров воды с инжектором и вытяжным вентилятором;
- пульт управления, включающий: блок управления гидросистемой ориентирования навесного оборудования, систему дистанционного зажигания, жидкокристаллическое панно контроля перемещения горелки и глубины скважины (котлов), систему контроля маневровой и рабочей скорости подъема (опускания) горелки. Конструкция навесного оборудования, барабана – приемника и распределителя позволяют использовать три типоразмера гибких штанг, с целью применения горелки – расширителя различного диаметра (72 – 110 мм) и мощности в зависимости от диаметра пионерных скважин в диапазоне от 90 до 200 мм.

Технология обработки добычного уступа с применением станка термического расширения вертикальных взрывных скважин DRAGON приведена на рис. 1.9.

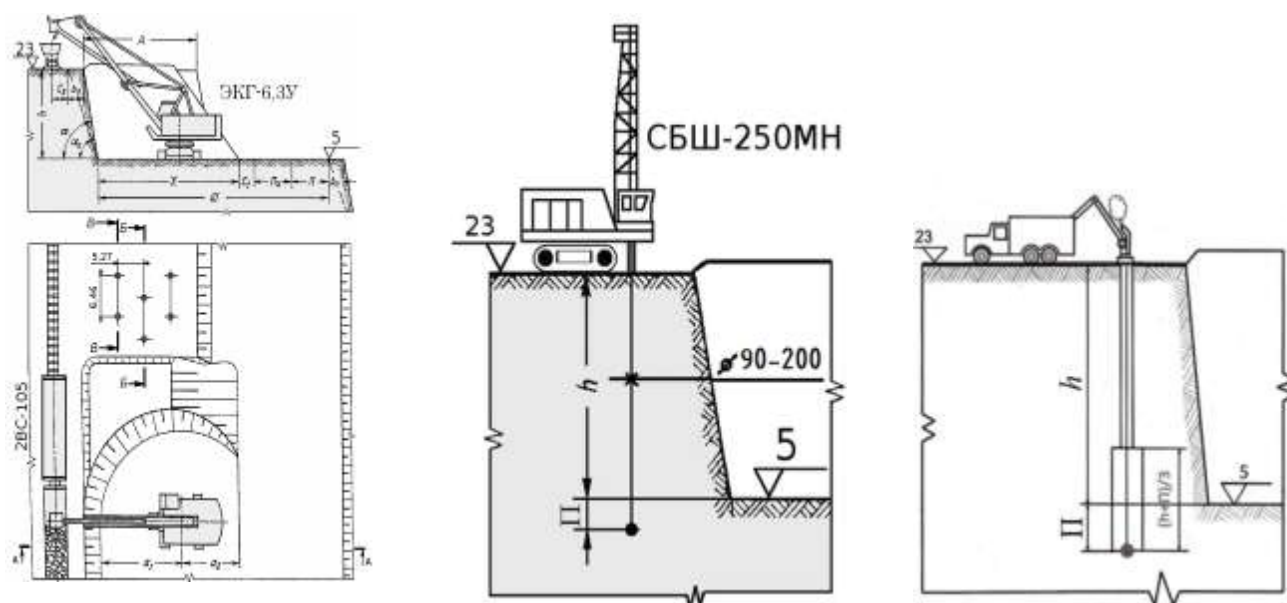


Рисунок 1.9 – Технология обработки добычного уступа с применением станка термического расширения вертикальных взрывных скважин DRAGON

Технология обработки добычного уступа включает:

- обустройство породного массива сеткой пионерных вертикальных скважин станком шарошечного бурения;
- термическое расширение вертикальных взрывных скважин мобильным станком «DRAGON»;
- зарядание скважин взрывчатым веществом;
- рыхление породы взрывом;
- экскавацию горной массы экскаватором и ее погрузку в думпкары;
- транспортирование горной массы локомотивосоставом на дробильно-сортировочную фабрику.

Вышеприведенная технология позволяет с одного места стояния станка расширять только вертикальные скважины с сеткой не более 6,8 x 6,8 м. Поэтому задачей ближайших ОКР является разработка горелки для термического расширения пионерных наклонных скважин с гибкой не вращающейся штангой.

Расширение **наклонных** пионерных скважин позволяет уменьшить линию сопротивления по подошве уступа (расстояние между рядами скважин) и при взрыве повысить разрыхляемость породного массива.

Таким образом, технология расширения пионерных скважин породного блока с применением станка термического расширения наклонных взрывных скважин позволит увеличить расстояние между расширенными скважинами в ряду по сравнению с нерасширяемыми на величину отношения объема котлового заряда к объему колонкового заряда (рис. 1.10).

Расширение пионерных наклонных скважин может быть выполнено устройством, снабженным стабилизатором, предотвращающим поперечное колебание терморасширителя (рис. 1.11).

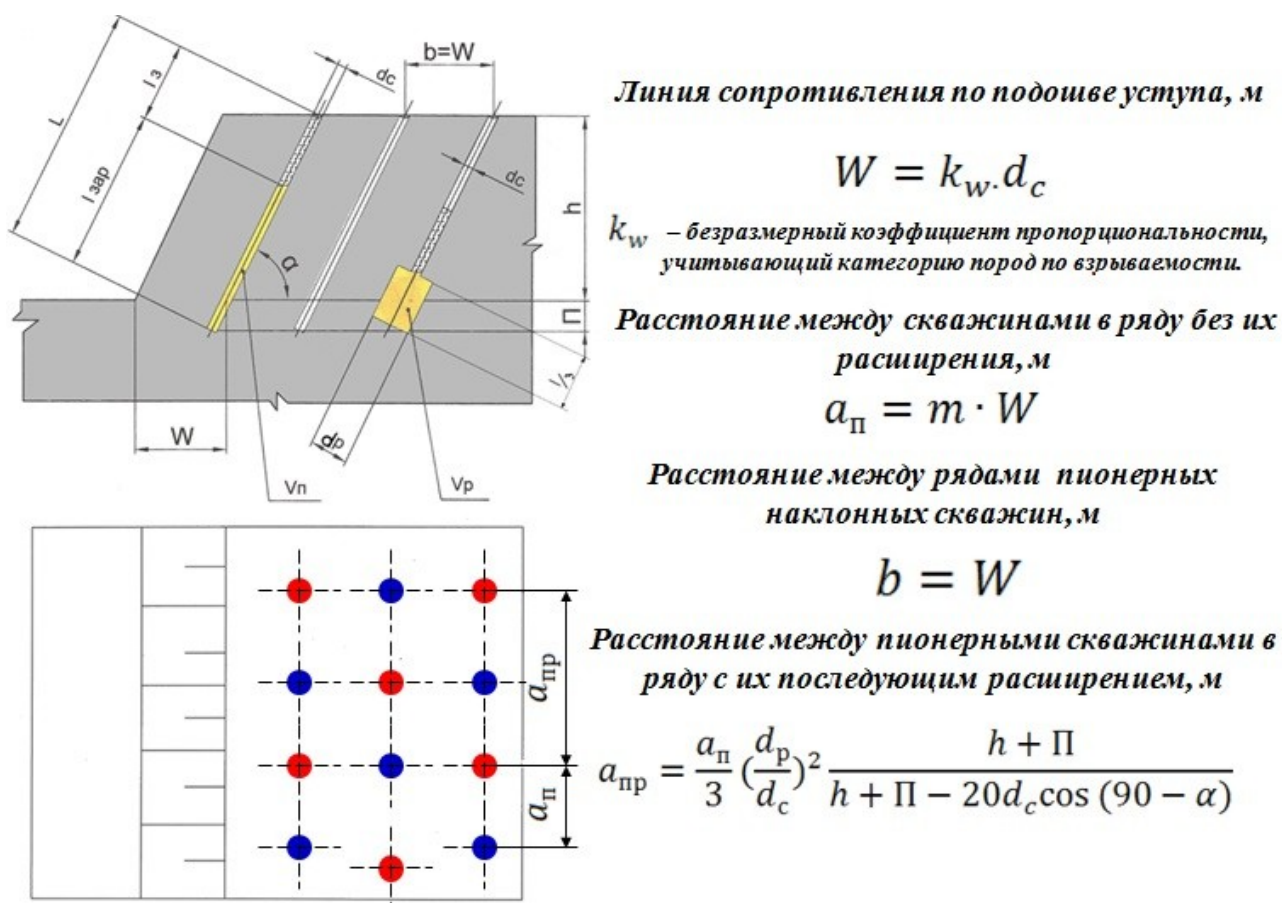


Рисунок 1.10 – Технология термического расширения наклонных взрывных скважин с применением станка DRAGON

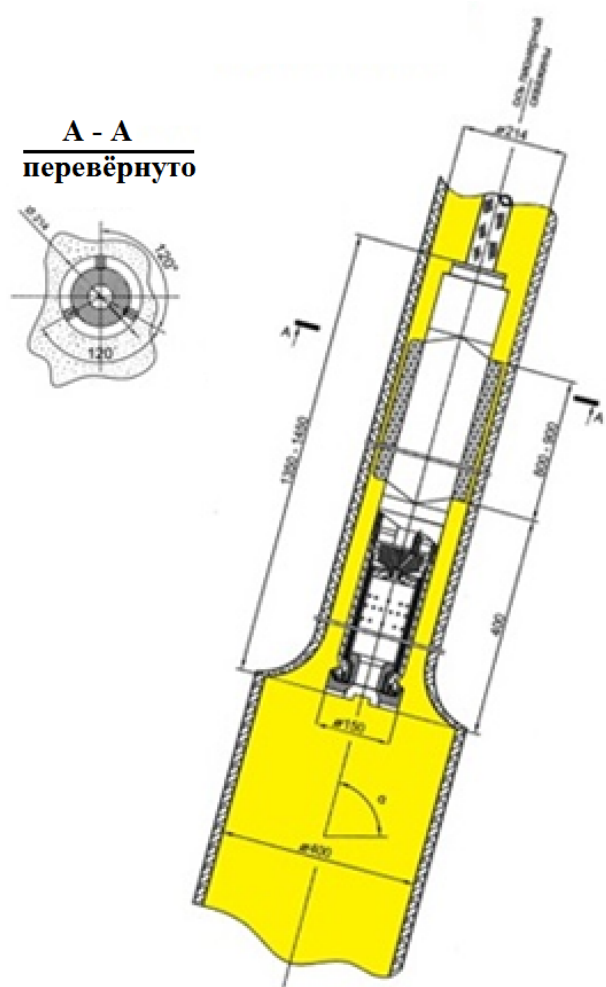


Рисунок 1.11 – Принципиальная схема горелки для термического расширения пионерных наклонных скважин с гибкой невращающейся штангой

Следует отметить, что сегодня термический способ расширения взрывных скважин ограничен наличием термобуриемых пород, составляющих в РФ, по мнению профессора С. А. Гончарова [3], не более 4% от общего объема скальных пород, подлежащих выемке.

На основе выполненного нами анализа современного состояния техники и технологии бурения взрывных скважин (включая физические способы разрушения горных пород) установлено, что в обозримом периоде времени основным способом разрушения горных пород будет оставаться механический способ. Поскольку, термический [3, 4], взрывной, гидравлический, акустический, электрогидравлический и химический [5, 6] способы разрушения породы находятся в стадии экспериментов, которые, однако, подтверждают возможность их эффективного использования в будущем.

1.2 Современное состояние конструкций вращательно-подающих механизмов карьерных буровых станков

Известно, что общую компоновку и расположение оборудования карьерного бурового станка независимо от его типоразмера определяют конструкция вращательно-подающего механизма (ВПМ) и силовой установки (СУ).

В настоящее время в конструкциях отечественных и зарубежных станков шарошечного бурения можно выделить четыре принципиальные схемы вращательно-подающего механизма: – *шпиндельную* [2, 15, 16, 17]; – *роторную* [12]; – *патронную* [2]; – и *роторно-шпиндельную* [12, 17].

В свою очередь, шпиндельная схема ВПМ у различных производителей карьерного бурового оборудования имеет *системы подачи*:

- *канатно-полиспастную* с приводом от гидроцилиндров в моделях буровых станков: СБШ–250МНА-32, СБШ – 250Д, СБШ – 320 (производства РФ), RD 20, ТН-100, Т130ХД (с телескопической мачтой производства США), DM-M (производства Швеции) или с приводом лебедок от электродвигателей постоянного тока в моделях: СБШ-270ИЗ, СБШС –250/270 – 32 (производства РФ, рис. 1.12);
- *цепную* (втулочно-роликовую) с приводом от высоко моментных гидромоторов в моделях станков: МЗВ-04 MARION, Т4W (производства США), НВМ 120SP, НВМ 185/200 VM, НВМ 300 (с ОПУ и механизмом подъема / опускания мачты по оси бурения производства ФРГ, рис. 1.13);
- *зубчато-реечную* с приводом от гидромоторов в моделях: СБШ-160/200-40 (производства РФ), 35 – R, 39 – R (производства США) или от электродвигателей постоянного тока в моделях станков: 45 – R, 47 – R, 49 – R (MD6640), 60 – R, 61 – R, 65 – R, 67 – R, 320 ХРС, 300ХРС, 250ХР – DL, 100 ХР (производства США, рис.1.14).

Что касается роторной схемы ВПМ, то она может иметь только *канатно-полиспастную* систему подачи с приводом от гидроцилиндров в модели РV – 351 (производства Швеции) или с приводом постоянного тока посредством



***Карьерный буровой
станок СБШ – 250Д***



***Карьерный буровой
станок СБШ – 270ИЗ***



***Карьерный буровой
станок Т130ХД***

Рисунок 1.12 – Шпиндельная схема вращательно – подающего механизма с канатно – полиспастной системой подачи



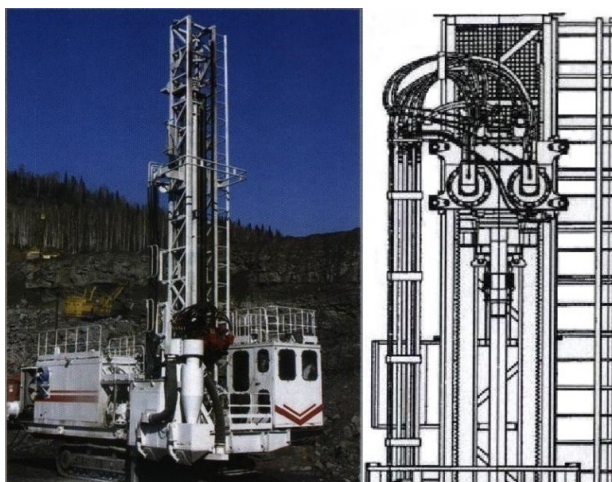
***Карьерный буровой
станок МЗВ-04***



***Карьерные буровые станки
НВМ 185/200VM и НВМ 120SP
с опорно – поворотным устройством
соответственно***



Рисунок 1.13 – Шпиндельная схема вращательно – подающего механизма с цепной (втулочно-роликовой) системой подачи



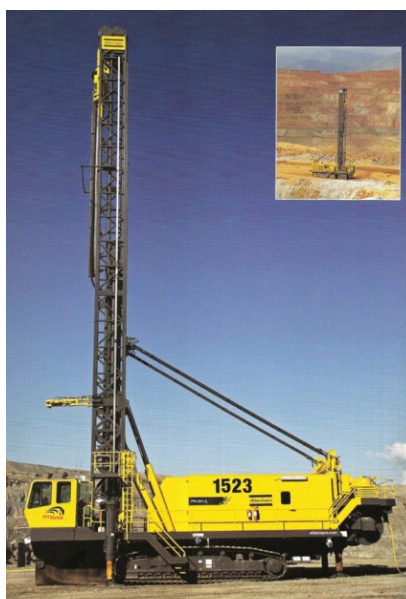
Карьерный буровой станок СБШ - 160 / 200 - 40



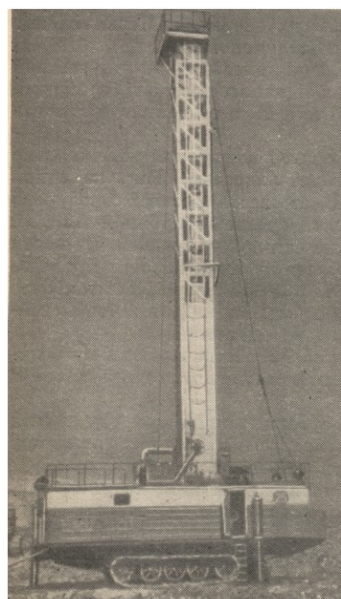
*Карьерный буровой станок
49 - R (MD6640)*

Рисунок 1.14 – Шпиндельная схема вращательно-подающего механизма с зубчато-реечной системой подачи

лебедок в моделях: БАШ – 250, БАШ – 320 (производства РФ, рис.1.15).



*Карьерный буровой
станок РВ – 351*



*Карьерный буровой
станок БАШ – 320*

Рисунок 1.15 – Роторная схема вращательно-подающего механизма с канатно-полиспастной системой подачи

Известна, также патронная схема ВПМ с нижним расположением вращателя с *поршневой* системой подачи, используемая в моделях станков: 3СБШ – 200 – 60, 4СБШ – 200 – 40, 6СБШ – 200 – 32 (производства РФ) и с верхним расположением вращателя и *канатно-полиспастной* системой подачи с приводом лебедок от электродвигателей постоянного тока в модели СБШ – 250К (производст-

ва РФ) практически не нашедшая применения на разрезах и карьерах РФ (рис.1.16).

Рассматривая, конструкции известных роторно-шпиндельных схем ВПМ [12, 17] с различным расположением профильного вертикального вала (или профильной штанги) следует выделить с *соосным* и *несоосным* их расположением относительно оси бурения:

- с соосным расположением профильной штанги и с канатно-полиспастной системой подачи лебедочного типа с гидрообъемным приводом в режиме бурения.

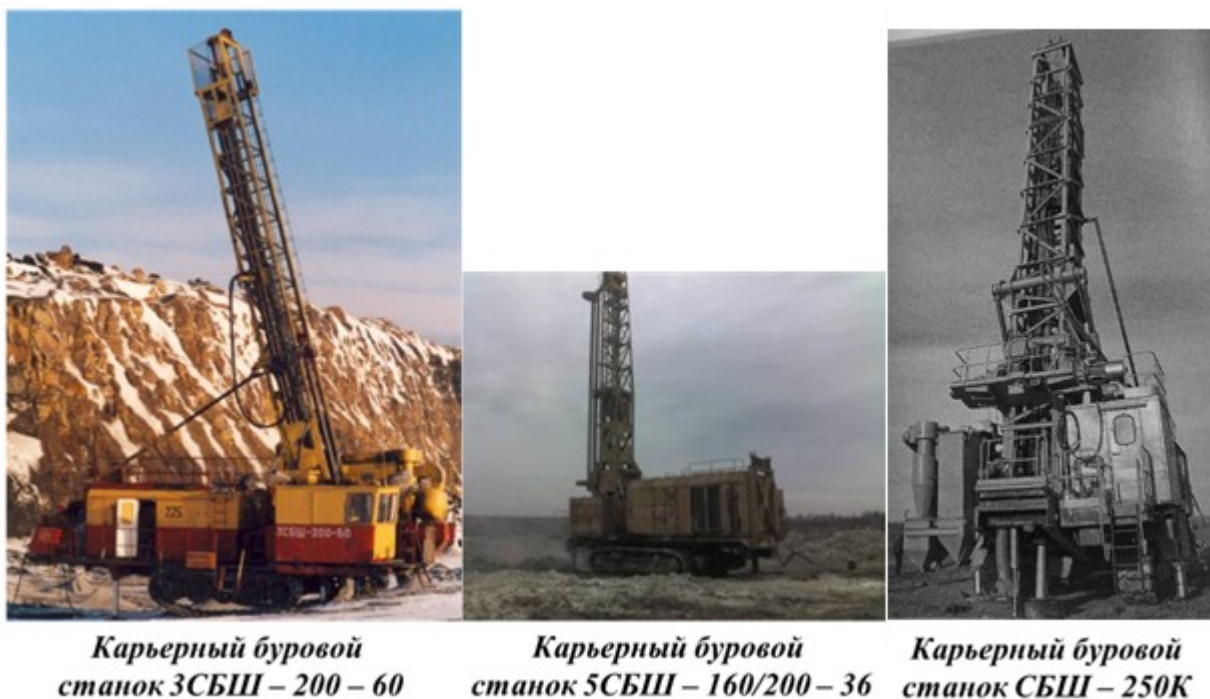


Рисунок 1.16 – Патронная схема вращательно-подающего механизма с поршневой системой подачи и канатно-полиспастной системой подачи

И с приводом постоянного тока в режиме подъема бурового става в модели СБШ – 250 – 20 (производства РФ), разработанную СКБ СГО и изготовленную в одном экземпляре Воронежским заводом горно-обогачительного оборудования и эксплуатировавшуюся до списания (всего около года) в железорудном карьере Михайловского ГОКа (рис. 1.17);

- с несоосным расположением профильного вала и цепной системой подачи (втулочно-роликовой) с приводом от электродвигателей постоянного тока в моделях буровых станков: RR11, RR15 – Е (производства США, рис.1.18).

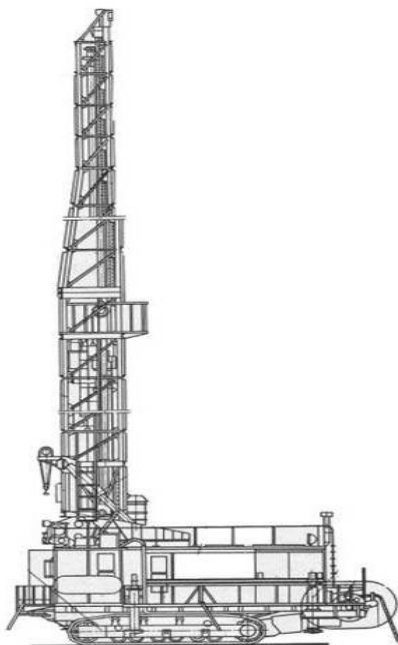


Рисунок 1.17 – Карьерный буровой станок СБШ – 250 – 20, изготовитель СКБ СГО, г. Поварово, МО



Карьерный буровой станок RR – 11 фирмы «Роббинс» концерна «ДЖОЙ»

Рисунок 1.18 – Роторно-шпиндельная схема вращательно-подающего механизма

В шпиндельной схеме следует выделить положительные и отрицательные особенности [12,19]:

➤ к **положительным** особенностям относятся: - ход непрерывной подачи буро-

вого става на всю длину штанги; - возможность применения штанг и долот различных типоразмеров; - удобство обслуживания и ремонта вращателя;

- **к отрицательным:** - ограничение высоты мачты (хода непрерывной подачи) обусловленное устойчивостью штанги (по Эйлеру) при бурении прочной породы; - ее недостаточной крутильной жесткостью при действии реактивного крутящего момента при бурении скважины.

Говоря о роторной схеме необходимо отметить:

- **положительные особенности:** - ход непрерывной подачи бурового става на всю длину штанги (до 24 метров); - облегченную мачту за счет отсутствия на ней реактивного крутящего момента при бурении скважины; - удобство обслуживания и ремонта вращателя; - штанга не нагружена крутящим моментом выше ротора;
- **отрицательные:** - не предусмотрено наклонное бурение; - возможна неустойчивость (по Эйлеру) бурового става под действием осевого усилия (действующего по всей его длине); - сложность или отсутствие процесса наращивания бурового става; - сложность конструкции профильной штанги и процесса ее взаимодействия с ротором, а также недостаточную изгибную жесткость мачты в транспортном положении.

Что касается патронной схемы ВПМ с поршневой системой подачи, получившей широкое распространение на карьерах и разрезах РФ, то к ее **положительным** особенностям следует отнести:

- облегченную мачту за счет отсутствия в ней реактивного крутящего момента при бурении скважины;
- штангу, не нагруженную осевым усилием и крутящим моментом выше патрона;
 - удобство обслуживания и ремонта вращателя (за счет нижнего расположения его привода);
- жесткость системы подачи.

В то время как **отрицательными** особенностями патронной схемы являются:

- прерывистость процесса бурения (за счет малого хода подачи в один метр);

- сложность конструкции ниппеля и муфты штанг их повышенный износ кулачками патрона;
- наличие специальной лебедки подъема бурового става, то есть избыточность числа операций в цикле и, как следствие, значительные потери времени на вспомогательные операции.

У известных моделей буровых станков с роторно-шпиндельной схемой ВПМ следует отметить следующие **положительные** особенности: - ход непрерывной подачи бурового става на всю длину штанги; - возможность применения штанг и долот различных типоразмеров; - более низкий вес единицы длины мачты (за счет частичной ее разгрузки от реактивного крутящего момента); - удобство обслуживания и ремонта вращателя. Кроме того в роторно-шпиндельной схеме ВПМ с несоосным расположением вертикального профильного вала положительной особенностью является возможность применения практически любой известной трансмиссии (электрической, гидравлической или гидродинамической) для привода вращения бурового става.

Говоря, о роторно-шпиндельной схеме ВПМ:

- с соосным расположением профильной штанги относительно оси бурения следует выделить следующие **отрицательные** особенности: - расположение привода двигателя на каретке подвижного вращателя; - при обслуживании и ремонте вращателя профильной штанги размещается в скважине; - наличие в мачте подвижных электро/гидро коммуникаций; - каркас мачты нагружен полным реактивным крутящим моментом на половину хода непрерывной подачи бурового става.
- с несоосным расположением вертикального профильного вала относительно оси бурения необходимо отметить следующие **отрицательные** особенности: - каркас мачты частично нагружен реактивным крутящим моментом на полный ход непрерывной подачи за счет наличия редукции при передаче движущего момента от вертикального профильного вала к буровому ставу.

Что касается конструкции силовых установок современных отечественных (СБШ – 160/200 – 40Д, СБШ – 250Д, изготовитель ООО «УГМК РУДГОРМАШ –

Воронеж») и зарубежных (DM25 – SP, DML – SP, PV – 271, PV – 275 изготовитель Atlas Copco) гидрофицированных карьерных буровых станков, то следует отметить, что все их силовые установки смонтированы на поддрессоренной платформе и включают один первичный дизельный или электрический *двигатель с двумя выходными валами* (в дальнейшем «двухвальный»), к одному выходному валу которого присоединен винтовой компрессор, а к другому, раздаточный редуктор, от которого получают вращение, как правило, два главных аксиально-поршневых регулируемых насоса равной производительности и два – три вспомогательных насоса (рис. 1.19). Структурная схема многорежимной однопоточной гидрообъемной силовой установки, выполненной по системе «единого вала» приведена на рисунке 1.20. Такая структурная схема позволяет распределять мощность первичного двигателя между гидравлическими потребителями в различных режимах работы станка.

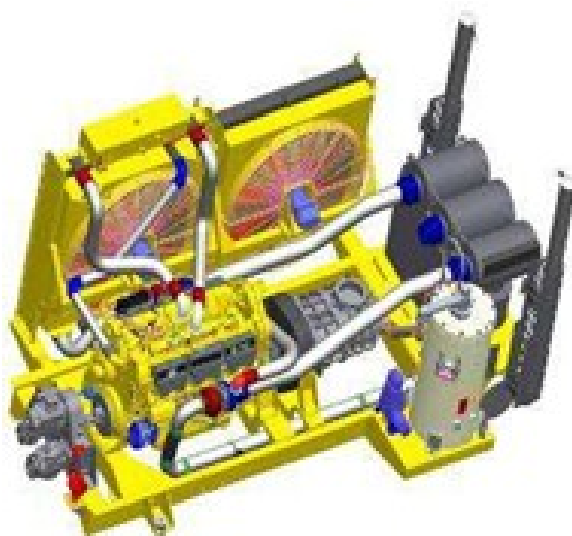


Рисунок 1.19 – Силовая установка гидрофицированного бурового станка среднего и тяжелого типоразмера компании Atlas Copco

Также, силовая установка станка, выполненная по системе «единого вала», с первичным дизельным приводом (преимущественно компаний Caterpillar или Cummins) предусматривает установку дистанционно управляемой муфты, отключающей компрессор от двигателя в режиме ожидания бурения. Обычно, длительность работы компрессора на холостом ходу (время ожидания) составляет до 40 – 45 % от общего времени обурирования породного массива в это время компрессор потребляет до 30 % своей установленной мощности. Установка дистанционно управляемой гидромуфты позволяет снизить затраты на производство буровых

работ в том числе за счет экономии до 15 % потребления дизельного топлива [13].



Рисунок 1.20 – Структурная схема многорежимной гидрообъемной силовой установки, выполненной по системе «единого вала»

Буровые станки с дизельным первичным приводом обладают мобильностью, что в ряде случаев обеспечивает существенную экономию эксплуатационных затрат поскольку их эксплуатация не требует переноса кабельных коммуникаций карьерной электрической сети и трансформаторных подстанций [2].

Наиболее известные исследования в области статики и динамики приводных систем шарошечных буровых станков проведены в ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», СКБ СГО, НИИ «Гипроникель», Московском горном институте, Днепропетровском горном институте им. Артема. Большой вклад в отечественную практику в этой области внесли доктора технических наук: Б. Н. Кутузов [12], И. Э. Наринский [20], Р. Ю. Подэрни [2], Л. И. Кантович [21], В. Н. Дмитриев [22], И. А. Сайдаминов [23] и др., кандидаты технических наук

Р. Г. Шмидт [24], А. А. Жуковский [25], Е. Н. Улицкий [26], М. И. Немировский. [27], Ш. З. Нажмудинов [28], А. В. Доброзраков [29], а также ведущие конструкторы отечественной буровой техники Ю. А. Нанкин [30], В. М. Мороз, В. Ф. Голосов и многие другие исследователи и конструкторы.

В последнее время наблюдается существенный рост цен на электроэнергию и энергоносители. В РФ цены на энергоносители стремятся к мировому уровню, что отражается и на себестоимости продукции горных предприятий. Вместе с тем, с увеличением прочности буримой породы увеличивается и энергоемкость шарошечного бурения. Так по данным исследований [11] выполненных в ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского» повышение крепости породы на одну единицу по шкале проф. М. М. Протодяконова увеличивает удельный расход электроэнергии на обурирование одного кубического метра породы на 30 кВт час, не зависимо от диаметра скважины. Таким образом, актуализируется задача обоснования и выбора рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка, которые позволят снизить затраты на электроэнергию или энергоносители при обурировании породного массива.

Известно, что габариты, масса и стоимость приводов в существенной степени определяют габариты, массу и стоимость машины в целом. Приводы современных буровых станков при сравнительно невысоких скоростях исполнительных органов посредством трансмиссий, реализуют требуемые передаточные отношения и обеспечивают реверсирование и бесступенчатое регулирование скорости.

Анализируя конструкции трансмиссий приводов основных механизмов бурового станка можно заметить, что как в России, так и за рубежом все чаще применяются планетарные передачи.

В работах кандидатов технических наук В. Ф. Сандалова [31] и А. В. Доброзракова [29] приведены результаты промышленных испытаний электрических приводов постоянного тока исполнительного органа роторного экскаватора и вращателя бурового станка с одной нерегулируемой машиной гидрообъемного вытеснения рабочей жидкости (РЖ), эксплуатирующейся в тормозном режиме с

«нулевым расходом». Ими установлено, что гидромашина, используемая в качестве тормоза дифференциала трансмиссии привода, позволяет снизить динамические нагрузки путем установки в ее линию высокого давления пневмогидроаккумулятора с регулируемой жесткостью и коэффициентом демпфирования колебательной системы трансмиссии. Отдельные теоретические и экспериментальные исследования гидромеханических приводов приведены в работах [29, 31, 32, 33].

Более перспективные схемы многодвигательных силовых установок (СУ) рассмотрены в работах И. А. Сайдаминова [23] и М. И. Немировского [27]. В этих работах показано, что более приемлемыми характеристиками обладают двухпоточные гидромеханические трансмиссии вращателя бурового станка с гидрообъемными регулирующими контурами (РК) выполненными по системе «единого вала».

Таким образом, сегодня одним из направлений совершенствования известных схем однопоточных гидрообъемных трансмиссий приводов основных механизмов карьерных буровых станков является разработка схем двухпоточных трансмиссий, обеспечивающих бесступенчатое регулирование и симметричный реверс исполнительных рабочих органов станка, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин РК (более высоком КПД). Идея создания таких передач возникла давно, однако они не получили должного применения в отечественной и зарубежной практике [34, 35, 36, 37].

1.3 Сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций современных карьерных буровых станков

Для корректной оценки технического уровня отечественных и зарубежных карьерных буровых станков выполним статистический анализ величин энерговооруженности в зависимости от конструктивных особенностей их вращательно – подающих механизмов по методике, разработанной профессором Е. С. Вен-

цель в работе [38], которая, в первую очередь, включает аналитическую аппроксимацию зависимостей энерговооруженности по максимальной величине критерия Пирсона - χ^2 .

Выполненный нами ранее качественный анализ конструктивных особенностей схем вращательно-подающих механизмов карьерных буровых станков показал, что на стадии проектирования для их сравнения одним из априорных критериев оценки может служить энерговооруженность в виде отношения установленной мощности силовой установки станка – N_{Σ} к его весу – G , которая может быть аппроксимирована зависимостью [39]:

$$N_{\Sigma}/G = ce^{-dG}, \text{ кВт/т}, \quad (1.1)$$

где: c – коэффициент пропорциональности, кВт/т;

d – безразмерный коэффициент инвариантности.

Величины коэффициентов – c, d и критериев Пирсона - χ_i^2 в зависимости от схемы ВПМ отечественных и зарубежных производителей представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Форма аппроксимации $\frac{N_y}{G} = ce^{-dG}$, кВт/т	Схема вращательно-подающего механизма карьерного бурового станка							
	Шпиндельная		Роторная		Патронная		Роторно-шпиндельная	
	Коэффициенты уравнения 1.1 / Критерий Пирсона – χ_i^2							
	c	d	c	d	c	d	c	d
Отечественные станки	$\frac{18,99}{0,792}$	$\frac{0,017}{0,792}$	$\frac{12,61}{0,631}$	$\frac{0,005}{0,631}$	$\frac{5,462}{0,598}$	$\frac{0,0021}{0,598}$	$\frac{10,12}{0,999}$	$\frac{0,009}{0,999}$
Зарубежные станки	$\frac{12,53}{0,736}$	$\frac{0,005}{0,736}$			-	-		

Нами были выполнены расчеты величин энерговооруженности более чем для 20 моделей современных отечественных и зарубежных буровых станков в диапазоне веса от 40 до 150 тонн. Результаты, которых для шпиндельной и роторной

схем ВПМ приведены на рис.1.21, а для патронной и роторно-шпиндельной схем на рис. 1.22.

Расчеты показывают что:

- наиболее энерговооруженными являются станки со шпиндельной схемой ВПМ зарубежного производства с энерговооруженностью от 5,11 до 11,75 кВт/т в то время как станки отечественного производства имеют энерговооруженность всего от 2,17 до 6,4 кВт/т.

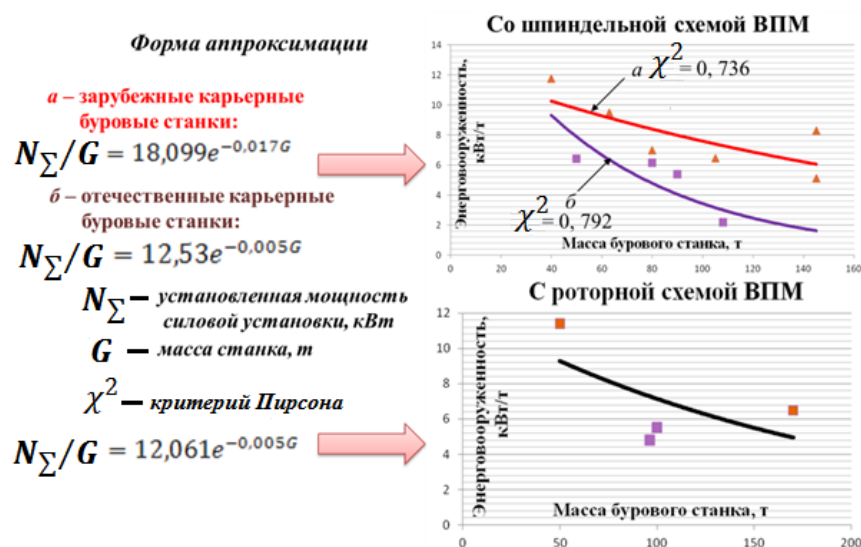


Рисунок 1.21 – Уровень энерговооруженности карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства со шпиндельной и роторной схемой ВПМ

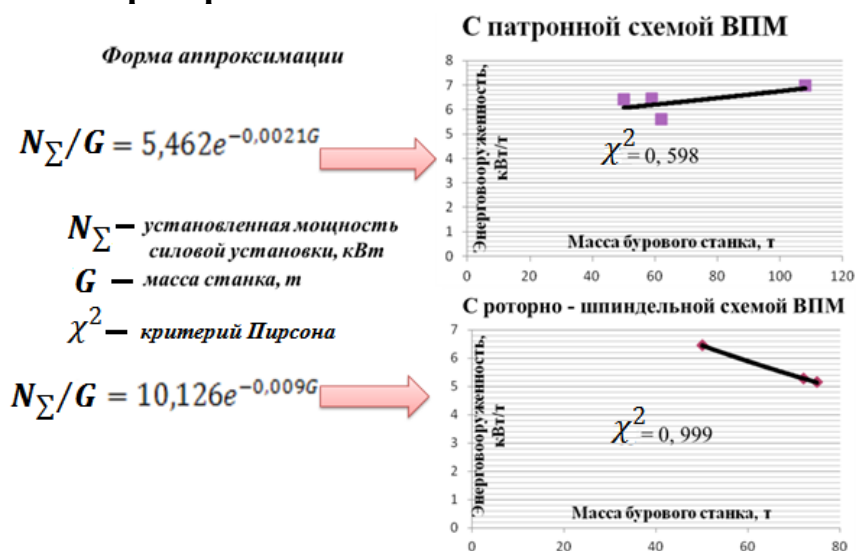
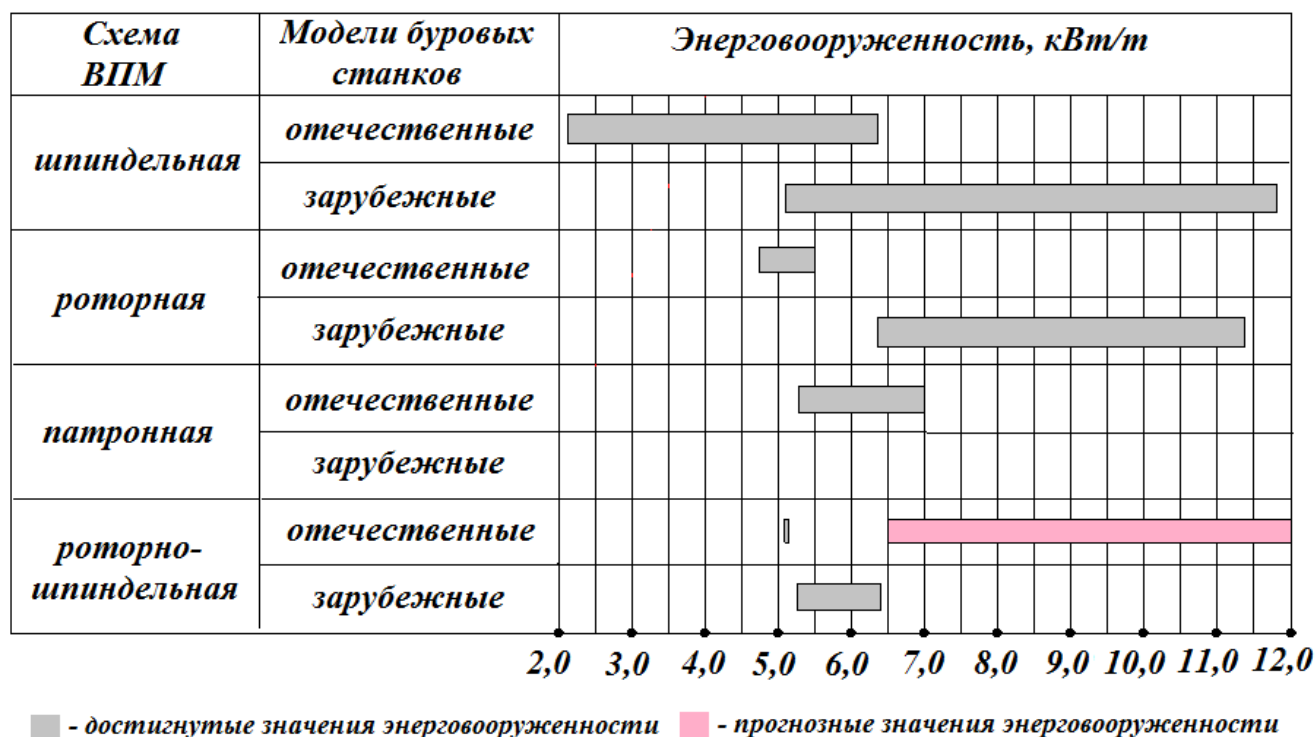


Рисунок 1.22 – Уровень энерговооруженности карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства с патронной и роторно-шпиндельной схемой ВПМ

Для удобства анализа сведем результаты рисунков 1.21 и 1.22 в таблицу 1.2.

Таблица 1.2



Данные таблицы 1.2 свидетельствуют, что:

- у станков со шпиндельной схемой ВПМ отечественного производства энерговооруженность изменяется в диапазоне от 2,17 до 6,4 кВт/т, в то время как зарубежные станки со шпиндельной схемой ВПМ имеют энерговооруженность от 5,11 до 11,75 кВт/т;
- у станков с роторной схемой ВПМ отечественного производства энерговооруженность изменяется в диапазоне от 4,79 до 5,5 кВт/т, а у зарубежных станков в диапазоне от 6,48 до 11,4 кВт/т;
- у станков отечественного производства с патронной схемой ВПМ энерговооруженность изменяется в диапазоне от 5,3 до 7,0 кВт/т;
- у станков с роторно-шпиндельной схемой ВПМ энерговооруженность изменяется в диапазоне от 5,0 кВт/т до 6,4 кВт/т.

Однако, также известны схемы ВПМ, разработанные отечественными учеными:

- двухпатронная [12];
- шпиндельная, с невращающейся наружной штангой [12];

- шпиндельная с механизмом разгрузки мачты от реактивного крутящего момента [40];
- роторно-шпиндельная с качающейся люлькой [41];
- и фрикционная схема ВПМ [42, 43], все эти схемы не были реализованы ни в одной из известных конструкций буровых станков, поэтому технический уровень станков с перечисленными схемами ВПМ оценить не представляется возможным.

Следует отметить, что, также, для эффективной работы бурового станка необходимо, чтобы отношение длины буровой штанги в ставе к величине хода непрерывной подачи и глубины скважины к длине штанги были целыми числами.

Выполненный нами сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций современных карьерных буровых станков с различными схемами их ВПМ показал, что с учетом вышеизложенного, наиболее перспективными являются традиционная шпиндельная [2, 13, 14, 15, 16] схема и роторно-шпиндельная схема, обладающая мировым приоритетом и патентной защитой [17] на международном рынке. Эта новая роторно-шпиндельная схема ВПМ разработанная на кафедре ГМО МГИ группой сотрудников под руководством профессора Р. Ю. Подэрни сохраняя преимущества известных шпиндельной и роторной схемы лишена их вышерассмотренных основных недостатков, позволит укомплектовать типоразмерный ряд отечественных буровых станков *по блочно – модульному принципу* и создать отечественный карьерный буровой станок высокого технического уровня, удовлетворяющий требованиям директивных материалов Правительства РФ [27, 28, 29]. Станки с этой схемой могут иметь энергооборуженность от 7,0 до 12,0 кВт/т (см. прогнозные значения табл. 1.2).

Роторно-шпиндельная схема ВПМ карьерного бурового станка [17] предусматривает конструкцию мачты в двух модификациях – *нераздвижного* (см. рис. 1.23) и *раздвижного (телескопического)* исполнения (см. рис. 1.24).

Буровой станок с нераздвижной конструкцией мачты с роторно-шпиндельной схемой ВПМ (см. рис.1.23) может иметь три типоразмера [1,9] и бурить взрывные вертикальные и наклонные скважины, в сухих и обводненных за-

боях, диаметрами легким от 160 до 214 мм, средним от 214 до 250 мм и тяжелым типоразмером от 250

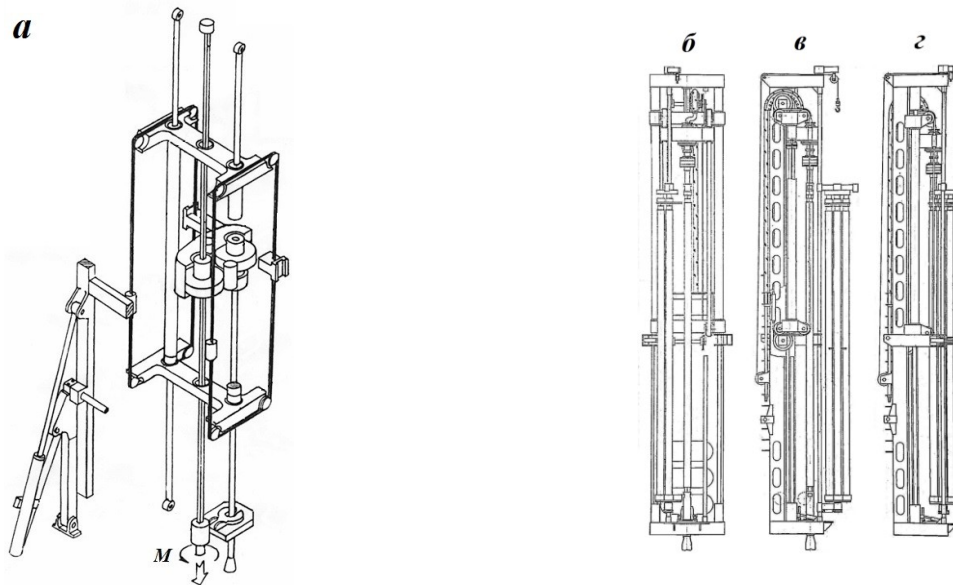


Рисунок 1.23 – Принципиальная схема роторно-шпиндельного ВПМ с полиспадной системой подачи с приводом от гидроцилиндров – *а*; вариант конструкции нераздвижной мачты с 8-ми метровой штангой, разгруженной от кручения – *б*; с магазином штанг в положении при бурении – *в*; с магазином штанг в транспортном положении – *з*

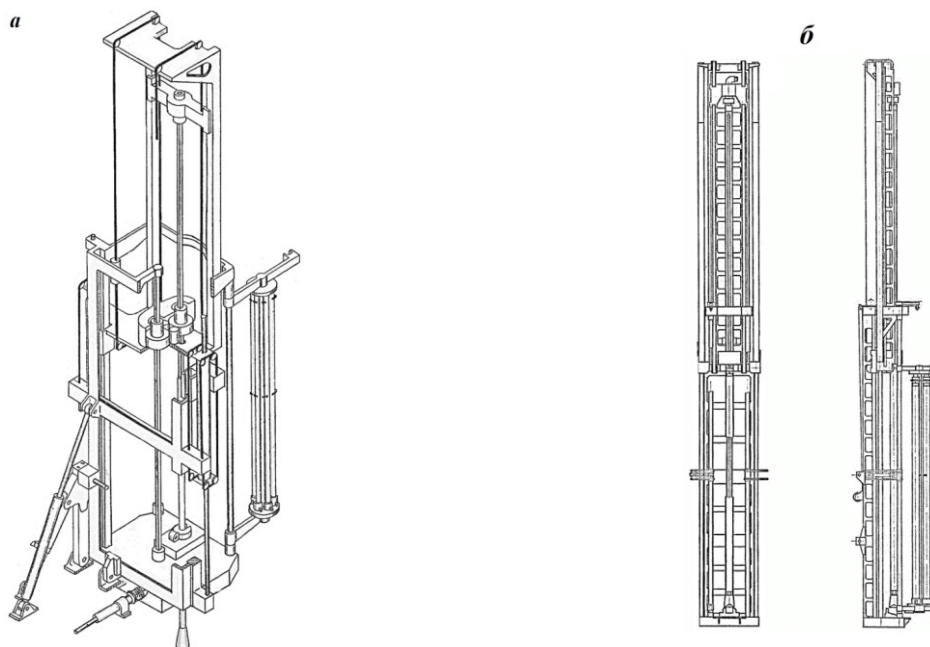


Рисунок 1.24 – Принципиальная схема роторно-шпиндельного ВПМ с полиспадной системой подачи с приводом от гидроцилиндров – *а*; вариант конструкции телескопической мачты с 10-ти метровой штангой, разгруженной от кручения, с магазином штанг в положении при бурении – *б*

до 320 мм с крепостью породы от 6 до 10, от 12 до 16 и от 16 до 20 по шкале проф. М. М. Протодяконова, соответственно каждому типоразмеру.

В мачте станка располагаются: кассетирующее устройство барабанного типа со штангами (см. рис.1.25), механизм развинчивания, механизм разгрузки мачты от реактивного крутящего момента (см. рис. 1.26), цепная система подачи (с замкнутыми тяговыми втулочно-пальцевыми цепями) с приводом от равно полостных гидроцилиндров с неподвижными штоками, закрепленными на нижней и верхней обвязке мачты, и другое оборудование. Каркас мачты представляет собой сварную пространственную ферму. На нижней обвязке смонтированы механизм развинчивания, кондуктор, механизм подачи долот. Направляющие мачты выполнены из проката квадратного профиля и крепятся болтами к нижней и верхней обвязке мачты, а также к ее поперечным поясам.

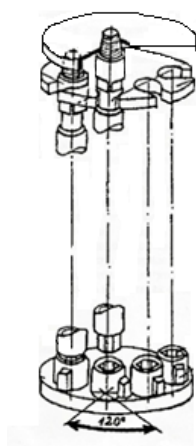


Рисунок 1.25 – Кассетирующее устройство барабанного типа

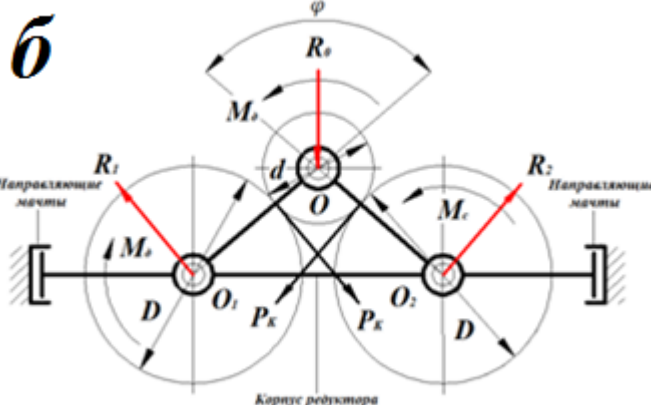
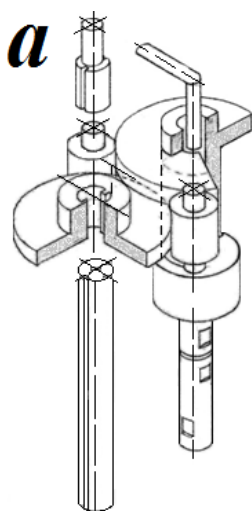


Рисунок 1.26 – Механизм разгрузки мачты от реактивного крутящего момента – а; расчетная схема механизма – б

При бурении этим станком вертикальной скважины (см. рис. 1.27) гидравлические фиксаторы – 3 установлены в положении, при котором двуногая телескопическая стойка – 1 занимает вертикальное положение, а гидроцилиндры заваливания мачты – 2 удерживают её в вертикальном положении. Перевод мачты в положение для бурения наклонной скважины осуществляется следующим образом:

- фиксаторы устанавливаются в положение свободного хода телескопа двуногой стойки;
- гидроцилиндрами заваливания устанавливают мачту в положение для бурения наклонной скважины;
- фиксаторы устанавливаются в положение стопорения телескопа двуногой стойки.

Перевод мачты в транспортное положение осуществляется гидроцилиндрами заваливания из положения для бурения вертикальной скважины при застопорённом телескопе двуногой стойки.

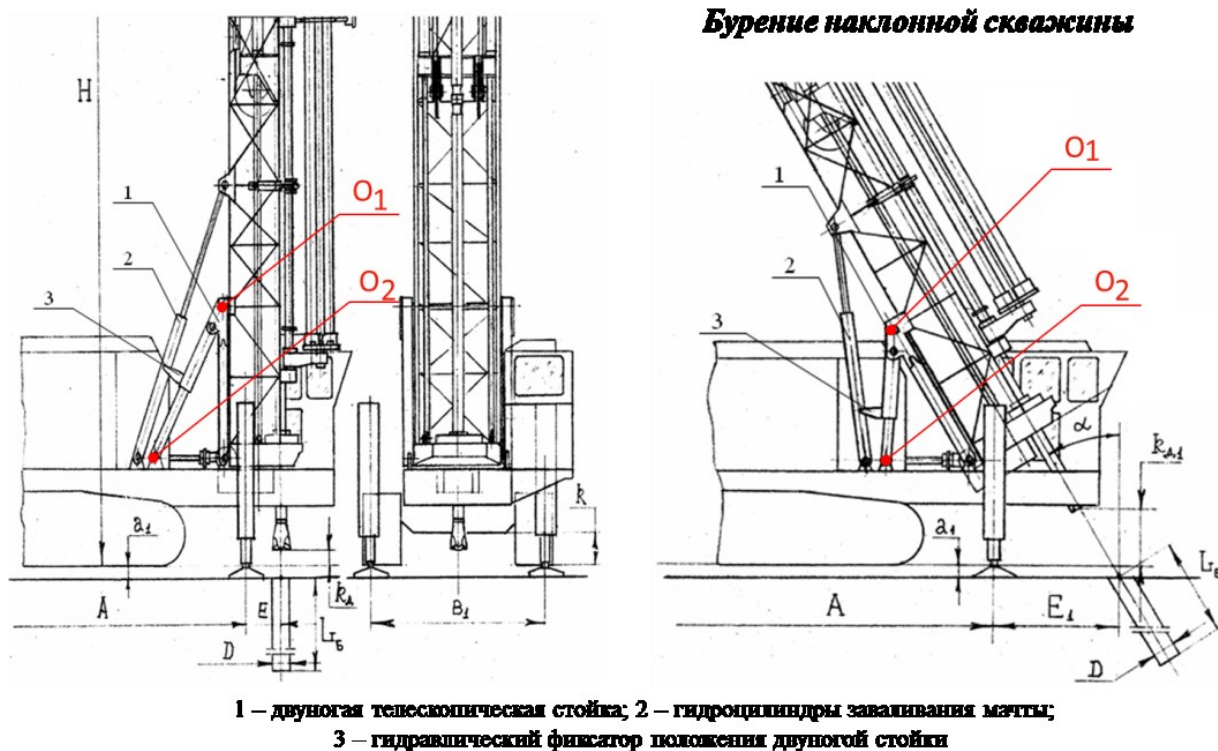


Рисунок 1.27 – Конструкция системы фиксации мачты нераздвижного и телескопического исполнения карьерного бурового станка с инновационной роторно-шпиндельной схемой ВПМ при бурении вертикальных и наклонных скважин

В рабочем положении мачта крепится гидравлическими фиксаторами положения двуногой стойки через каждые 5 градусов к вертикали в диапазоне 0 – 30 градусов.

Карьерный буровой станок с энерговооруженность до 12,0 кВт/т и с инновационной конструкцией роторного-шпиндельного вращательно-подающего механизма [17] при одной и той же установленной мощности его электро / дизельной силовой установки позволит иметь практически:

- любой тип привода вращения долота (электрический постоянного тока, переменного тока с частотным регулированием или гидрообъемный);
- ***безресурсную металлоконструкцию мачты*** за счет ее полной разгрузки от действия (статического и динамического) реактивного крутящего момента ***без подвижных гидро/электро коммуникаций***.

1.4 Цель и задачи исследования

Выполненный обзор основных источников информации включающий:- аналитические и экспериментальные исследования [3, 4, 5, 6, 10, 11, 12, 13, 15, 19, 21];

- анализ современных конструкций вращательно – подающих механизмов [40, 41, 42, 43]; - анализ силовых установок карьерных буровых станков [34, 35, 36, 37];

свидетельствует, что в ранее выполненных исследованиях практически не нашли отражения вопросы связанные с оптимизацией кинематических, силовых и динамических параметров многопоточных гидрообъемных трансмиссий приводов основных механизмов карьерного бурового станка, обеспечивающих бесступенчатое регулирование и симметричный реверс исполнительных рабочих органов станка, при минимальной установленной мощности гидрообъемных машин РК.

Поэтому, **целью работы является** обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьер-

ного бурового станка, эксплуатирующегося в различных горнотехнических условиях, в зависимости от конструктивных, кинематических и силовых характеристик приводов его основных механизмов.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** конструктивных особенностей схем вращательно – подающих механизмов отечественных и зарубежных карьерных буровых станков и их энерговооруженности и ранее выполненных аналитических и экспериментальных исследований в области приводных систем шарошечных буровых станков;
- **обоснованием** уровней установленной мощности систем силовой установки карьерных буровых станков различных типоразмеров;
- **аналитическим определением** длительностей активации основных механизмов бурового станка во времени для каждого режима его эксплуатации при *однозаходном* и *многозаходном* бурении взрывной скважины;
- **разработкой** математической модели взаимодействия рабочих органов основных механизмов бурового станка определенного типоразмера с гидрообъемной силовой установкой при обустройства уступа;
- **установлением** кинематических и силовых параметров традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
- **разработкой** гидрокинематической схемы многорежимной гидрообъемной двух поточной трансмиссии привода вращения долота с мехатронной системой управления параметрами регулирования объема рабочих камер гидромашин ее регулирующего контура;
- **установлением** кинематических и силовых параметров гидрообъемной двух поточной трансмиссии приводов основных механизмов бурового станка;
- **сравнительным анализом** кинематических и силовых параметров традиционной однопоточной и двух поточной трансмиссий приводов основных механизмов бурового станка.

Выводы по главе

1. На основе выполненного анализа современного состояния техники и технологии бурения взрывных скважин, включая физические способы разрушения горных пород, установлено, что в обозримом периоде времени основным способом бурения горных пород будет оставаться механический способ, поскольку, термический [3, 4], взрывной, гидравлический, акустический, электрогидравлический и химический [5, 6] способы разрушения породы находятся в стадии экспериментов, которые, однако, подтверждают возможность их эффективного использования в обозримом будущем.
2. Опыт эксплуатации карьерных буровых станков [1, 9], анализ работы ведущих предприятий [13] по добыче угля, руд черных и цветных металлов, драгоценных минералов, а также анализ результатов работ научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций [11, 14] (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», ОАО «ВНИПИпромтехнологии», АК «АЛРОСА») показывает, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями карьерных буровых станков в РФ [7] будут являться угольные разрезы и карьеры по добыче угля, драгоценных минералов, руд черных и цветных металлов и нерудных строительных материалов.
3. Выполненный нами качественный анализ конструктивных особенностей схем вращательно – подающих механизмов карьерных буровых станков показал, что на стадии проектирования для их сравнения одним из критериев может служить энерговооруженность в виде отношения установленной мощности силовой установки станка к его весу.
4. Статистическим анализом величин энерговооруженности более чем для 20 моделей современных отечественных и зарубежных буровых станков в диапазоне их веса от 40 до 150 тонн установлено, что:
 - наиболее энерговооруженными являются станки со шпиндельной схемой ВПМ зарубежного производства с энерговооруженностью от 5,11 до 11,75

кВт/т в то время как станки отечественного производства имеют энерговооруженность всего от 2,17 до 6,4 кВт/т ;

- наименее энерговооруженными являются станки с роторной схемой ВПМ отечественного производства с показателями от 4,79 до 5,5 кВт/т в то время как станки зарубежного производства имеют энерговооруженность от 6,48 до 11,4 кВт/т веса станка;
- нерациональная конструкция мачты (до 2,25 т/пог. м мачты) и утяжеленный гусеничный ход отечественных буровых станков делают их неконкурентоспособными по уровню энерговооруженности.

5. В работах [20, 21, 23, 27, 28 и др.] сформулированы общие теоретические и методологические проблемы, которые предопределяют задачи ближайших исследований для целенаправленного обоснования рациональных кинематических, силовых и динамических параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка.

2. Исследование конструктивных параметров станка и параметров его гидрообъемной силовой установки при бурении скважины в породах различной прочности

2.1 Исследование уровней установленной мощности систем гидрообъемной силовой установки карьерного бурового станка j -го типоразмера

В современных карьерных буровых станках гидрообъемные силовые установки, представляют собой однопоточные многомоторные системы (рис. 1.20), предназначенные для выполнения различных операций обеспечивающих процесс обурирования породного массива.

Однопоточные многомоторные системы СУ при сравнительно невысоких скоростях движений рабочих органов обеспечивают реверсирование и регулирование скорости и крутящего момента в заданном диапазоне.

Анализируя конструкции СУ и трансмиссий гидрообъемных приводов современных карьерных буровых станков можно заметить, что как в России [47], так и за рубежом [48] все чаще применяются планетарные передачи.

В мировой практике горного машиностроения применяются следующие способы регулирования скоростей движения рабочих органов: ступенчатый, бесступенчатый и комбинированный. Последний способ предполагает наличие нескольких ступеней скорости при плавном регулировании ее на каждой ступени. В конструкциях, рассмотренных в работе [49] бесступенчатое регулирование скорости движения и реверс рабочего органа осуществляется только приводным двигателем, что ограничивает область их применений. Более перспективные схемы многомашинных СУ рассмотрены в работах доктора технических наук И. А. Сайдаминова [23], кандидатов технических наук М. И. Немировского [27] и Ш. З. Нажмудинова [28], где показано, что наиболее приемлемыми характеристиками обладают приводы с гидрообъемными РК, выполненными *по системе «единого вала»*.

Поэтому, сегодня основным направлением совершенствования силовой установки карьерных буровых станков является рациональное сочетание планетар-

ных трансмиссий, на основе трехзвенных дифференциалов, с гидрообъемными реверсивными регулирующими контурами приводов его основных механизмов [35, 50]. Это позволит при длительном режиме нагружения (ПВ = 100%) обеспечить простую и надежную систему управления их скоростью и крутящим моментом, приемлемые габариты, массу и низкие капитальные и эксплуатационные затраты.

Анализ технической литературы [23, 27, 28, 50] и конструкций современных карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства [47, 48] позволил установить, что:

- наибольший эффект от использования СУ с гидрообъемными регулирующими контурами, выполненной *по системе «единого вала»* будет достигнут в конструкциях карьерных буровых станков однозаходного бурения с роторной схемой ВПМ и многозаходного бурения с роторно – шпиндельной схемой [17];
- и *сформулировать требования* к перспективным конструкциям двухпоточных гидрообъемных СУ карьерных буровых станков, которые должны иметь:
- бесступенчатый диапазон регулирования скорости рабочих органов при 100% - ой продолжительности включения;
- рациональную конструкцию и высокий КПД;
- плавный пуск и торможение с минимальными динамическими нагрузками в элементах трансмиссий;
- эффективную защиту трансмиссий и каркаса мачты от возможных перегрузок;
- эффективную систему кондиционирования рабочей жидкости.

Для этого необходимо:

- *разработать структуру взаимодействия приводов* механизмов карьерного бурового станка с многорежимной двухпоточной гидрообъемной трансмиссии СУ (см. рис. 1.20);
- и *установить последовательность активации* приводов систем станка в течение его рабочего цикла при *однозаходном* и *многозаходном* бурении скважины.

Известно, что максимально длительным и нагруженным режимом работы

первичного электрического или дизельного привода СУ является режим *бурения*. В этом режиме *установленная* мощность СУ для j – го типоразмера карьерного бурового станка (легкого, среднего, тяжелого) затрачивается на работу систем: - подачи долота – $N_{Пj}$; - вращения долота – N_{Bj} ; - очистки скважины от буровой мелочи – N_{Kj} ; - вспомогательных механизмов – N_{BMj} ; - кондиционирования рабочей жидкости (РЖ) – $N_{KRЖj}$.

На основе результатов полученных профессором Р. Ю. Подэрни в работах [17, 50], основные параметры для трех типоразмеров легкого, среднего и тяжелого карьерного бурового станка можно представить в виде таблицы 2.1.

Выполненный нами статистический анализ математических ожиданий уровней установленных мощностей [51] систем подачи, вращения долота и очистки скважины от буровой мелочи более чем для двадцати моделей карьерных

Таблица 2.1

№ п/п	Наименование параметра j – го типоразмера станка	Диапазон
1.	Диаметры скважины станка, мм Легкого..... Среднего..... Тяжелого	160; 200; 214; 214; 229; 250; 250; 270; 320
2.	Максимальная крепость буримой породы по шкале М.М. Протодяконова, ед. (прочность породы, МПа) буровым станком: Легкого..... Среднего..... Тяжелого типоразмера.....	$6 \div 12$ (120) $12 \div 16$ (160) $16 \div 20 \leq$ (200)
3.	Производительность компрессора, $\text{м}^3/\text{с}$ ($\text{м}^3/\text{мин}$) СУ бурового станка: Легкого..... Среднего..... Тяжелого типоразмера.....	0,83 (50) 1,24 (75) 1,66 (100)
4.	Давление воздуха при выходе из компрессора, МПа	0,76
5.	Вес станка, т (энерговооруженность, кВт/т) Легкого..... Среднего..... Тяжелого типоразмера.....	50 (7,9) 65 (8,8) 90 (7,8)

буровых станков отечественного и зарубежного производства позволил установить, что (при коэффициентах вариации 0,282; 0,158; 0,271 и 0,137 соответственно) эти установленные мощности относятся как:

$$N_{\Pi} : N_B : N_K : N_{BM} = 1,0 : 5,4 : 18,0 : 1,0. \quad (2.1)$$

Что касается величины установленной мощности – N_K системы очистки скважины от буровой мелочи, определяемой в основном скоростью воздушного потока в затрубном пространстве скважины, то здесь следует отметить, что она не должна быть меньше 30 м/с. Поэтому производительность компрессоров на последних моделях шарошечных станков зарубежных фирм (Atlas Copco, Harnischfeger P&H) достигает величины $75 \div 120 \text{ м}^3/\text{мин}$ [48]. Для обеспечения высокой скорости воздушного потока следует соблюдать определенное соотношение диаметров долота и штанги, которое определяет площадь сечения затрубного пространства.

В свою очередь мощность системы кондиционирования РЖ – $N_{КРЖ}$ бурового станка составит: $N_{КРЖ} = (N_{\Pi \max j} + N_B + N_K + N_{BM})(1 - \eta_{СК})$, (2.2) где $\eta_{СК}$ – общий КПД работы систем бурового станка в режиме «бурение».

Суммарная установленная мощность первичного электрического (или дизельного) – N_{Σ} гидрообъемного привода СУ с учетом выражения (2.2) определится как:

$$N_{\Sigma j} = (N_{\Pi \max j} + N_B + N_K + N_{BM}) \frac{2 - \eta_{СК}}{\eta_{СУ}}, \quad (2.3)$$

а с учетом соотношения (2.1) уравнение (2.2) примет вид:

$$N_{КРЖ j} = 25,4(1 - \eta_{СК})N_{\Pi \max j}. \quad (2.4)$$

Алгоритм определения максимальной мощности привода – $N_{\Pi \max j}$ в режиме «бурение» j – го типоразмера карьерного бурового станка приведен на рисунке 2.1.

Далее следует отметить, что суммарная установленная мощность первичного электрического (или дизельного) – $N_{\Sigma j}$ гидрообъемного привода СУ в зависимости от величины – $N_{\Pi \max j}$ определится из уравнения (2.3) с учетом выражений (2.1) и (2.2):

$$N_{\Sigma j} = 25,4 \xi \frac{2 - \eta_{СК}}{\eta_{СУ}} N_{\Pi \max j}, \quad (2.5)$$

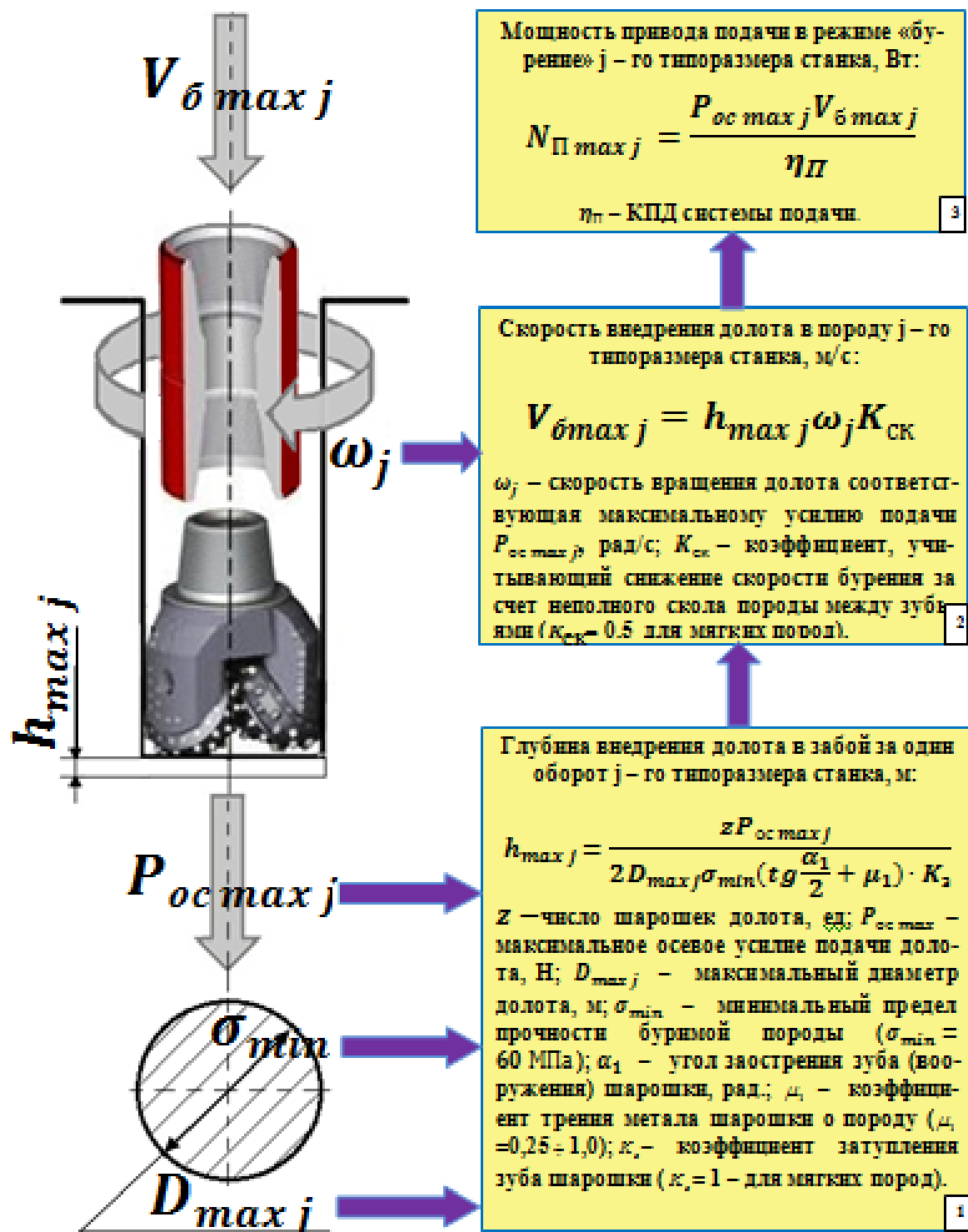


Рисунок 2.1 - Алгоритм определения максимальной мощности привода подачи в режиме «бурение» j -го типоразмера карьерного бурового станка

где: ξ – коэффициент увеличения потребной мощности приводного двигателя гидрообъемной СУ за счет практически постоянной работы электро / гидроаппаратуры управления и защиты. По данным профессора В. И. Супруна $\xi = 1,02 \div 1,03$ [52];

$\eta_{\text{СУ}}$ – общий КПД работы гидрообъемной СУ бурового станка в режиме бурения;

$N_{\text{П max } j}$ – максимальная мощность привода подачи в режиме «бурение» j – го типоразмера станка, Вт.

Величина установленной мощности первичного электро / дизельного – $N_{\Sigma j}$ двигателя рассчитанная по выражению (2.5) окончательно принимается как ближайшая большая величина из ряда мощностей электро / дизельного двигателя фирмы изготовителя.

Что касается уровня потребления мощности приводами механизмов карьерного бурового станка в каждом несовмещенном режиме его эксплуатации, таких как: - *«подъем/опускание мачты»*; - *«приведение става в исходное положение»* (сборка/разборка става); - *«горизонтирование»*; - *«снятие с аутригеров»*; то следует отметить, что в каждом из перечисленных режимов, их потребляемая мощность не превышает суммарной установленной мощности первичного электро / дизельного – N_{Σ} гидрообъемного привода СУ, определенной по формуле (2.5) для j – го типоразмера карьерного бурового станка.

В режимах эксплуатации *«переезд станка от n – ой к $n + 1$ скважине»* и *«смена места стояния с мачтой в транспортном положении»* основным потребителем мощности являются приводы бортовых передач, при этом дополнительными потребителями являются привод компрессора, работающий на холостом ходу и система кондиционирования РЖ.

Поэтому мощность, затрачиваемая первичным двигателем гидрообъемной СУ на одну бортовую передачу в этих режимах работы станка j – го типоразмера с учетом уравнений (2.1) и (2.5) после соответствующих алгебраических преобразований определится как:

$$N_{\text{БПС } j} = 12,7 \left(\xi \frac{2 - \eta_{\text{СК}}}{\eta_{\text{СУ}}} - 0,7(1 - \eta_{\text{ХХ}}) \right) N_{\text{П max } j}, \quad (2.6)$$

где: $\eta_{\text{ХХ}}$ – КПД привода компрессора в режиме холостого хода.

Реализация алгоритма приведенного на рисунке 2.1 с учетом зависимостей (2.1), (2.4), (2.5) и (2.6) показала, что установленная мощность СУ станка j – го

типоразмера с энерговооруженностью $\geq 7,8$ кВт/т *распределяется* между его системами при бурении мягких пород (прочностью до $\sigma = 60$ МПа) следующим образом (см. рис. 2.2).

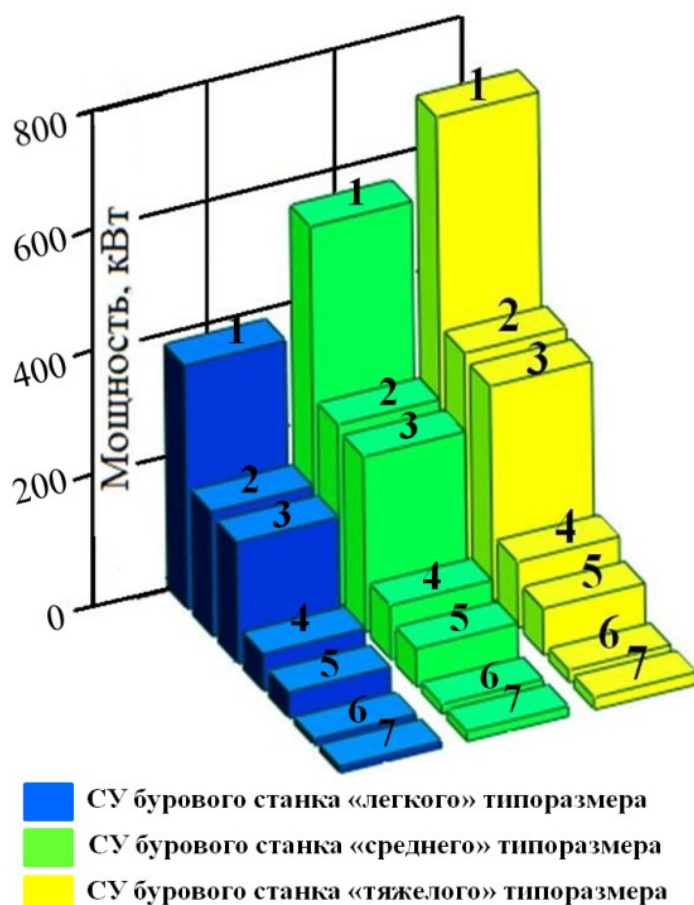
Анализом результатов, приведенных на рисунке 2.2, установлено, что:

– расчетные установленные мощности приводного двигателя бурового станка j – го типоразмера между собой относятся как:

$$N_{\Sigma\text{лег}} : N_{\Sigma\text{ср}} : N_{\Sigma\text{тяж}} = 1 : 1,44 : 1,76. \quad (2.7)$$

– и установленные мощности систем бурового станка j – го типоразмера относятся между собой в тех же пропорциях, что и установленные мощности приводного двигателя.

В практике соотношение (2.7) подлежит коррекции в соответствии с параметрическими рядами двигателей фирм изготовителей.



1 – установленная мощность привода бурового станка; 2 – мощность компрессора; 3 – мощность системы хода; 4 – мощность системы вращения долота; 5 – мощность системы кондиционирования РЖ; 6 – мощность системы подачи долота; 7 – мощность системы вспомогательных механизмов

Рисунок. 2.2 - Распределение установленной мощности СУ буровых станков легкого, среднего и тяжелого типоразмеров между их системами при бурении мягких пород прочностью до $\sigma = 60$ МПа

2.2 Аналитическое определение длительности рабочего цикла бурового станка j – го типоразмера от прочности буримой породы при обурировании H – метрового уступа вертикальными и наклонными скважинами

Необходимость дальнейшего повышения производительности горных машин и обусловленное этим увеличение их энерговооруженности определяют задачи совершенствования привода этих машин в направлении улучшения их энергетических, динамических и пусковых характеристик при одновременном снижении габаритных размеров и повышении показателей надежности и долговечности [53].

Современная тенденция повышения единичной мощности горных машин обуславливает необходимость поиска более совершенных систем привода, к которым следует отнести гидрообъемные передачи вращательного действия.

Накопленный опыт эксплуатации гидрофицированного горного оборудования и, в частности, карьерных буровых станков свидетельствует о целесообразности дальнейшего совершенствования объемных гидropередач с целью расширения области их применения в различных горнотехнических и климатических условиях [11].

В большинстве гидрофицированных карьерных буровых станков в качестве источника энергии используется электрическая энергия, подводимая к станку при помощи ЛЭП. В мобильных гидрофицированных карьерных буровых станках в качестве первичного двигателя применяются и ДВС, как правило – дизели.

Основными параметрами бурения [2] взрывных скважин, являются (см. рис. 2.3):

- высота уступа – H , м;
- диаметр скважины – D , м;
- длина наклонной скважины – L_n , м;
- угол наклона скважины – α , рад;
- расстояние от кромки уступа до первого ряда скважин и между рядами – b

(W), м;

- расстояние между скважинами в ряду – a , м;
- величина перебура – Π , м;
- расстояние от оси скважины до кромки уступа по его подошве – W (наименьшая линия сопротивления по подошве уступа [54]), м, для легкого $W = 10,7$ м, для среднего $M = 12,5$ м и для тяжелого типоразмера станка $W = 16$ м.

Расстояние между рядами – b и между соседними скважинами в ряду – a находятся в прямой зависимости от величины наименьшей линии сопротивления по подошве уступа – W .

Рабочий цикл карьерного бурового станка при **однозаходном** бурении

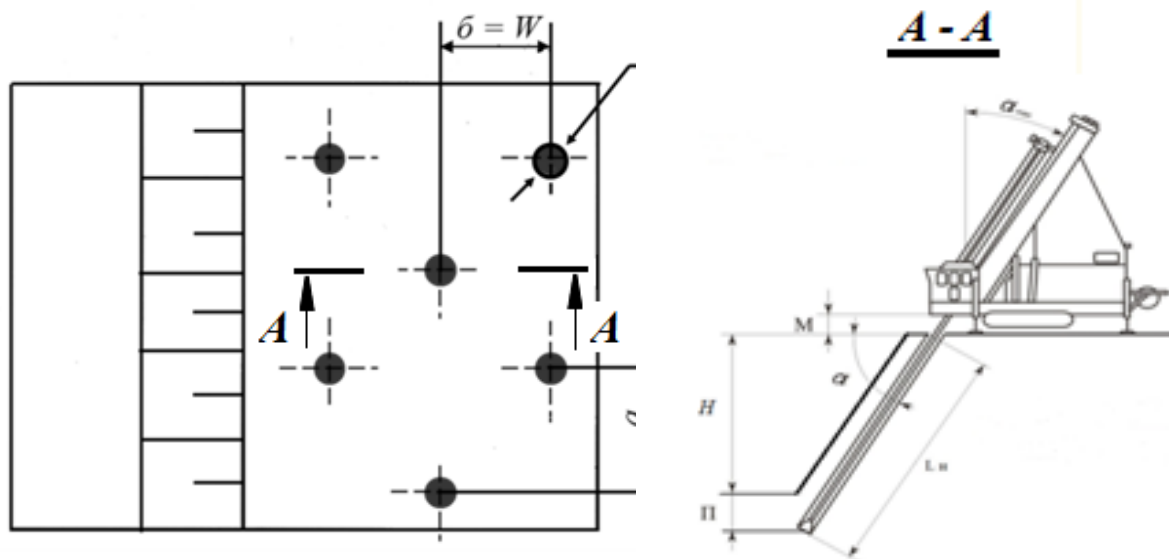


Рисунок 2.3 – Основные параметры бурения взрывных скважин

слагается из **пяти** последовательных **операций**:

- горизонтирования станка;
- бурения скважины на длину штанги;
- быстрого подъема шпинделя со штангой;
- снятия станка с аутригеров;
- и смены места стояния станка (переезд от n – ой к $n + 1$ скважине).

А при **многозаходном** бурении слагается из **шести** последовательных **операций**:

- горизонтирования станка;

- бурение скважины k – заходами (штангами);
- сборки бурового става, разборки бурового става,
- снятия станка с аутригеров
- и смены места стояния станка (переезд от n – ой к $n + 1$ скважине).

В свою очередь наращивание бурового става на одну штангу включает:

- развинчивание шпинделя вращателя от штанги;
- быстрый подъем шпинделя;
- вывод штанги на ось бурения из кассетирующего устройства;
- свинчивание верхнего стыка штанги;
- свинчивание нижнего стыка штанги,

а разборка бурового става с размещением одной штанги в кассетирующем устройстве состоит из нижеследующих операций:

- быстрый подъем шпинделя со штангой;
- развинчивание верхнего стыка штанги;
- развинчивание нижнего стыка штанги;
- увод штанги с оси бурения;
- быстрый спуск шпинделя;
- свинчивания нижнего стыка штанги;
- быстрого подъема шпинделя со штангой.

Для бурового става, состоящего из k штанг, вышеприведенную последовательность операций его сборки/разборки следует выполнить $k - 1$ раз.

Суммарная длительность рабочего цикла бурового станка – T_u (без учета длительности приведения бурового станка из транспортного в рабочее положение) составляет:

$$T_{цslj} = \sum_1^5 T_i, \text{с.} \quad (2.8)$$

В уравнении (2.8) индексы s , l , i и j обозначают:

- **способ бурения** скважины однозаходный «о» или многозаходный «м»;
- **конструкцию мачты** бурового станка нераздвижную «н» или телескопическую «т»;
- **i режим** эксплуатации бурового станка;

– **типоразмер** бурового станка: легкий «л», средний «с» или тяжелый «т», соответственно.

➤ $T_{i=1}$ – длительность горизонтирования бурового станка составляет величину:

$$T_1 = 2 \frac{G_j h_{\Gamma j}}{k_{\Gamma} N_{\Gamma j}}, \text{ с.} \quad (2.9)$$

Принимая во внимание, что $N_{\Gamma} \geq GV_{\text{бп}}$, Вт, уравнение (2.9) принимает вид:

$$T_{1j} = 2 \frac{h_{\Gamma j}}{k_{\Gamma} V_{\text{бп}}}, \text{ с.} \quad (2.10)$$

где: k_{Γ} – безразмерный коэффициент уменьшения скорости горизонтирования,

$$k_{\Gamma} = 0,1, [55]$$

G_j – сила веса бурового станка j – го типоразмера, Н;

$h_{\Gamma j}$ – высота горизонтирования, м, для легкого $h_{\Gamma} = 0,8$ м, среднего $h_{\Gamma} = 1,0$ м и тяжелого $h_{\Gamma} = 1,2$ м, [2];

$N_{\Gamma j}$ – гидравлическая мощность, задействованная при горизонтировании, Вт;

$V_{\text{бп}}$ – скорость спускоподъемной операции, м/с. Для буровых станков отечественных производителей $V_{\text{бп}} = 0,266 \div 0,333$ м/с (16 ÷ 20 м/мин), [2], а для зарубежных $V_{\text{бп}} = 0,466 \div 0,5$ м/с (28 ÷ 30 м/мин), [2];

➤ $T_{i=2}$ – длительность снятия бурового станка с аутригеров составляет:

$$T_2 = 2T_1, \text{ с.} \quad (2.11)$$

Следует отметить, что на современных карьерах и разрезах РФ разработка породной толщи производится, в основном, 15 - ти, 30 - ти и 55 - ти метровыми уступами. Подготовка к выемке горной массы этих уступов может быть осуществлена буровыми станками легкого, среднего и тяжелого типоразмера. С рабочими параметрами, предложенными нами в работе [51], базирующимися на обладающей мировым приоритетом и патентной защитой [17] на международном рынке - **конструкции мачты** станка в двух **модификациях** – **нераздвижного** и **раздвижного (телескопического) исполнения**.

При проходке скважины **многозаходным** способом при заданных длине – $L_{\text{ш}}$ и числе штанг $k_{\text{ш}} > 1$ буровым станком j – го типоразмера с **нераздвижной**

мачтой длительность бурения – $T_{i=3H}$ составит:

$$T_{3H} = \frac{k_{ш} L_{ш}}{V_{oj}}, \text{ с}, \quad (2.12)$$

а буровым станком тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой определяется как:

$$T_{3T} = \frac{L_{ш}}{V_{oj}} (k_{ш} + 1), \text{ с}, \quad (2.13)$$

где: V_{oj} – скорость внедрения долота в породу с прочностью при одноосном сжатии, м/с;

$L_{ш}$ – длина одной штанги, принята нами равной $L_{ш} = 10$ м для всех типоразмеров станков;

$k_{ш}$ – число штанг, необходимых для обурирования H – метрового уступа, ед.

Величина скорости внедрения долота в породу с учетом зависимости, приведенной в работе [2], может быть определена из нижеследующего выражения:

$$V_{oj} = \varepsilon \frac{P_j \omega_j}{D_j \sigma_j}, \text{ м/с}, \quad (2.14)$$

здесь: P_j, ω_j, D_j – осевое усилие на долото, скорость вращения и диаметр долота j – го типоразмера станка, соответственно, Н; рад/с; м;

ε – безразмерный коэффициент пропорциональности, независящий от типоразмера станка, равный:

$$\varepsilon = \frac{K_{ск}}{\pi [tg(\frac{\alpha_1}{2}) + \mu_1] K_з} = 0,046, \quad (2.15)$$

здесь: $K_{ск}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями шарошек, $K_{ск} = 0,5$ [2]; α_1 – угол заострения зуба шарошки, $\alpha_1 = 120^\circ$; μ_1 – коэффициент трения металла шарошки о породу $\mu_1 = 0,8 \div 1,0$; $K_з$ – коэффициент затупления зуба шарошки, $K_з = 1,3$ [2].

В свою очередь, диапазоны прочности буримой породы – σ для каждого типоразмера станка принимается в соответствии с таблицей 2.1:

➤ для легкого типоразмера станка (для бурения мягких пород)

$$\sigma = (60 \div 100) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2. \quad (2.16)$$

- для среднего типоразмера станка (для бурения полускальных и скальных пород)

$$\sigma = (120 \div 160) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2. \quad (2.17)$$

- для тяжелого типоразмера станка (для бурения скальных пород)

$$\sigma = (160 \div 200) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2. \quad (2.18)$$

Таким образом, скорость внедрения долота в породу, определяемая выражением (2.14) с учетом того, что $P_j/D_j = K_{Dj}$, Н/м

(2.19) составит величину
$$V_{bj} = \varepsilon K_{Dj} \frac{\omega_j}{\sigma_j}, \text{ м/с}, \quad (2.20)$$

здесь: K_{Dj} – коэффициент пропорциональности равный $K_D = (1,0 \div 1,286) \cdot 10^6$, Н/м. Причем его большее значение соответствует бурению скважины долотами большего диаметра [2];

Далее уравнения (2.12) и (2.13) с учетом выражения (2.20) определяются как:

$$T_{змн} = \frac{k_{ш} L_{ш}}{\varepsilon K_{Dj} \omega_j} \sigma_j, \text{ с}, \quad (2.21)$$

$$T_{зм(о)т} = \frac{L_{ш}}{\varepsilon K_{Dj} \omega_j} (k_{ш} + 1) \sigma_j, \text{ с}. \quad (2.22)$$

Следует отметить, что уравнение (2.22) справедливо и при однозаходном обурировании породного уступа станком тяжелого типоразмера ($k_{ш} = 1$).

В уравнениях (2.21) и (2.22) при величине длительности бурения – T_3 индекс «м» соответствует многозаходному, а индекс «о» – однозаходному способу проходки скважины.

Следовательно, при обурировании H - метрового уступа требуемая длина наклонной взрывной скважины составит величину:

$$(H + \Pi) / \cos \alpha, \text{ м}. \quad (2.23)$$

При проходке наклонной скважины **многозаходным** способом на паспортную высоту уступа с учетом перебура – Π (при заданной длине одной штанги – $L_{ш}$) буровым станком j – го типоразмера с **нераздвижной** мачтой число штанг – $k_{шj}$ составит:

$$k_{шmj} = (H + \Pi_j) / L_{ш} \cos \alpha, \text{ ед}, \quad (2.24)$$

а у станка тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой число штанг – $k_{ш}$ определится как:

$$k_{шмт} = \frac{H + \Pi_T}{L_{ш} \cos \alpha} - 1, \text{ ед.} \quad (2.25)$$

Следует отметить, что станком тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой с учетом того, что первая штанга с наддолотным стабилизатором и долотом находится на оси бурения, целесообразно обуивать однозаходным способом только 15-ти метровый уступ с ходом непрерывной подачи шпинделя в $2L_{ш}$.

В выражениях (2.24) и (2.25) число штанг – $k_{ш}$ может быть нецелочисленным. Далее, величина перебура – Π_j обычно устанавливается равной [54]:

$$\Pi_j = k_{wj} W_j, \text{ м.} \quad (2.26)$$

В уравнении (2.26) меньшее значение коэффициента – $k_{wj} = 0,121 \div 0,136$, стоящего перед величиной линии наименьшего сопротивления по подошве уступа – W_j , принимается для большего диаметра скважины (большого типоразмера станка).

Уравнения (2.24) и (2.25) с учетом выражения (2.26) принимают вид:

$$k_{шмнj} = \frac{H + k_{wj} W_j}{L_{ш} \cos \alpha}, \text{ ед,} \quad (2.27)$$

$$k_{шм(о)т} = \frac{H + k_{wj} W_j}{L_{ш} \cos \alpha} - 1, \text{ ед.} \quad (2.28)$$

В свою очередь, число штанг в кассетирующем устройстве – $k_{шкj}$ у всех типоразмеров бурового станка для обуивания H - метрового уступа с **нераздвижной** мачтой определится как:

$$k_{шкнj} = \text{ent}[k_{шj}] + 1, \text{ ед,} \quad (2.29)$$

а для станка тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой составит:

$$k_{шкт} = \text{ent}[k_{шкн}], \text{ ед.} \quad (2.30)$$

Здесь символ «*ent*» (от французского слова «*le entier*») обозначает оператор выделения целочисленной части числа штанг, необходимых для проходки H - метрового уступа.

Результаты моделирования уравнений (2.29) и (2.30) для буровых станков

легкого, среднего и тяжелого типоразмеров при заданных:

- высоте уступа – $H = 15; 30; 55$ м;
- линии наименьшего сопротивления по подошве уступа для легкого, среднего и тяжелого типоразмера станка, соответственно – $W_j = 10,7; 12,5; 16,0$ м;
- принятой длине штанги – $L_{ш} = 10$ м;
- угле наклона скважины $0 \leq \alpha \leq \pi/6$, приведены на рисунке 2.4.

Анализ зависимостей (2.29) и (2.30) глубины бурения (минимального числа штанг) бурового станка легкого – L_n , среднего – C_n и тяжелого – T_n типоразмера с мачтой нераздвижного исполнения и станка тяжелого типоразмера с телескопической мачтой – T_m от угла наклона скважины при обурировании 15 - ти, 30 - ти и 55 - ти метровых уступов, приведенных на рисунках 2.4 а, б свидетельствует, что:

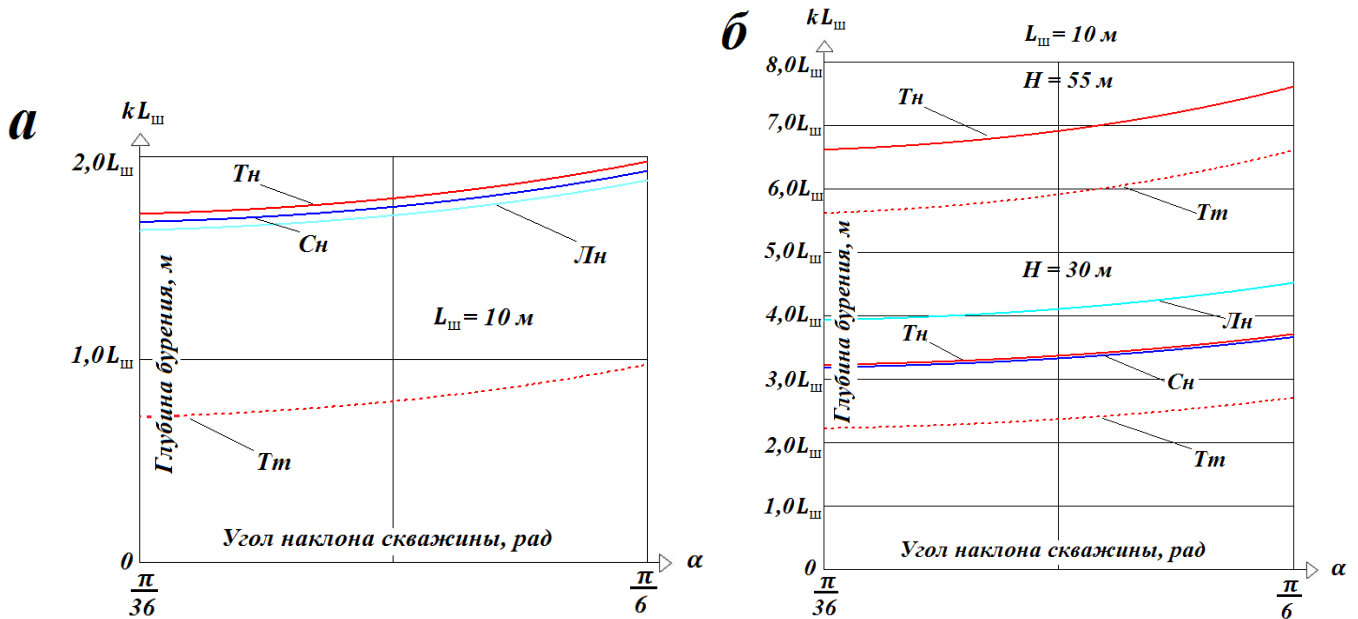


Рисунок 2.4 – Зависимость глубины бурения скважины (минимального числа штанг) буровым станком легкого - L_n , среднего - C_n и тяжелого - T_n типоразмера с мачтой нераздвижного исполнения и станка тяжелого типоразмера с телескопической мачтой - T_m от угла наклона скважины при обурировании 15-ти метрового уступа – а и 30 / 55-ти метровых уступов – б

- с увеличением угла наклона буримой скважины – α глубина бурения – $kL_{ш}$ нелинейно возрастает;
- обурирование 15-ти метрового уступа наклонными скважинами ($\alpha \leq \pi/6$) может быть выполнено многозаходным бурением станками с нераздвижной мачтой легкого, среднего и тяжелого типоразмера **двумя** 10-ти метровыми

штангами с возможностью их размещения в кассетирующем устройстве станка, а *однозаходное бурение 15-ти* метрового уступа наклонными скважинами ($\alpha \leq \pi/6$) может быть выполнено только станком *тяжелого типоразмера* с *телескопическим* исполнением мачты с *одной* 10-ти метровой штангой с возможностью ее размещения в кассетирующем устройстве станка (см. рис. 2.4 а);

- *обуривание 30 / 55-ти* метрового уступа наклонными скважинами ($\alpha \leq \pi/6$) может быть выполнено *многозаходным бурением* только станком *тяжелого типоразмера*, как с *нераздвижной* мачтой, так и с *телескопической* **четырьмя / семью** и **тремя / шестью** 10-ти метровыми штангами, соответственно, с возможностью их размещения в кассетирующем устройстве станка (см. рис. 2.4 б).

Далее, подставляя результаты (2.27) и (2.28), соответственно, в уравнения (2.21) и (2.22) имеем:

$$T_{3j} = \frac{H + k_{Wj}W_j}{\varepsilon K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j, \text{ с.} \quad (2.31)$$

В свою очередь, суммарное время сборки / разборки бурового става – $T_{i=4nj}$ при многозаходном бурении H - метрового уступа $k_{ш}$ – заходами для станков с *нераздвижной* и *телескопической конструкцией* мачты с учетом того, что первая штанга с наддолотным стабилизатором и долотом находится на оси бурения составит:

$$T_{4j} = (k_{ш} - 1)(3t_1 + t_2 + 2t_3), \text{ с,} \quad (2.32)$$

где: t_1 – длительность развинчивания / свинчивания одного стыка штанг:

$$t_1 = 25, \text{ с,} \quad (2.33)$$

t_2 – длительность одного быстрого подъема / опускания шпинделя определится как:

$$t_2 = \frac{L_{ш}}{V_{6п}}, \text{ с,} \quad (2.34)$$

t_3 – длительность вывода / увода одной штанги на ось / с оси бурения, с

$$t_3 = 15, \text{ с.} \quad (2.35)$$

Уравнение (2.32) с учетом результатов (2.33), (2.34) и (2.35) и того, что $L_{ш} = 10$ м и $V_{6п} = 0,5$ м/с окончательно принимает вид:

$$T_{4nj} = 125(k_{uj} - 1), \text{ с.} \quad (2.36)$$

Уравнение (2.36) с учетом выражения (2.27) определится как:

$$T_{4mj} = 125 \left(\frac{H + k_{Wj} W_j}{L_{III} \cos \alpha} - 1 \right), \text{ с,} \quad (2.37)$$

а подставляя выражение (2.28) в уравнение (2.36) после соответствующих алгебраических преобразований получаем суммарное время сборки / разборки бурового става при многозаходном бурении H - метрового уступа бурового станка тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой:

$$T_{4mт} = 125 \left(\frac{H + k_{Wj} W_j}{L_{III} \cos \alpha} - 2 \right), \text{ с.} \quad (2.38)$$

В свою очередь, суммарное время сборки / разборки бурового става при **однозаходном** бурении 15 - метрового уступа буровым станком тяжелого типоразмера с **телескопической** мачтой составит:

$$T_{4om} = t_2 = 20 \left(\frac{1,693}{\cos \alpha} - 1 \right), \text{ с.} \quad (2.39)$$

Длительность переезда j - ого типоразмера станка от n - ой к $(n + 1)$ - ой скважине по рабочей площадке $-T_{i=5}$ при шахматной форме сетки скважин ($a = b = W$ [51]) определится как:

$$T_{5j} = \sqrt{2} \frac{k_L W_j}{k_x V_{xj}}, \text{ с,} \quad (2.40)$$

где: k_L — коэффициент, учитывающий увеличение траектории движения станка за счет маневров и гипсометрии рабочей площадки $k_L = 1,1 \div 1,8$ [56], меньшее значение соответствует перемещению станка по рабочей площадке с меньшей величиной гипсометрии;

k_x — коэффициент использования скорости хода станка (коэффициент управления), учитывающий квалификацию машиниста, $k_x = 0,8 \div 0,9$ [56], меньшее значение соответствует более низкой квалификации машиниста;

V_x — паспортная скорость передвижения станка, м/с, составляет для его легкого $V_x = 0,555$ м/с, среднего $V_x = 0,416$ м/с и тяжелого типоразмера $V_x = 0,277$ м/с [51].

Таким образом, при **многозаходном** бурении суммарная длительность

– $T_{цмнj}$ рабочего цикла бурового станка j – ого типоразмера с **нераздвижной конструкцией мачты** с учетом выражений (2.10), (2.11), (2.31), (2.37) и (2.40) составит:

$$T_{цмнj} = 6 \frac{h_{гj}}{k_{г}V_{бп}} + \frac{H + k_{Wj}W_j}{\varepsilon K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 125 \left(\frac{H + k_{Wj}W_j}{L_{ш} \cos \alpha} - 1 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л}W_j}{k_{х}V_{хj}}, \text{ с,} \quad (2.41)$$

а суммарная длительность рабочего цикла – $T_{цмт}$ бурового станка тяжелого типоразмера с **телескопической мачтой** с учетом выражений (2.10), (2.10), (2.31), (2.38) и (2.40) определится как:

$$T_{цмт} = 6 \frac{h_{гj}}{k_{г}V_{бп}} + \frac{H + k_{Wj}W_j}{\varepsilon K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 125 \left(\frac{H + k_{Wj}W_j}{L_{ш} \cos \alpha} - 2 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л}W_j}{k_{х}V_{хj}}, \text{ с,} \quad (2.42)$$

а суммарная длительность рабочего цикла – $T_{цотт}$ при *однозаходном* способе бурения 15-ти метрового уступа станком тяжелого типоразмера с **телескопической мачтой** с учетом выражений (2.10), (2.11), (2.31), (2.39) и (2.40) определится как:

$$T_{цотт} = 6 \frac{h_{гj}}{k_{г}V_{бп}} + \frac{H + k_{Wj}W_j}{\varepsilon K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j + 20 \left(\frac{1,693}{\cos \alpha} - 1 \right) + \sqrt{2} \frac{k_{л}W_j}{k_{х}V_{хj}}, \text{ с.} \quad (2.43)$$

Слагаемые (2.10), (2.11), (2.31), (2.37), (2.38), (2.39) и (2.40), входящие в уравнение (2.8) приведены в таблице 2.2 в зависимости от конструкции мачты и способа бурения.

В свою очередь, суммарное время приведения бурового станка (см. рис. 1.28) из транспортного в рабочее положение – T_0 , не учитываемое в суммарной длительности рабочего цикла бурового станка, составляет:

$$T_0 = t_{11} + t_{12} + t_{13} + t_{14}, \text{ с,} \quad (2.44)$$

где: t_{11} – длительность поворота мачты из транспортного положения относительно двуногой стойки (с полностью укомплектованным кассетирующим устройством и вращателем в крайнем нижнем положении) в рабочее положение для вертикального или наклонного бурения, с, $t_{11} \leq 60$ [17].

t_{12} – время фиксации мачты в вертикальном или наклонном положении, с,

$$t_{12} = t_1;$$

Таблица 2.2

Конструкция мачты		Длительность i – го режима работы станка, T_i						
		Способ бурения						
телескопическая	одноразход- ный	многозаходный	Горизонтирования, T_1, c	Бурения, T_3, c	Сборки / разборки бурового става, T_{4slj}, c	Снятия бурового станка с аутригеров, T_2, c	Переезда j – го типоразмера станка, T_{5j}, c	
			$2 Gh_{\Gamma}/k_{\Gamma}N_2$	$\frac{H + k_{Wj}W_j}{\varepsilon K_{Dj}\omega_j \cdot \cos\alpha} \sigma_j$	$20 \left(\frac{1,693}{\cos\alpha} - 1 \right)$	$125 \left(\frac{H + k_{Wj}W_j}{L_{\text{ш}} \cos\alpha} - 2 \right)$	$125 \left(\frac{H + k_{Wj}W_j}{L_{\text{ш}} \cos\alpha} - 1 \right)$	$4 Gh_{\Gamma}/k_{\Gamma}N_2$
$\sqrt{2}k_{\pi}W_j/k_xV_{xj}$								

t_{13} – время выдвигания верхней секции телескопической мачты из нижней посредством гидроцилиндров подачи, с, $t_{13} = t_2$;

t_{14} – время сборки (свинчивания) долота с наддолотным стабилизатором, с.

$$t_{14} = 3t_1.$$

Расчеты выражения (2.44) показывают что время приведения бурового станка (см. рис. 1.28) из транспортного в рабочее положение – T_0 с нераздвижной и телескопической конструкцией мачты **составляет** не более 160 и 180 с (2,7 – 3,0 минуты), соответственно.

С учетом вышеизложенного, зависимость длительности рабочего ла – T_{uslj} (графическая интерпретация уравнений (2.41) и (2.43)) бурового станка легкого – $Лн$, среднего – $Сн$ и тяжелого – $Тн$ типоразмера с нераздвижной мачтой

при обуивании 15-ти метрового уступа **многозаходным** способом и станка тяжелого типоразмера с телескопической мачтой (*Tm*) **однозаходным** способом от прочности буримой породы – σ_j при бурении наклонных и вертикальных скважин приведена на рисунке 2.5, а при обуивании станком тяжелого типоразмера с нераздвижной и телескопической мачтой многозаходным способом 30 / 55-ти метровых уступов эта зависимость (графическая интерпретация уравнений (2.41) и (2.42)) приведена на рисунке 2.6. При этом графическая интерпретация уравнений (2.41), (2.42) и (2.43) получена с использованием пакета прикладной программы **Math CAD** с автоматически воспроизводимым шагом квантования зависимостей от прочности буримой породы – σ_j равным $0,01\sigma_j$, что обеспечивает относительную ошибку не более 0,5 %.

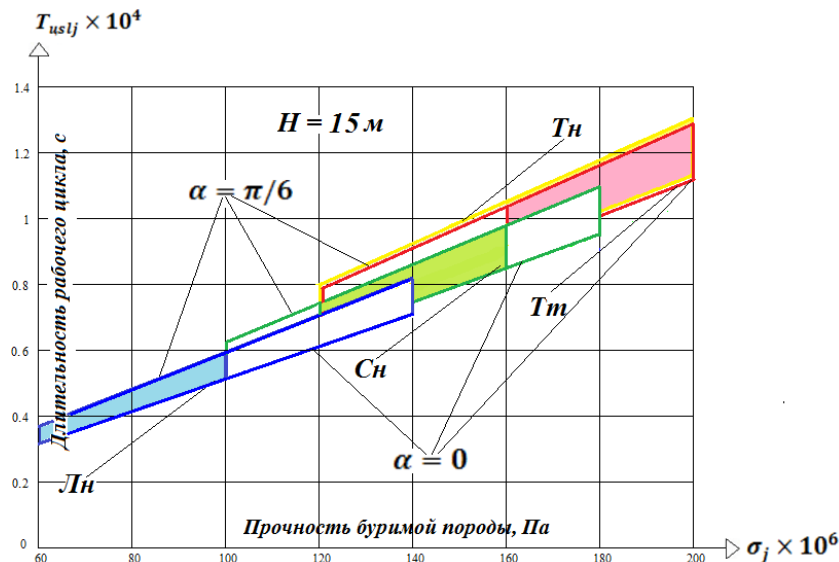


Рисунок 2.5 – Зависимость длительности рабочего цикла – T_{uslj} бурового станка легкого – L_n , среднего – C_n и тяжелого – T_n типоразмера с нераздвижной и тяжелого – T_m с телескопической конструкцией мачты от прочности буримой породы – σ_j при обуивании 15-ти метрового уступа вертикальными и наклонными скважинами

Анализ зависимостей приведенных на рисунках 2.5 и 2.6 свидетельствует, что:

- при обуивании H – метрового уступа станком j – го типоразмера, как с **нераздвижной**, так и с **телескопической** конструкцией мачты длительность рабочего цикла станка линейно возрастает с увеличением прочности буримой поро-

ды – σ_j ;

- при обуивании 15 – метрового уступа минимальную длительность рабочего цикла имеет станок легкого типоразмера при бурении вертикальных скважин, а максимальную станок тяжелого типоразмера при бурении наклонных скважин;
- при обуивании 30/55 – метровых уступов минимальную длительность рабочего цикла имеет станок тяжелого типоразмера с *нераздвижной* мачтой при бурении вертикальных скважин, а максимальную при бурении наклонных скважин;

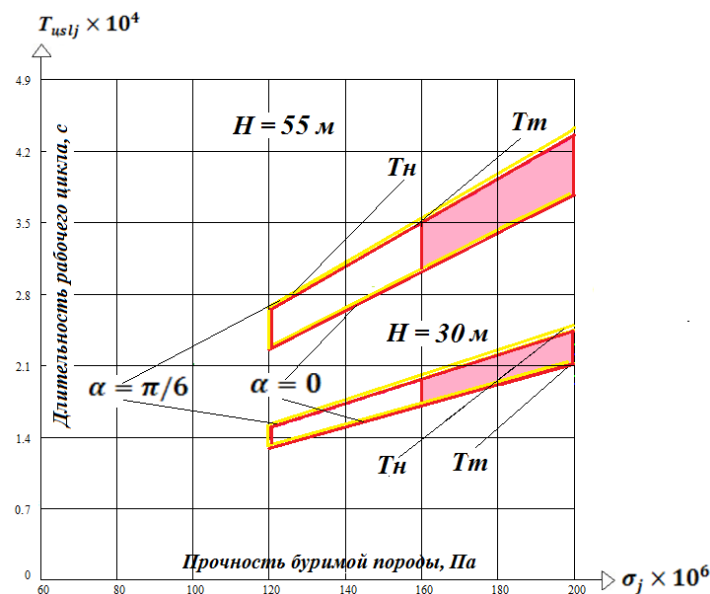


Рисунок 2.6 – Зависимость длительности рабочего цикла – T_{uslj} бурового станка тяжелого типоразмера с нераздвижной – T_n и с телескопической – T_m конструкцией мачты от прочности буримой породы – σ_j при обуивании 30 /55 -ти метрового уступа вертикальными и наклонными скважинами

- рабочий цикл у станка тяжелого типоразмера с *телескопической* конструкцией мачты (T_m), в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы $160 \cdot 10^6 \leq \sigma \leq 200 \cdot 10^6$, в среднем на 5,3 % меньше, чем у станка с *нераздвижной* конструкцией (T_n).

2.3 Математическая модель обуивания H – метрового уступа буровым станком j – го типоразмера с гидрообъемной силовой установкой

Следует отметить, что уравнение (2.8), хотя и учитывает технологические

параметры бурения скважины ($H, k_{wj}, W_j, \alpha, k_l$), прочность породы (σ_j), кинематические ($V_{бп}, V_{xj}, \omega_j$) и конструктивные параметры ($L_{ш}, D_j, \varepsilon$), не является полной математической моделью, поскольку не учитывает как параметры СУ бурового станка ($N_{\Sigma j}, K_{Dj}, \eta_{cy}$), так и мощности приводов механизмов (N_{ij}, k_{xx}) активированных в i – м режиме его работы.

Для учета силовых параметров приводов механизмов бурового станка рассмотрим режимы нагружения первичного электро / дизельного привода СУ в течение рабочего цикла.

Известно, что максимально нагруженным режимом работы первичного электрического или дизельного привода СУ карьерного бурового станка является режим *бурения*. В этом режиме ее *установленная* мощность – $N_{\Sigma j}$ для легкого, среднего и тяжелого типоразмера карьерного бурового станка затрачивается на работу:

➤ приводов подачи и вращения долота – $N_{пj} + N_{Bj} = N_{Bj} = \zeta_B N_{\Sigma j}, \text{Вт}; \quad (2.45)$

➤ привода компрессора для очистки скважины от буровой мелочи

$$N_{Kj} = \zeta_K N_{\Sigma j}, \text{Вт}; \quad (2.46)$$

➤ приводов вспомогательных механизмов – $N_{BMj} = N_{BMj} = \zeta_{BM} N_{\Sigma j}, \text{Вт}; \quad (2.47)$

➤ приводов системы кондиционирования рабочей жидкости (РЖ) СУ – $N_{KRЖj}$.

В свою очередь, в режиме эксплуатации карьерного бурового станка «*переезд станка от n – ой к $n + 1$ скважине*» (или «*смена места стояния с мачтой в транспортном положении*») основную мощность – $N_{\Sigma j}$ первичного привода его гидрообъемной СУ потребляют две бортовые передачи – $2N_{БПj}$, при этом дополнительными потребителями являются приводы:

- компрессора, работающего на холостом ходу – $N_{KXX} = k_{XX} \zeta_K N_{\Sigma j}; \quad (2.48)$

- системы кондиционирования РЖ – $N_{KRЖj};$

-вспомогательных механизмов и электро-гидроаппаратуры управления и защиты

$$N_{BMj} = \zeta_{BM} N_{\Sigma j}, \text{Вт}, \quad (2.49)$$

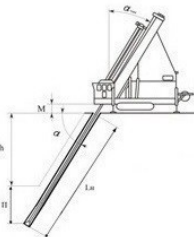
здесь $\zeta_K, \zeta_B, \zeta_{BM}$ – безразмерные коэффициенты характеризующие отношение установленной мощности i – го механизма к установленной

мощности первичного двигателя. В соответствии с ранее полученными нами зависимостями (2.1) и (2.7) для всех типоразмеров бурового станка имеют значения $\zeta_K = 0,513$; $\zeta_B = 0,182$; $\zeta_{BM} = 0,028$.

k_{XX} — коэффициент загрузки привода компрессора по мощности в режиме холостого хода, равный $k_{XX} = 0,1$ [55].

Для уяснения взаимодействия приводов основных механизмов бурового станка в течение его рабочего цикла выполним систематизацию длительностей активации приводов его основных механизмов при *однoзахoдном* и *мнoгoзахoдном* бурении взрывной скважины. Структура цикла и активация приводов основных механизмов бурового станка при *однoзахoдном* и *мнoгoзахoдном* бурении взрывной скважины приведена в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Параметры H - метрового уступа	Мощность привода	Управление параметрами в i - ом режиме эксплуатации станка	Активация привода	i - й режим эксплуатации карьерного бурового станка																																																																																																																						
				Подъем / опускание мачты	Горизонтирование	Бурение	Приведение става в исходное положение		Снятие станка с аутригеров	Смена места стояния																																																																																																																
							Разборка	Сборка		Переезд от "n" к (n + 1) скважине	Переезд с мачтой в транспортном положении																																																																																																															
	N_{BMj}	Скоростью горизонтирования	Есть Нет									$N_{Бj}$	Скоростью вращения долота	Есть Нет									Скоростью подачи долота	Есть Нет									$2N_{БПj}$	Скоростью хода станка	Есть Нет									N_{BMj}	Вспомогательными механизмами	Есть Нет									$N_{КРЖj}$	Работой системы кондиционирования РЖ	Есть Нет									$N_{Kj}/N_{КХХ}$	Работой компрессора	Есть Нет									N_{BMj}	Скоростью подъема/опускания мачты	Есть Нет									Конструкция мачты		Способ проходки скважины		Длительность активации привода типоразмера станка								Нераздвижная		Многозаходный		T_0	T_1	T_3	T_{4mj}		T_2	T_5		Телескопическая		$T_{4mт}$		Однозаходный				$T_{4отт}$		
	N_{BMj}	Скоростью горизонтирования	Есть Нет																																																																																																																							
	$N_{Бj}$	Скоростью вращения долота	Есть Нет																																																																																																																							
		Скоростью подачи долота	Есть Нет																																																																																																																							
	$2N_{БПj}$	Скоростью хода станка	Есть Нет																																																																																																																							
	N_{BMj}	Вспомогательными механизмами	Есть Нет																																																																																																																							
	$N_{КРЖj}$	Работой системы кондиционирования РЖ	Есть Нет																																																																																																																							
	$N_{Kj}/N_{КХХ}$	Работой компрессора	Есть Нет																																																																																																																							
	N_{BMj}	Скоростью подъема/опускания мачты	Есть Нет																																																																																																																							
	Конструкция мачты		Способ проходки скважины		Длительность активации привода типоразмера станка																																																																																																																					
Нераздвижная		Многозаходный		T_0	T_1	T_3	T_{4mj}		T_2	T_5																																																																																																																
Телескопическая							$T_{4mт}$																																																																																																																			
		Однозаходный				$T_{4отт}$																																																																																																																				

В таблице 2.3 индексы $m, o, n, t, т$ и j обозначают: « m » — многозаходное бурение скважины; « o » — однозаходное бурение скважины; « n » — нераздвижную конструкцию мачты; « t » — телескопическую конструкцию мачты; « $т$ » — тяжелый

типоразмер станка; « j » – типоразмер бурового станка, соответственно.

Анализ взаимодействия основных механизмов бурового станка в течение его рабочего цикла (результаты таблицы 2.3) при *однозаходном* и *многозаходном* бурении взрывной скважины показывает, что установленная мощность первичного электрического (или дизельного) двигателя – $N_{\Sigma j}$ гидрообъемной СУ в основном может быть затрачена либо на бурение скважины, либо на ход бурового станка. Поскольку, уровень потребления мощности приводами механизмов карьерного бурового станка, в каждом не совмещенном режиме его эксплуатации, таких как: - «подъем/опускание мачты»; - «приведение става в исходное положение» (сборка/разборка става); - «горизонтирование»; - «снятие с аутригеров», не превышает установленной мощности первичного двигателя – $N_{\Sigma j}$.

На основе выше изложенного, с учетом выражений (2.45), (2.46) и (2.47) при эксплуатации бурового станка в режиме *бурения* можно записать мощность привода СУ в виде:

$$N_{Bj} = (\zeta_B + \zeta_K + \zeta_{BM})N_{\Sigma j}, \text{ Вт.} \quad (2.50)$$

В свою очередь, мощность привода СУ при эксплуатации бурового станка в режиме «*переезд станка от n – ой к $n + 1$ скважине*» (или «*смена места стояния с мачтой в транспортном положении*») с учетом выражений (2.48) и (2.49) запишется как:

$$2N_{БПj} = (1 + \zeta_{BM} - k_{ХХ}\zeta_K)N_{\Sigma j}, \text{ Вт.} \quad (2.51)$$

Мощность привода СУ при эксплуатации бурового станка в режиме *сборки / разборки бурового става* при многозаходном бурении H - метрового уступа $k_{\text{ш}}$ – заходами для станков с *нераздвижной* и *телескопической конструкцией* мачты, с учетом выражений (2.48) и (2.49) составляет:

$$N_{C/Pj} = N_{\Sigma j}(\zeta_{BM} + k_{ХХ}\zeta_K), \text{ Вт.} \quad (2.52)$$

Далее, величину мощности системы кондиционирования РЖ силовой установки бурового станка – $N_{КРЖj}$, в соответствии с результатами, полученными в работе [57] представим в виде:

$$N_{КРЖj} = (N_{\Sigma j} - N_{Kj})(1 - \eta_{СУ}), \text{ Вт.} \quad (2.53)$$

здесь: $\eta_{\text{СУ}}$ – общий КПД гидрообъемной составляющей СУ бурового станка.

Выражение (2.53) с учетом выражения (2.46) принимает вид:

$$N_{\text{КРЖ}j} = N_{\Sigma j}(1 - \zeta_{\text{К}})(1 - \eta_{\text{СУ}}), \text{ Вт.} \quad (2.54)$$

В свою очередь, средневзвешенную загрузку СУ бурового станка j – го типоразмера по мощности – $\tilde{N}_{\Sigma slj}$, в течение рабочего цикла обурирования H – метрового уступа можно представить в виде суммы произведений относительной длительности активации приводов – $T_{ij}/T_{\text{ц}j}$ на сумму их мощностей в i – ом режиме эксплуатации СУ:

$$\tilde{N}_{\Sigma slj} = \sum_1^{ij} \prod_1^{ij} \frac{T_{ij}}{T_{\text{ц}j}} N_{ij}, \text{ Вт.} \quad (2.55)$$

Зависимости (2.45), (2.46), (2.47), (2.48), (2.49), (2.50), (2.51), (2.52) и (2.54) для аналитического определения мощностей приводов – N_{ij} основных механизмов бурового станка, входящие в уравнение (2.55) для каждого режима его эксплуатации приведены в таблице 2.4.

Таблица 2.4

Мощность привода в i – ом режиме эксплуатации станка, N_{ij}							
Горизонтирования	Вращения и подачи долота, $N_{Бj}$, Вт	Вспомогательных механизмов, $N_{\text{ВМ}j}$, Вт	Системы кондиционирования рабочей жидкости (РЖ), $N_{\text{КРЖ}j}$, Вт	Компрессора		Сборки / разборки бурового става $N_{\text{С/Р}j}$, Вт	Бортовых передач, $2N_{\text{БП}j}$, Вт
				в режиме бурения, $N_{\text{К}j}$, Вт	в режиме холостого хода, $N_{\text{КХХ}}$, Вт		
$\zeta_{\text{ВМ}} N_{\Sigma j}$	$(\zeta_{\text{Б}} + \zeta_{\text{К}} + \zeta_{\text{ВМ}}) N_{\Sigma j}$	$\zeta_{\text{ВМ}} N_{\Sigma j}$	$N_{\Sigma j}(1 - \zeta_{\text{К}})(1 - \eta_{\text{СУ}})$	$\zeta_{\text{К}} N_{\Sigma j}$	$k_{\text{ХХ}} \zeta_{\text{К}} N_{\Sigma j}$	$N_{\Sigma j}(\zeta_{\text{ВМ}} + k_{\text{ХХ}} \zeta_{\text{К}})$	$N_{\Sigma j}(1 + \zeta_{\text{ВМ}} - k_{\text{ХХ}} \zeta_{\text{К}})$

Выполняя процедуру (2.55) в соответствии с таблицей 2.3, имеем:

$$\tilde{N}_{\Sigma slj} = \frac{1}{T_{\text{ц}j}} \left[(T_1 + T_2)(N_{\text{BM}j} + N_{\text{KXX}j} + N_{\text{KРЖ}j}) + T_3(N_{\text{Б}j} + N_{\text{KРЖ}j}) + \right. \\ \left. + T_4j(N_{\text{C/P}j} + N_{\text{KРЖ}j}) + T_5(2N_{\text{БП}j} + N_{\text{KРЖ}j}) \right], \text{Вт.} \quad (2.56)$$

Далее, с учетом, ранее полученных результатов (2.10), (2.11), (2.31), (2.37), (2.38), (2.39), (2.40), (2.45), (2.46), (2.47), (2.48), (2.49), (2.51), (2.52) и (2.54) и того, что $k_r = 0,1$, $V_{\text{бн}} = 0,5$ м/с, $\varepsilon = 0,046$, $k_l = 1,45$, $k_x = 0,85$, $\zeta_K = 0,513$, $\zeta_B = 0,182$ и $\zeta_{\text{BM}} = 0,028$, после соответствующих алгебраических преобразований, выражение для средневзвешенной мощности (2.56) примет вид:

$$\tilde{N}_{\Sigma slj} = \frac{N_{\Sigma j}}{T_{\text{ц}slj}} \left[58,44 \cdot h_{rj}(1,162 - \eta_{\text{CY}}) + 10,586 \frac{H+k_{Wj}W_j}{K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j(2,484 - \eta_{\text{CY}}) + \right. \\ \left. + 0,487T_{4slj}(1,162 - \eta_{\text{CY}}) + 1,173 \frac{W_j}{V_{xj}}(3 - \eta_{\text{CY}}) \right], \text{Вт.} \quad (2.57)$$

Для установления взаимосвязи энергоемкости обурирования H – метрового уступа с кинематическими, конструктивными и силовыми параметрами приводов СУ бурового станка в течение его рабочего цикла нами предлагается **математическая модель** взаимодействия рабочих органов основных механизмов бурового станка j – го типоразмера с забоем в виде его удельной производительности – $\Pi_{ysl j}$, представляющей собой отношение высоты уступа к произведению средневзвешенной мощности – $\tilde{N}_{\Sigma slj}$ на длительность его рабочего цикла – T_{slj} :

$$\Pi_{ysl j} = \frac{H}{\tilde{N}_{\Sigma slj} T_{ysl j}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}}. \quad (2.58)$$

2.3.1 Сравнительный анализ результатов моделирования работы бурового станка при обурировании H – метрового уступа с заданной прочностью породы станком j –го типоразмера с гидрообъемной силовой установкой при однозаходном и многозаходном бурении скважины

Далее выражение (2.58) с учетом результатов (2.57), (2.37), (2.38) и (2.39) запишется как:

➤ **при работе бурового станка j – ого типоразмера с нераздвижной конструкцией мачты** в течение его элементарного цикла обурирования H – метрового ус-

тупа *многозаходным* способом

$$\left\{ \begin{aligned} P_{Y_{MHj}} &= \frac{H}{\left[58,44 \cdot h_{ej}(1,162 - \eta_{CY}) + 10,586 \frac{H+k_{Wj}W_j}{K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j(2,484 - \eta_{CY}) + \right.} N_{\Sigma j}^{-1}, \frac{\text{пог.м/с}}{\text{Вт}}; \\ &\quad \left. + 0,487 T_{4_{MHj}}(1,162 - \eta_{CY}) + 1,173 \frac{W_j}{V_{xj}}(3 - \eta_{CY}) \right]} \\ T_{4_{MHj}} &= 125 \left(\frac{H+k_{Wj}W_j}{L_{\text{ш}} \cos \alpha} - 1 \right), \text{с}, \end{aligned} \right. \quad (2.59)$$

➤ *при работе бурового станка тяжелого типоразмера с телескопической конструкцией мачты* в течение его элементарного цикла обурирования H – метрового уступа *многозаходным* способом с учетом полученных нами ранее результатов

$$\left\{ \begin{aligned} P_{Y_{MTT}} &= \frac{H}{\left[58,44 \cdot h_{ej}(1,162 - \eta_{CY}) + 10,586 \frac{H+k_{Wj}W_j}{K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j(2,484 - \eta_{CY}) + \right.} N_{\Sigma j}^{-1}, \frac{\text{пог.м/с}}{\text{Вт}}; \\ &\quad \left. + 0,487 T_{4_{MTT}}(1,162 - \eta_{CY}) + 1,173 \frac{W_j}{V_{xj}}(3 - \eta_{CY}) \right]} \\ T_{4_{MTT}} &= 125 \left(\frac{H+k_{Wj}W_j}{L_{\text{ш}} \cos \alpha} - 2 \right), \text{с}, \end{aligned} \right. \quad (2.60)$$

➤ *при работе бурового станка тяжелого типоразмера с телескопической конструкцией мачты* в течение его элементарного цикла обурирования *15-ти* метрового уступа *однозаходным* способом

$$\left\{ \begin{aligned} P_{Y_{OTT}} &= \frac{H}{\left[58,44 \cdot h_{ej}(1,162 - \eta_{CY}) + 10,586 \frac{H+k_{Wj}W_j}{K_{Dj}\omega_j \cos \alpha} \sigma_j(2,484 - \eta_{CY}) + \right.} N_{\Sigma}^{-1}, \frac{\text{пог.м/с}}{\text{Вт}}; \\ &\quad \left. + 0,487 T_{4_{OTT}}(1,162 - \eta_{CY}) + 1,173 \frac{W_j}{V_{xj}}(3 - \eta_{CY}) \right]} \\ T_{4_{OTT}} &= 20 \left(\frac{1,693}{\cos \alpha} - 1 \right), \text{с}. \end{aligned} \right. \quad (2.61)$$

Далее, промоделируем системы уравнений (2.59), (2.60) и (2.61) в функции величины прочности буримой породы – σ_j в диапазонах изменения угла наклона скважины $0 \leq \alpha \leq \pi/6$ и КПД силовой установки бурового станка $0,55 \leq \eta_{CY} \leq 0,95$ при следующих заданных параметрах:

- высоте уступа – $H = 15; 30; 55$ м;
- размерном коэффициенте пропорциональности отношения P_j/D_j , равном $K_{Dj} = 1,0 \cdot 10^6$ Н/м; $1,12 \cdot 10^6$ Н/м; $1,286 \cdot 10^6$ Н/м; величине коэффициента для j – го типоразмера станка – $k_{Wj} = 0,136; 0,128; 0,121$;
- линии наименьшего сопротивления по подошве уступа – $W_j = 10,7$ м; $12,5$ м; $16,0$ м;

- скорости вращения долота j – го типоразмера станка – $\omega_j = 7,284$, рад/с; 6,28 рад/с; 5,212 рад/с;
- паспортной скорости передвижения станка для легкого $V_x = 0,555$ м/с, среднего $V_x = 0,416$ м/с и тяжелого типоразмера $V_x = 0,277$ м/с;
- установленной мощности первичного электрического (или дизельного) двигателя $N_{\Sigma Л} = 399,506 \cdot 10^3$ Вт; $N_{\Sigma С} = 575,264 \cdot 10^3$ Вт; $N_{\Sigma Т} = 702,658 \cdot 10^3$ Вт [51];
- предпочтительных диапазонах прочности буримой породы для легкого $60 \cdot 10^6 \leq \sigma_L \leq 100 \cdot 10^6$; среднего $120 \cdot 10^6 \leq \sigma_C \leq 160 \cdot 10^6$; и тяжелого $160 \cdot 10^6 \leq \sigma_T \leq 200 \cdot 10^6$ типоразмера станка.

Результаты моделирования систем уравнений (2.59), (2.60) и (2.61) при обу-
ривании 15-ти, 30-ти и 55-ти метровых уступов буровым станком легкого, средне-
го и тяжелого типоразмера **многозаходным** и станком тяжелого типоразмера **од-
нозаходным** бурением выполнены с использованием пакета прикладной про-
граммы *Math CAD* и приведены на рисунках 2.7 и 2.8, соответственно.

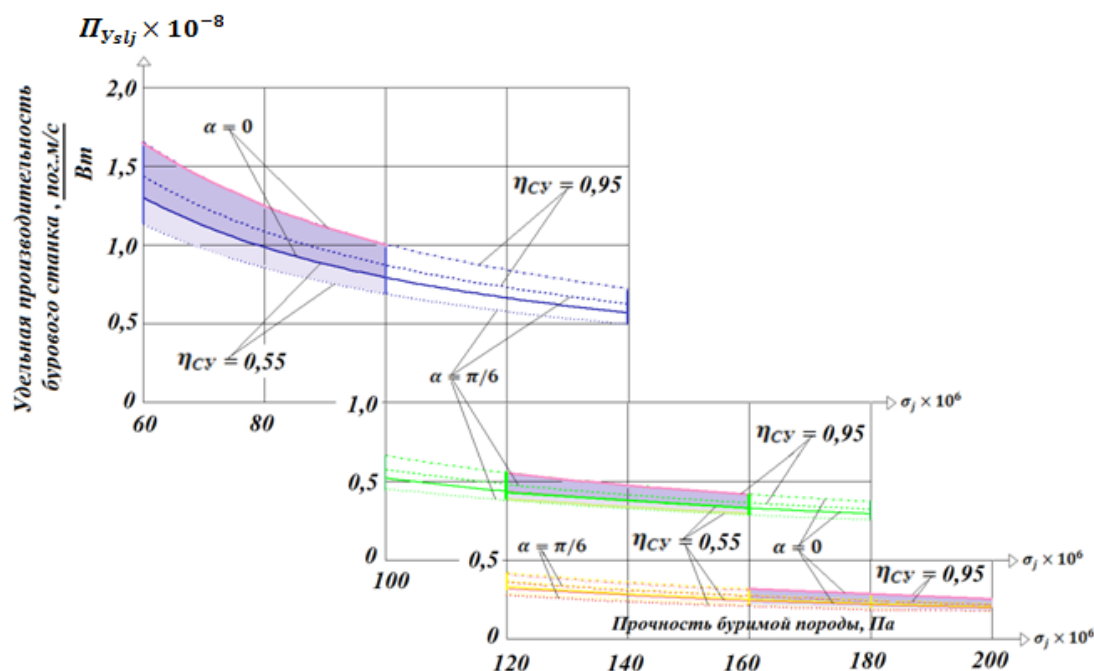


Рисунок 2.7 – Зависимость удельной производительности бурового станка j – го типоразмера с нераздвижной мачтой при обу- ривании 15-ти метрового уступа многозаходным бурением и станка тяжелого типоразмера с телескопической мачтой при обу- ривании 15-ти метрового уступа однозаходным бурением от прочности бури- мой породы – σ в диапазоне изменения КПД гидрообъемной СУО, $0,55 \leq \eta_{\text{СУ}} \leq 0,95$

Анализ результатов моделирования приведенных на рисунках 2.7 и 2.8 свидетельствует, что:

- при обурировании H – метрового уступа удельная производительность бурения одной скважины в диапазоне угла – α (рад) наклона скважины от 0 до $\pi/6$ для всех типоразмеров бурового станка нелинейно убывает с увеличением прочности буримой породы;

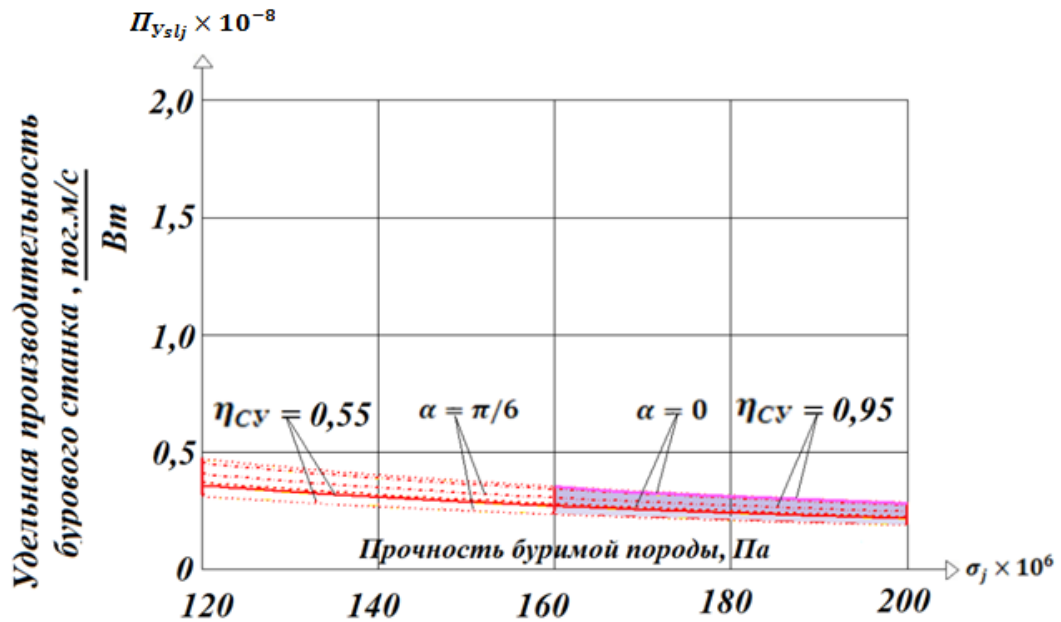


Рисунок 2.8– Зависимость удельной производительности бурового станка тяжелого типоразмера с нераздвижной и телескопической мачтой при обурировании 30/55-ти метровых уступов многозаходным бурением от прочности буримой породы – σ в диапазоне изменения КПД гидрообъемной СУ $0,55 \leq \eta_{cy} \leq 0,95$

- при *однозаходном* бурении 15 – ти метрового уступа и *многозаходном* бурении 30/55 – метрового уступа уровень удельной производительности бурения одной скважины у станка тяжелого типоразмера с *телескопической* конструкцией мачты (Tm), в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы $160 \cdot 10^6 \leq \sigma \leq 200 \cdot 10^6$, в среднем на 0,3 % меньше, чем у станка с *нераздвижной* конструкцией (Tn).
- наибольший темп убывания удельной производительности бурения скважины имеет место при бурении станком легкого типоразмера в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы $60 \cdot 10^6 \leq \sigma \leq 100 \cdot 10^6$ Па;

- наименьший темп убывания удельной производительности бурения скважины имеет место при бурении станком тяжелого типоразмера в предпочтительном диапазоне прочности буримой породы $160 \cdot 10^6 \leq \sigma \leq 200 \cdot 10^6$ Па;
- максимальная удельная производительность достигается у всех типоразмеров станков с нераздвижной и с телескопической мачтой, как при **многозаходном**, так и при **однозаходном** бурении 15/30/55 – метровых уступов только при величине КПД гидрообъемной СУ $\eta_{СУ} = 0,95$.

Сопоставительный анализ удельной производительности каждого типоразмера бурового станка, в зависимости от вариации величины КПД гидрообъемной СУ, (см. рис 2.7 и 2.8) показал, что при обурировании 15/30 и 55 – ти метровых уступов, превышение максимальной над минимальной производительностью составляет от 23,8 % до 28,3 % у всех типоразмеров станка. Что актуализирует изыскание новых технических решений трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка с высоким уровнем КПД.

2.4 Синтез параметров механических статических характеристик приводов вращения долота и хода карьерного бурового станка j – го типоразмера

На основе данных приведенных в таблице 2.1 с учетом полученных профессором Р. Ю. Подэрни в работах [2, 17, 50] результатов нами определены основные кинематические и силовые параметры для карьерного бурового станка легкого, среднего и тяжелого типоразмера представленные в таблице 2.5.

Анализ значений относительных скоростей вращения долота при бурении (четвертая строка таблицы 2.5) показал, что с достаточной степенью точности величину параметра статической механической характеристики привода вращения долота – m можно принять равной $m = 0,5$ для станка каждого типоразмера.

Далее установим диапазоны регулирования скорости и крутящего момента приводов вращения долота и бортовых передач карьерного бурового станка для каждого типоразмера.

Как правило, фирмы-изготовители буровых станков устанавливают **максимальную скорость** вращателя станка конкретного типоразмера, **равной двойной скорости вращения долота минимального диаметра** при симметричном реверсе:

$$\omega_{D \max(\min) j} = \pm 2\omega_{D(D_{\min j})}, \text{ рад/с.} \quad (2.63)$$

Таблица 2.5

Типоразмер бурового станка / пред- почтительный диапазон прочности бу- римой породы	Легкий $60 \leq \sigma \leq 100$						
			Средний $120 \leq \sigma \leq 160$				
					Тяжелый $160 \leq \sigma \leq 200$		
Диаметр до- лота D ,мм	160	200	214	229	250	270	320
Скорость вращения до- лота ω_D , рад/с	8,325	7,793	7,284	6,806	6,28	5,752	5,212
Относитель- ная скорость вращения до- лота $\frac{\omega_D(D_{\max j})}{2\omega_D(D_{\min j})}$	0,500	0,468	0,437				
			0,500	0,467	0,431		
					0,500	0,457	0,414
Осевое усилие $P_{oc\max}$, кН *	135	200	228	250	280	325	400
Прочность породы $\sigma_{\max}$, МПа	114	142	152	157	160	172	184
Паспортная скорость пе- редвижения станка V_x , м/с	0,555						
			0,416				
					0,277		
Относитель- ная скорость передвижения станка $V_{xi} / 2V_{xi}$	0,5						

* В таблице 2.5 максимальное осевое усилие на долоте определено из соотноше-

ния:

$$\frac{P_{oc \max i}}{P_{oc \max(i+1)}} = \frac{K_i}{K_{(i+1)}} \frac{\sigma_{\max i}}{\sigma_{\max(i+1)}} \frac{D_i}{D_{(i+1)}}, \quad (2.62)$$

где: K – безразмерный коэффициент пропорциональности, равный $K = 6 \dots 8$ [2],
причем большее значение для долот большего диаметра.

Что касается скорости передвижения станка, то следует отметить, что станки всех типоразмеров отечественного и зарубежного производства имеют симметричный реверс скорости хода:

$$V_{x \max(\min)j} = \pm 2 V_{xj}, \text{ м/с.} \quad (2.64)$$

Спектры относительной скорости вращения долота $\omega_{Dj} (D_{\max j}) / 2\omega_{D(D_{\min j})}$ для каждого типоразмера карьерного бурового станка приведены в четвертой строке, а относительная скорость передвижения станка $V_{xj} / 2V_{xj}$ в восьмой строке таблицы 2.5

В карьерных буровых станках отечественного и зарубежного производства как с гидрообъемным, так и с приводом постоянного тока приводы вращателя и ходового механизма, как правило, реализуют транспортную статическую механическую характеристику с участком работы привода с постоянной мощностью.

Типовая рациональная статическая механическая характеристика привода вращателя (хода) карьерного бурового станка каждого типоразмера при параметре асимметрии реверса равном $R = 1,0$ с учетом результатов таблицы 2.5 приведена на рисунке 2.9.

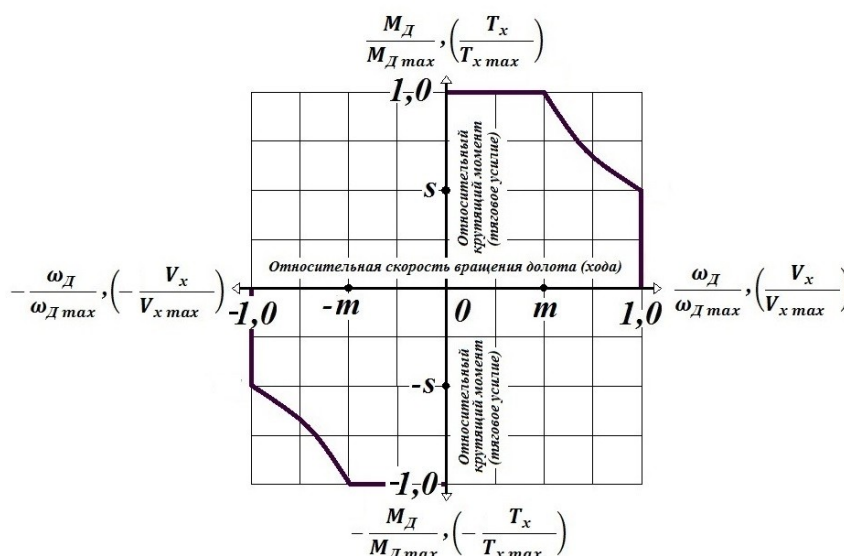


Рисунок 2.9 – Статическая механическая характеристика привода вращателя (хода) карьерного бурового станка каждого типоразмера при параметре асимметрии реверса равном $R = 1,0$

Значения параметров статической механической характеристики привода

вращателя (ходового механизма) карьерного бурового станка при их симметричном реверсе приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6

Параметр механической статической характеристики привода	При симметричном диапазоне регулирования скорости (рис. 2.9)
R	1,0
m	$\omega_{Дj(D_{maxj})}/2\omega_{Д(D_{minj})} = V_{xj}/2V_{xj} = 0,5$
s	$M_{Дj min}/M_{Дj max} = \omega_{Дj(D_{maxj})}/2\omega_{Д(D_{minj})} = V_{xj}/2V_{xj}$

В таблице 2.6: R –параметр асимметричности диапазона регулирования относительной скорости при реверсе, $-1,0 < R = \omega_{Дj min}/\omega_{Дj max} \leq 0$;

m –абсцисса статической механической характеристики привода (относительных скоростей вращения долота при бурении / хода) на участках характеристики привода, $\pm M_{Дj}/M_{Дj max} = \pm T_x/T_{x max} = 1,0$;

s –ордината статической механической характеристики привода (относительного крутящего момента при бурении / тягового усилия) на участках характеристики привода, $\pm \omega_{Дj}/\omega_{Дj max} = V_{xj}/V_{x maxj} = 1,0$.

Выводы по главе

- 1. Сформулированы требования** к перспективным конструкциям одно- и многопоточных гидрообъемных силовых установок карьерных буровых станков.
- 2. Разработана структура взаимодействия приводов** механизмов карьерного бурового станка с многорежимной гидрообъемной трансмиссией силовой установки (см. рис. 1.20) и **установлена последовательность активации** приводов систем станка в течение его рабочего цикла при **однозаходном** и **многоза-**

ходном бурении скважины.

3. Разработан алгоритм определения максимальной мощности привода — $N_{П\max j}$ карьерного бурового станка j – го типоразмера в режиме бурения.
4. Получена аналитическая зависимость глубины бурения скважины (минимального числа штанг) буровым станком легкого, среднего, тяжелого типоразмеров с мачтой нераздвижного исполнения и станка тяжелого типоразмера с телескопической мачтой от угла ее наклона при обуивании 15/30 и 55-ти метровых уступов и установлено, что:
 - с увеличением угла наклона буримой скважины (α) глубина бурения ($kL_{ш}$) нелинейно возрастает;
 - обуивание наклонными скважинами ($\alpha \leq \pi/6$) 15-ти метрового уступа может быть выполнено:
 - *многозаходным бурением* станками каждого типоразмера с *нераздвижной мачтой* двумя 10-ти метровыми штангами;
 - *однозаходным бурением* только станком *тяжелого типоразмера* с *телескопическим* исполнением мачты с *одной* 10-ти метровой штангой;
 - обуивание наклонными скважинами ($\alpha \leq \pi/6$) 30 / 55-ти метрового уступа может быть выполнено:
 - *многозаходным бурением* только станком *тяжелого типоразмера*, как с *нераздвижной* мачтой, так и с *телескопической* *четырьмя / семью и тремя / шестью* 10-ти метровыми штангами, соответственно.
5. Получена зависимость суммарной длительности — $T_{цмнj}$ рабочего цикла от технологических параметров бурения скважины ($H, k_{Wj}, W_j, \alpha, k_d$), прочности породы (σ_j), кинематических ($V_{бн}, V_{xj}, \omega_j$) и конструктивных параметров ($L_{ш}, D_j, \varepsilon$) станка с *нераздвижной* и *телескопической* конструкцией мачты при обуивании им 15/30 и 55-ти метрового уступа *многозаходным* и *однозаходным* способом.
6. Установлено, что суммарная длительность — $T_{цмнj}$ рабочего цикла бурового станка не может являться полной математической моделью, поскольку не учи-

тывает, как параметры силовой установки бурового станка ($N_{\Sigma j}, K_{Dj}, \eta_{cy}$), так и мощность приводов механизмов (N_{ij}, k_{xx}), активированных в i – м режиме работы станка.

7. Разработана **математическая модель** взаимодействия рабочих органов основных механизмов бурового станка j – го типоразмера с забоем в виде его удельной производительности – $\Pi_{ysl j}$ (пог.м/Вт · с), равной отношению высоты уступа – H к произведению средневзвешенной мощности – $\tilde{N}_{\Sigma sl j}$ на длительность его рабочего цикла – $T_{sl j}$.

8. Установлено, что:

- при обурировании H – метрового уступа удельная производительность бурения одной скважины в диапазоне угла – α (рад) наклона скважины от 0 до $\pi/6$ для всех типоразмеров бурового станка нелинейно убывает с увеличением прочности буримой породы;

- максимальная удельная производительность достигается у всех типоразмеров станков с нераздвижной и с телескопической мачтой, как при **многозаходном**, так и при **однозаходном** бурении 15/30/55 – метровых уступов только при величине КПД гидрообъемной силовой установки $\eta_{cy} = 0,95$ и превышает минимальную в среднем на 23,8 ... 28,3 % при $\eta_{cy} = 0,55$, что вызывает необходимость разработки новых технических решений трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка с высоким уровнем КПД.

9. Установлен вид типовой рациональной статической механической характеристики привода вращателя и механизма хода карьерного бурового станка j – го типоразмера при его симметричном реверсе ($R = 1,0$) и определены значения ее основных параметров.

3. Кинематические и силовые параметры трансмиссий гидрообъемных приводов вращательного действия основных механизмов карьерного бурового станка

Функцию управления частотой вращения выходного звена привода в горных машинах выполняет электрическая или гидрообъемная составляющая и, реже, механическая передача. Редукция скорости выходного звена в этих приводах осуществляется механической или гидрообъемной передачами [23, 27, 28, 53]. В электро/гидромеханических системах привода обычно применяют нерегулируемые асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, функции регулирования частоты вращения выполняет гидропередача, редукция скорости выходного звена осуществляется гидравлической и механической передачами. В системах привода с гидрообъемной передачей, последние имеют также функции структурного элемента, обеспечивающего предохранение машины или механизма осуществляющего управление их динамическими и пусковыми характеристиками [53].

В индивидуальных приводах основных механизмов современных гидрофицированных карьерных буровых станков согласование кинематических и силовых параметров приводного электро/дизельного двигателя с одноименными параметрами исполнительного органа осуществляется последовательной редукцией скорости и мультипликацией момента в гидрообъемной и механической компонентах трансмиссии.

Известно, что из всех видов механических передач (механических компонент индивидуального привода) наименьшей материалоемкостью обладают планетарные передачи, отличающиеся малыми габаритами и весом [8, 9, 10, 11]. Это связано с использованием в планетарных передачах эффекта многопоточности и с применением внутреннего зацепления. Сегодня имеет место применение планетарных передач не только в транспортных машинах, но и в трансмиссиях горных машин [12].

Из обширного многообразия различных *типов* планетарных передач наиболее распространенными являются передачи, проектируемые на базе механизмов 2k-h и 3k с однорядными и двух рядными сателлитами. *Планетарные механиз-*

мы, в которых подвижны все три основных звена называются **дифференциалами** или дифференциальными передачами (см. рис. 3.1). Звенья, оси которых совпадают с основной осью и воспринимают внешние моменты, считаются **основными звеньями** (a – **центральное колесо**, b – **эпицикл** и h – **водило**) [6].

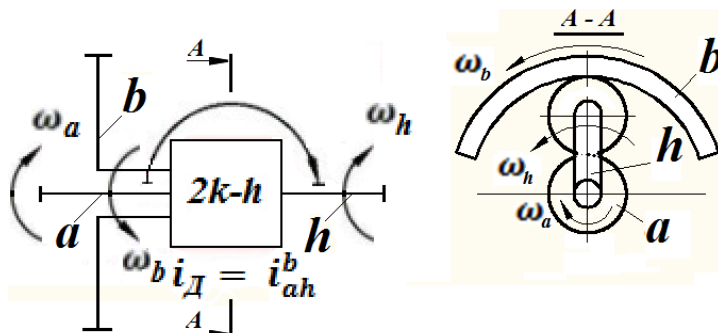


Рисунок 3.1 – Схема скоростей основных звеньев a, b, h дифференциала $2k - h$
Основное уравнение дифференциала (рис. 3.1) связывающее скорости вращения его звеньев – a, b, h имеет вид [13]:

$$\omega_a + (i_D - 1)\omega_b - i_D\omega_h = 0 \quad (3.1)$$

где i_D – максимальное передаточное **число** дифференциала от входного звена – a к выходному звену – h при заторможенном эпицикле – b равно:

$$|i_D| = |i_{ah}^b| > 1,0 \quad (3.2)$$

3.1 Кинематические и силовые параметры традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии привода вращения долота

Сегодня в многорежимной гидрообъемной силовой установке [16], выполненной по системе «единого вала» (см. рис. 3.2), мультипликация момента (редукция скорости) каждого исполнительного органа основных механизмов современного гидрофицированного карьерного бурового станка осуществляется реверсивными гидрообъемными передачами с регулирующими контурами (РК) «насос – мотор».

В известной СУ, схема которой приведена на рисунке 3.2 в зависимости от режима ее работы двигатели $M_{НП}$, $M_{БП}$ и $ГЦ$ приводятся в движение путем их

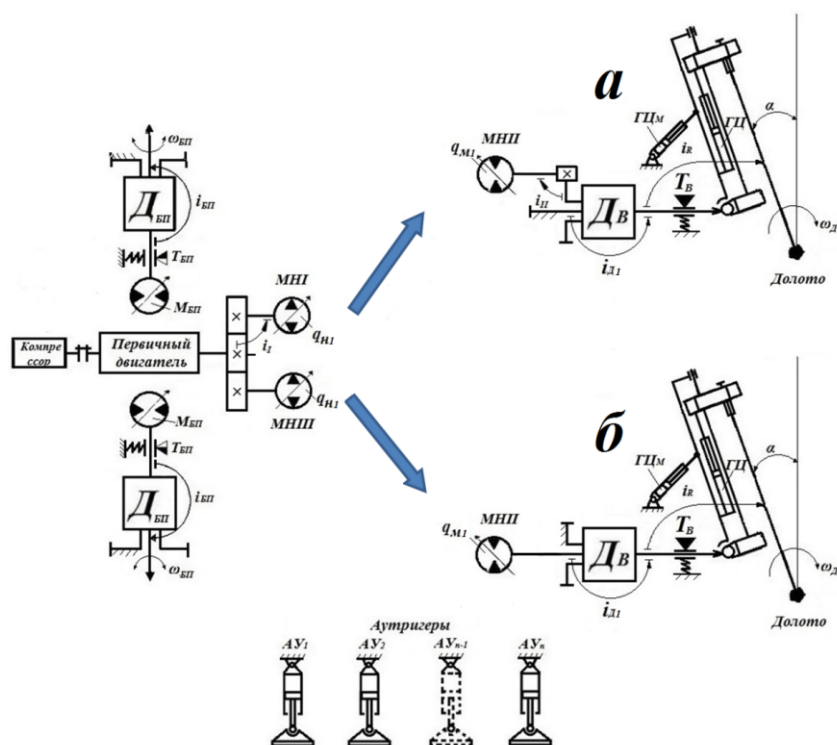


Рисунок 3.2 - Многорежимная гидрообъемная силовая установка с двухвальным первичным двигателем и с реверсивными гидрообъемными регулируемыми контурами «насосы – двигатели» с одним потоком передачи мощности от ПД к входным валам основных механизмов карьерного бурового станка

соответствующей коммутации в РК с насосами $MНI$ и $MНIII$, получающими вращение от двухвального ПД, к одному из 2-х выходных валов которого присоединен воздушный компрессор. Причем вариант *a* (рис. 3.2 *a*) этой схемы предусматривает вращение эпицикла дифференциала – $Д_В$ гидромотором $MНIII$ посредством зубчатой передачи с передаточным отношением $-i_{II}$ при заторможенном солнечном колесе, а вариант схемы *б* (рис. 3.2 *б*) обеспечивает вращение непосредственно солнечного колеса дифференциала – $Д_В$ гидромотором $MНIII$ при заторможенном эпицикле.

Рассмотрим подробно кинематические параметры насосов $MНI$ и $MНIII$ многорежимной гидрообъемной СУ, выполненной по системе «единого вала», конкурентные схемы которой приведены на рисунке 3.3.

В схеме, приведенной на рисунке 3.3 *a*, вращение от вала ПД посредством зубчатой передачи с передаточным отношением $-i_I$ получает звено дифференциала $2k-h - b_I$, а в схеме, приведенной на рисунке 3.3 *б*, вращение от вала ПД получает

непосредственно звено дифференциала — a_I .

Звено — b_I (см. рис. 3.3 *а*) или — a_I (см. рис. 3.3 *б*) дифференциала соединено посредством зубчатой передачи с валом — m_{II} насос/мотора M_{HII} с передаточным отношением — i_{II} . Когда тормоз — T_B — разомкнут, гидролинии насос/моторов M_{HI} и M_{HII} коммутируются одноименными гидролиниями в РК вращателя бурового станка. Когда тормоз — T_B — замкнут гидролинии насос/мотора M_{HI} могут коммутироваться в регулирующий контур механизмов бурового станка в режимах (быстрый подъем/спуск шпинделя, подъем/опускание мачты, горизонтирование, смена места стояния станка) несовмещенных с режимом бурения.

Насос/мотор M_{HIII} (см. рис. 3.3), вал которого — m_{III} посредством зубчатой передачи с передаточным отношением — i_I , получает вращение от вала ПД. Его гидролинии в режиме бурения коммутируются одноименными гидролиниями в РК системы подачи бурового станка, а в режиме хода в РК левой бортовой передачи. Одновременно в этом режиме гидролинии насос/мотора M_{HI} коммутируются в РК правой бортовой передачи станка. В режимах несовмещенных с режимами «бурение» и хода гидролинии насос/моторов M_{HI} и M_{HIII} коммутируются в регулирующие контуры систем подъема/опускания мачты и горизонтирования.

К конструктивным особенностям СУ бурового станка с трансмиссией привода вращения долота с **однорядным планетарным механизмом** на выходе (см. рис. 3.3) и гидрообъемным РК, получающей вращение от вала первичного электро / дизельного двигателя с постоянной скоростью ($\omega = const$) следует отнести:

- **максимальное передаточное отношение** планетарного ряда трансмиссии привода вращения долота равно:

$$i_{д1} = i_{aIhI}^{bI}. \quad (3.3)$$

- **максимальную скорость вращения** каждого вала — m_I (m_{III}) насосов M_{HI} и M_{HIII} составляющую: $\omega_{m_I(m_{III})max} = -k^* \omega, \text{ рад/с} \quad 1,0 < k^* < 1,0 \quad (3.4)$

где: k^* — коэффициент согласования максимальной паспортной скорости вращения вала — m_I (m_{III}) насоса со скоростью вращения ПД — ω . Так, скорость вра-

щения вала асинхронного ПД с учетом возможной скорости вращения воздушно-го компрессора может составить 157 рад/с (1500 об/мин) или 314 рад/с (3000 об/мин), а скорость вращения вала приводного ДВС от 230, 26 рад/с (2200 об/мин) до 293, 06 рад/с (2800 об/мин) при максимальной (паспортной) скорости вращения вала – m_I (m_{III}) насоса от 104, 6 рад/с (1000 об/мин) до 261, 6 рад/с (2500 об/мин).

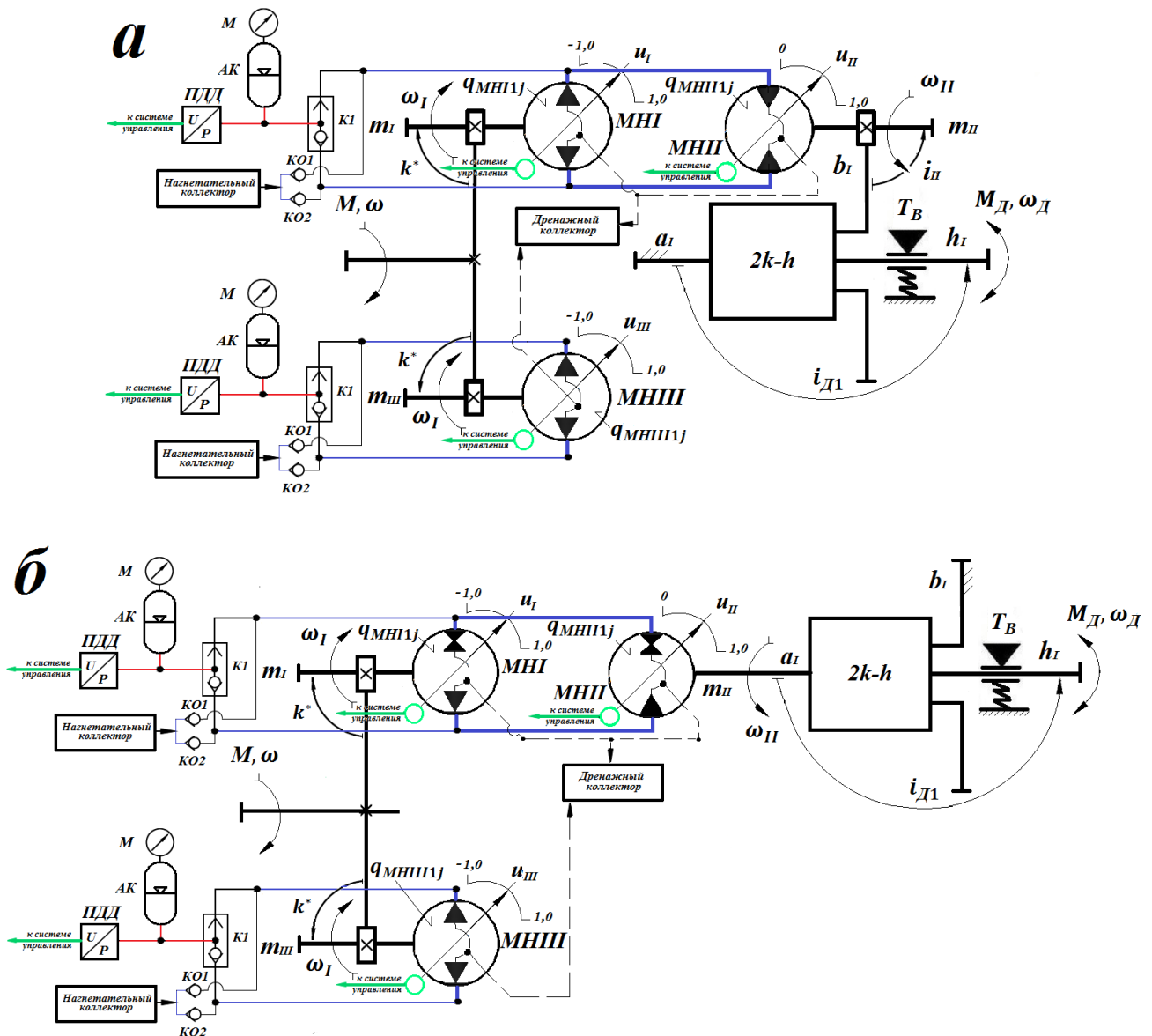


Рисунок 3.3 – Однопоточная многорежимная силовая установка карьерного бурового станка с однорядным планетарным механизмом и с реверсивным гидрообъемным регулирующим контуром «насос – мотор» при заторможенном: а – солнечном колесе - a_{II} ; б – эпицикле - b_{II} дифференциала 2k-h (приводной двигатель, компрессор и бортовые передачи на рисунке условно не показаны)

Следует отметить, что большее значение паспортной скорости вращения вала имеют насосы зарубежного производства ($1,0 < k^*$).

➤ **регулирующий контур** (см. рис. 3.3 а, б) с замкнутой циркуляцией рабочей жидкости (РЖ), который включает:

- нагнетательные коллекторы, каждый из которых посредством обратных клапанов *OK1* и *OK2* гидравлически подключен к линиям низкого давления гидромашин *MHI* и *MHII*, соответственно;
- дренажные коллекторы;
- потенциометрические датчики давления – *ПДД* и пневмогидравлические аккумуляторы – *AK*, каждый из которых посредством клапана *K1* гидравлически подключен к линиям высокого давления гидромашин *MHI* и *MHII*, соответственно;

➤ и **мехатронную систему** (см. рис. 3.4 в) позволяющую обеспечить:

- в режиме номинальной работы РК **оперативное последовательное регулирование** объемов рабочих камер насоса и мотора одним командоконтроллером КК;
- в режиме стопорения при срабатывании ПДД обеспечить за 0,16 секунды синхронный перевод наклонных шайб (регуляторов объемов рабочих камер) гидромашин *MHI* и *MHII* из положения «а» в положение «б» (см. рис. 3.4 а, б);

Следует отметить, что параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин *MHI* и *MHII* при работе привода вращения долота в режиме холостого хода ($\omega_d = 0$) имеют значения $u_I = 0, u_{II} = 1,0$, соответственно.

Обозначения элементов схемы рисунка 3.4 в:

- *ДПИМHI*, *ДПИМNHII* – датчик положения регуляторов объема рабочих камер гидромашин *MHI* и *MHII*, соответственно;
- *ПИМHI*, *ПИМNHII* – пропорционально-интегральные регуляторы, вырабатывающих сигналы управления объемами рабочих камер гидромашин *MHI* и *MHII*, - соответственно, в зависимости от алгебраической суммы сигналов (напряжений) заданных:

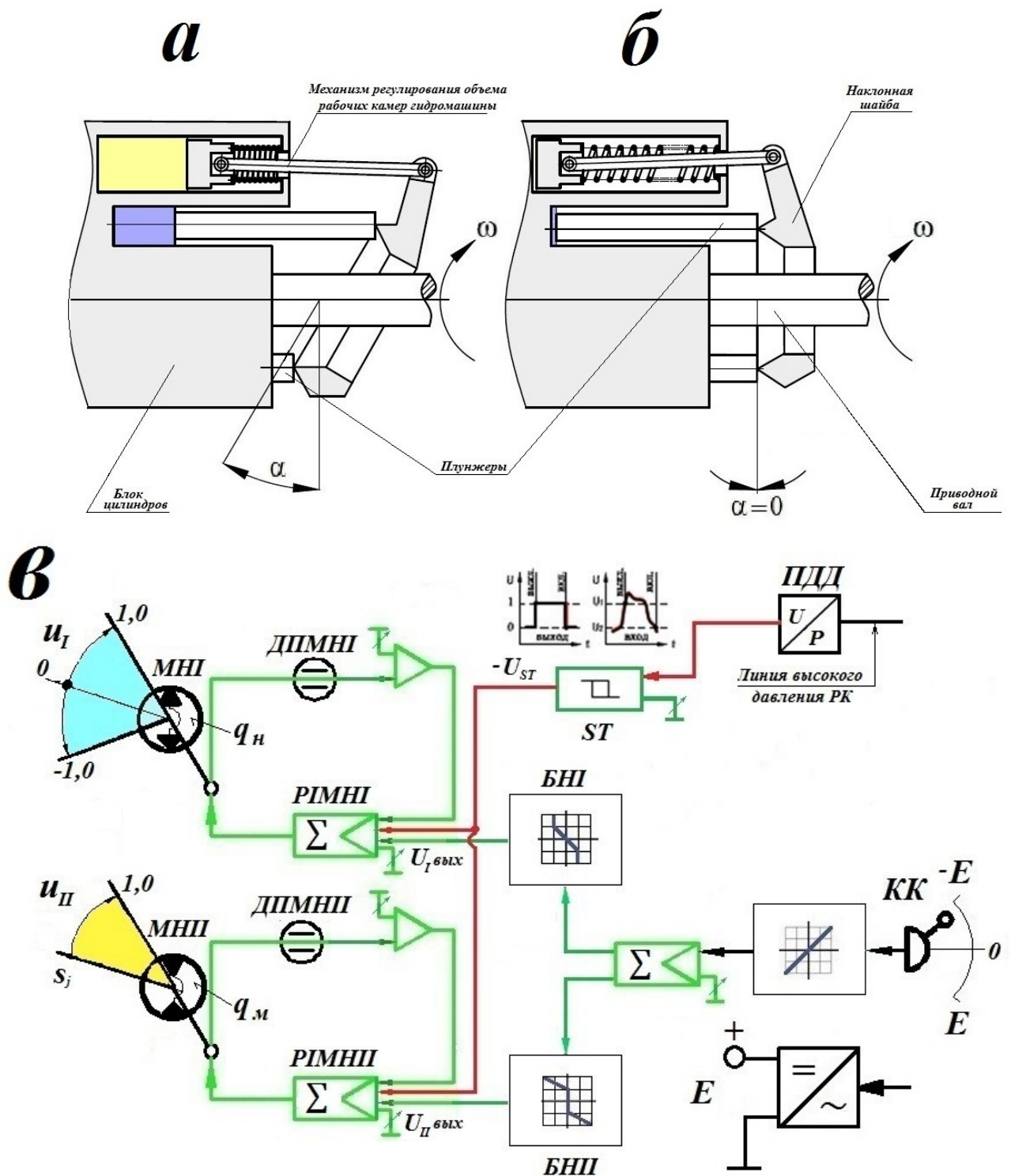


Рисунок 3.4 – Положение механизма регулирования объема рабочих камер гидромашин: *а* – при номинальной работе РК (угол наклонной шайбы $\alpha > 0$); *б* – при срабатывании ПДД (угол наклонной шайбы $\alpha = 0$); *в* – схема двухканальной мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІ и МНІІ

- командоконтроллером KK ;
- датчиками положения $ДПМНІ$ и $ДПМНІІ$ регуляторов объемов их рабочих камер;
- и триггером Шмитта ST ;
- $ПДД$ – потенциометрический датчик давления и блок питания мехатронной системы;
- $БНІ$, $БНІІ$ – блоки нелинейности.

Принципиальные схемы блоков нелинейности - $БНІ$, $БНІІ$ двухканальной мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин $МНІ$ и $МНІІ$ приведены на рисунке 3.5.

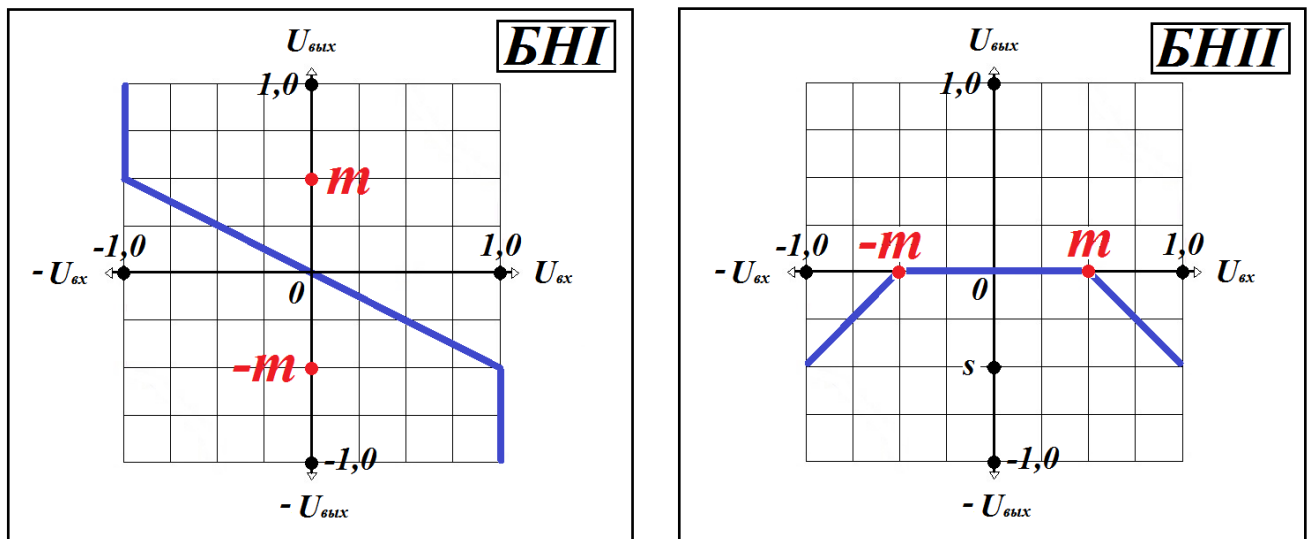


Рисунок 3.5 – Принципиальные схемы блоков нелинейности - $БНІ$, $БНІІ$ двухканальной мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин $МНІ$ и $МНІІ$ однопоточного привода вращения долота

Что касается характеристик блоков нелинейности - $БНІ$, $БНІІ$, то следует отметить, что они позволяют машинисту бурового станка **одним** командоконтроллером обеспечить скорость вращения долота в диапазоне от $-\omega_{Д\max}$ до $+\omega_{Д\max}$ по рациональной статической механической характеристике.

Достоинствами замкнутой схемы [58, 59] циркуляции РЖ в РК (см. рис. 3.3 а, б) являются:

- компактность конструкции гидрообъемной трансмиссии;
- отсутствие кавитации РЖ при ее нагнетании в насос;

- легкость реверсирования выходного звена РК;
- высокая адаптация к управлению скоростью выходного звена РК (например, при помощи мехатронной системы управления регуляторами объема рабочих камер гидромашин *МНІ*, *МНІІ* и *МНІІІ*).

К недостаткам замкнутой схемы циркуляции РЖ в РК относят:

- относительную сложность конструкции насоса и мотора;
- и наличие специальной системы кондиционирования РЖ.

Система кондиционирования РЖ замкнутого РК обеспечивает требуемый температурно - вязкостный режим и заданную тонкость фильтрации при его эксплуатации. Мощность этой системы определяется выражением (2.54) и зависит от коэффициента — $\eta_{ок}$, характеризующего потери расхода РЖ в РК, вызванные только утечками РЖ под действием нагрузки.

При этом одинаковые насос/моторы *МНІ* и *МНІІІ*, оснащенные регуляторами объема рабочих камер с параметрами u_I и u_{III} , имеют возможность независимо и плавно регулировать свою подачу Q_I и Q_{III} от нуля до максимума в любом направлении потока РЖ:

$$Q_I = u_I q_{МНІ1} k^* \omega, \text{ м}^3/\text{с}, \quad -1,0 \leq u_I \leq 1,0, \quad (3.5)$$

$$Q_{III} = u_{III} q_{МНІІІ1} k^* \omega, \text{ м}^3/\text{с}, \quad -1,0 \leq u_{III} \leq 1,0, \quad (3.6)$$

где: $q_{МНІ1}$, $q_{МНІІІ1}$ — объемная постоянная гидромашин МНІ и МНІІІ, соответственно, $\text{м}^3/\text{рад}$.

В режиме бурения однопоточная трансмиссия привода вращения долота бурового станка j -го типоразмера имеет параметр асимметрии диапазона регулирования относительной скорости равный $R = 1,0$, и механическую статическую характеристику аналогичную, показанной на рис. 2.9, с параметрами, приведенными в таблице 2.6.

Далее запишем уравнение (3.1) в относительной форме:

$$\frac{\omega_a}{\omega} + (i_D - 1) \frac{\omega_b}{\omega} - i_D \frac{\omega_h}{\omega} = 0, \quad (3.7)$$

где:

$$\omega = -\omega_I k^*, \text{ рад/с}. \quad (3.8)$$

Уравнение (3.7) с учетом выражения (3.8) и того, что $\omega_I = \omega_{Dmax} i_{D1}$ определяется как:

$$-\frac{\omega_a}{\omega_I} - (i_{D1} - 1) \frac{\omega_b}{\omega_I} + \frac{\omega_h}{\omega_{Dmax}} = 0. \quad (3.9)$$

Далее для вариантов конкурентных схем, приведенных на рисунке 3.3 уравнение (3.9) принимает вид:

для 3.3 а с учетом того, что $\omega_a = 0$; $\omega_b = -\omega_{II}/i_{II}$; $\omega_h = \omega_D$; $i_{II} = i_{D1} - 1$

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} + \frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}} = 0; \quad (3.10)$$

для 3.3 б с учетом того, что $\omega_b = 0$; $\omega_a = \omega_{II}$; $\omega_h = \omega_D$

$$-\frac{\omega_{II}}{\omega_I} + \frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}} = 0. \quad (3.11)$$

Решая уравнения (3.10) и (3.11) относительно отношения скоростей ω_{II}/ω_I имеем для вариантов конкурентных схем, приведенных на рисунках 3.3 а и 3.3 б:

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} = \frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}}. \quad (3.12)$$

Далее из условия неразрывности потока РЖ в РК (см. рис. 3.3) следует, что:

$$u_I q_{MHI1} \omega_I - u_{II} q_{MHI1} \omega_{II} = 0. \quad (3.13)$$

Решая равенство (3.13) относительно отношения скоростей вращения валов гидромашин МНІ и МНІІ с учетом уравнения (3.12) имеем:

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} = \frac{u_I}{u_{II}} \frac{q_{MHI1}}{q_{MHI1}} = \frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}}. \quad (3.14)$$

В режиме переменной мощности ($N \rightarrow var$) изменение относительной скорости вращения долота ω_D/ω_{Dmax} в однопоточной силовой установке (см. рис. 3.2) происходит при постоянном параметре регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІІ $u_{II} = 1,0$ путем изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІ в диапазоне $-1,0 \leq u_I \leq 1,0$ в точках значений параметра $u_I = \pm 1,0$ достигается максимальный поток РЖ в РК (подача насоса МНІ) — $Q_{I max}$ при этом отношение скоростей валов гидромашин МНІ и МНІІ (относительной скорости вращения долота) составляет величину $-m$:

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} = \frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}} = m. \quad (3.15)$$

Следовательно, уравнение (3.14) с учетом результата (3.15) окончательно принимает вид:

$$\frac{\omega_{II}}{\omega_I} = m \frac{u_I}{u_{II}} \frac{q_{МНІ1}}{q_{МНІІ1}}. \quad (3.16)$$

В уравнении (3.16) параметры регулирования объемов рабочих камер гидромашин *МНІ* и *МНІІ* имеют диапазоны изменения

$$-1,0 \leq u_I \leq 1,0, \quad (3.17)$$

$$1,0 \leq u_{II} \leq m. \quad (3.18)$$

Таким образом, зависимость (3.16) отношения скоростей $-\omega_{II}/\omega_I$ валов (параметров регулирования объемов рабочих камер $-u_I/u_{II}$) гидромашин *МНІ* и *МНІІ* от относительной скорости вращения долота $-\omega_D/\omega_{Dmax}$ представляет собой прямую наклонную линию, проходящую через центр координат с углом наклона

$$\varphi_1 = \arctg \frac{1}{m} = 0,352\pi, \quad \text{при } m = 0,5. \quad (3.19)$$

Статическая механическая характеристика однопоточного привода вращателя карьерного бурового станка с симметричным реверсом ($R = 1,0$) и зависимости относительной скорости вращения долота от параметров регулирования объема рабочих камер $-u_I, u_{II}$ гидромашин *МНІ* и *МНІІ*, соответственно, приведены на рисунке 3.6 а, б, в.

Анализ типовой рациональной статической механической характеристики однопоточного привода вращателя карьерного бурового станка каждого типоразмера приведенной на рисунке 3.6 а, б, в показал, что:

- в режиме работы привода **с переменной мощностью** ($N \rightarrow var$) диапазон регулирования относительной скорости $-m \leq \omega_D/\omega_{Dmax} \leq m$ является **абсолютно симметричным относительно оси ординат**, и обеспечивается при постоянном параметре регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНІІ* ($u_{II} = 1,0$) путем изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНІ* в диапазоне $-1,0 \leq u_I \leq 1,0$;

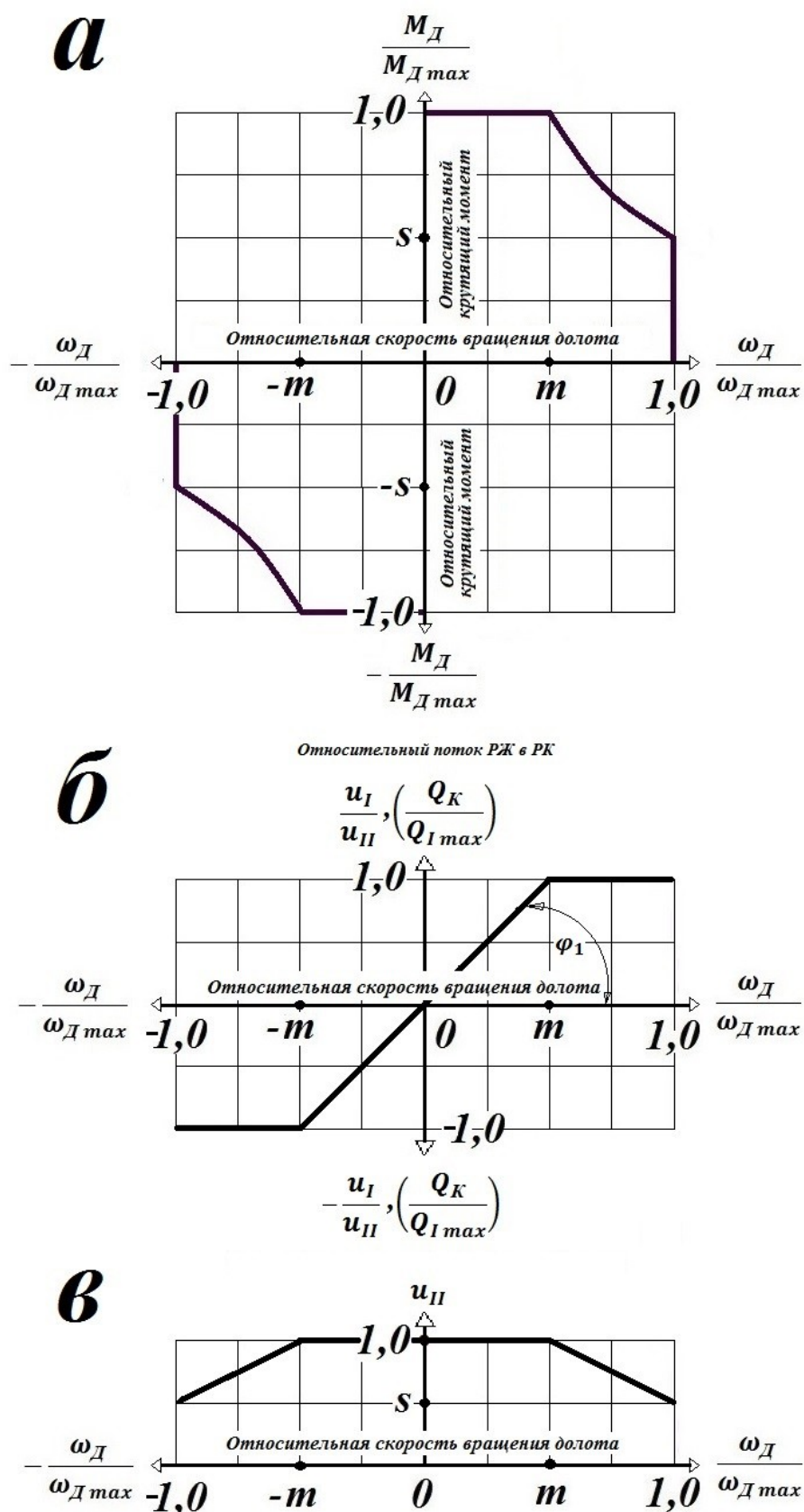


Рисунок 3.6 – Статическая механическая характеристика однопоточного привода вращателя карьерного бурового станка с симметричным реверсом ($R = 1,0$) – а; зависимость относительной скорости вращения долота от параметра регулирования объема рабочих камер: гидромашин МНІ – б; МНІІ – в

- в режиме работы привода *с постоянной мощностью* ($N \rightarrow const$ с максимальным потоком РЖ в РК $Q_K/Q_{I\max} = 1,0$) в диапазоне регулирования относительной скорости вращения долота $-m \leq \omega_D/\omega_{D\max} \leq m$ относительный крутящий момент остается равным $M_D/M_{D\max} = 1,0$, а на участках относительной скорости $-1,0 \leq \omega_D/\omega_{D\max} \leq -m$; $m \leq \omega_D/\omega_{D\max} \leq 1,0$ относительный крутящий момент нелинейно убывает $1,0 \geq M_D/M_{D\max} \geq s$ за счет изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины $M_{HII} - u_{II}$ от 1,0 до s .

Трансмиссия *с однорядным планетарным механизмом на выходе* осуществляет редукцию скорости $-\omega_D$ (мультипликацию крутящего момента) первичного электро / дизельного двигателя в диапазоне $-\omega_{D\max} \leq \omega_D \leq \omega_{D\max}$. При этом крутящий момент на долоте составляет:

- для схемы (рис. 3.3 а) при заторможенном центральном колесе $-a_{II}$ дифференциала $-D_B$ с учетом того, что $i_{II} = i_{D1} - 1$

$$M_{Dja} = q_{M_{HII1j}}[P]i_{D1}\eta_{\Sigma a}, \text{ Нм}, \quad (3.20)$$

- для схемы (рис. 3.3 б) при заторможенном эпицикле $-b_{II}$ дифференциала $-D_B$

$$M_{Djb} = q_{M_{HII1j}}[P]i_{D1}\eta_{\Sigma b}, \text{ Нм}, \quad (3.21)$$

где: $q_{M_{HII1j}}$ — объемная постоянная гидромашины МНП, м³/рад;

$[P]$ — максимальное давление в РК (уровень настройки предохранительного клапана или триггера Шмитта), Па;

η_{Σ} — суммарный КПД варианта схемы трансмиссии, определяемый в виде отношения [53] подводимой (входной) $-N_{\text{вх}}$ к отводимой (выходной) $-N_{\text{вых}}$ мощности передачи:

$$\eta_{\Sigma} = N_{\text{вых}}/N_{\text{вх}} = \frac{N_{\text{вх}} - N_{\text{пот}}}{N_{\text{вх}}} = 1 - \frac{N_{\text{пот}}}{N_{\text{вх}}} = \eta^{\bullet n_{\text{п}}} \eta_{D1a(b)} \eta_{ок}, \quad (3.22)$$

где: $n_{\text{п}}$ — число пар зубчатых колес внешнего зацепления в варианте схемы трансмиссии привода, ед;

$\eta^{\bullet}$ — КПД одного внешнего зацепления в трансмиссии, $\eta^{\bullet} = 0,97$ [33];

$\eta_{D1a} = \eta_{b_I h_I}^{a_I}$ — КПД дифференциала при передаче вращения от эпицикла $-b_I$

к водилу – h_I при заторможенном солнечном колесе – a_I (см. 3.3 а), который в соответствии с результатами, полученными в работе [33] равен:

$$\eta_{b_I h_I}^{a_I} = \frac{(i_{D1} - 1)\eta^* \eta^{**} + i_{D1}}{2i_{D1} - 1}. \quad (3.23)$$

$\eta_{D1b} = \eta_{a_I h_I}^{b_I}$ – КПД дифференциала при передаче движущего момента от его солнечного колеса – a_I к водилу – h_I при заторможенном эпицикле – b_I (см. 3.3 б), в соответствии с результатами, полученными в работе [33] равный

$$\eta_{a_I h_I}^{b_I} = \frac{i_{D1}(1 + \eta^* \eta^{**}) - 1}{2i_{D1} - 1}, \quad (3.24)$$

здесь: η^{**} – КПД одного внутреннего зацепления в дифференциале, $\eta^{**} = 0,99$ [33];

$\eta_{ок}$ – коэффициент, характеризующий потери потока рабочей жидкости в РК, вызванные ее утечками под действием нагрузки. Может принимать значения [57] в диапазоне $\eta_{ок min} = 0,85 \leq \eta_{ок} \leq \eta_{ок ном} = 0,95 \div 0,97$. Причем его меньшее значение определяет максимальную мощность системы кондиционирования РЖ.

Выполненный нами анализ потоков мощности в замкнутом РК (см. рис. 3.7) свидетельствует, что объемный КПД – $\eta_{ок}$ гидравлической компоненты трансмиссии привода вращения долота может быть определен по известному выражению [57, 68, 69]:

$$\eta_{ок} = \frac{N_{ВЫХ}^{ок}}{N_{ВХ}^{ок}} = \frac{N_{ВЫХ}^{ок} - N_{ПОТ}^{ок}}{N_{ВХ}^{ок}} = 1 - \frac{N_{ПОТ}^{ок}}{N_{ВХ}^{ок}}, \quad (3.25)$$

где $N_{ПОТ}^{ок}$ – мощность потерянная вследствие утечек РЖ в гидромашинах РК, равная:

$$N_{ПОТ}^{ок} = [q_{МН11j} k^* \omega (1 - \eta_{он}) + q_{МН11j} \omega_{II max} (1 - \eta_{ом})] \Delta P, \quad \text{Вт}, \quad (3.26)$$

здесь: $\eta_{он}, \eta_{ом}$ – объемный КПД насоса и мотора, соответственно;

ΔP – перепад давления в РК, Па;

$\omega_{II max}$ – максимальная скорость вала мотора, рад/с.

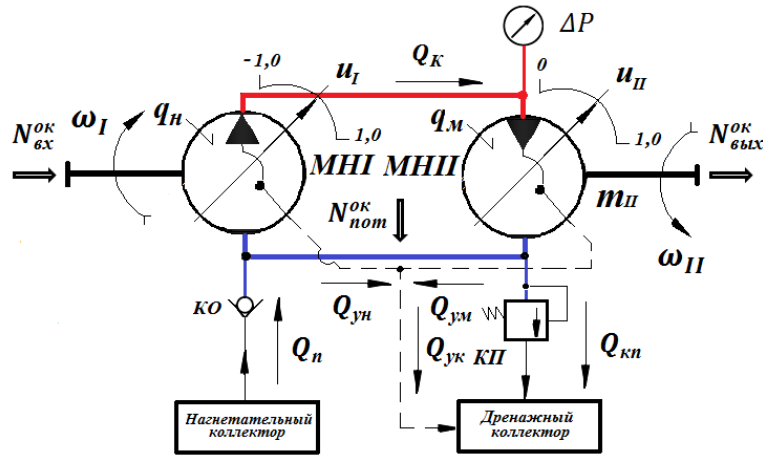


Рисунок 3.7 – Схема потоков мощности (рабочей жидкости) в замкнутом РК

$N_{\text{вх}}^{\text{OK}}$ — мощность на входе в РК, равная:

$$N_{\text{вх}}^{\text{OK}} = q_{\text{МНІ1j}} k^* \omega[P], \quad \text{Вт}, \quad (3.27)$$

Уравнение (3.25) с учетом выражений (3.26), (3.27) и того, что объемные КПД гидромашин $\eta_{\text{он}} \cong \eta_{\text{ом}} = \eta_0$, а подача и расход этих машин в замкнутом РК $q_{\text{МНІ1j}} k^* \omega = q_{\text{МНІІ1j}} \omega_{\text{II max}}$ практически всегда равны между собой, принимает вид:

$$\eta_{\text{ок}} = 1 - 2(1 - \eta_0) \frac{\Delta P}{[P]}. \quad (3.28)$$

Выполненный ранее анализ конструкций СУ современных гидрофицированных карьерных буровых станков с одним потоком передачи мощности (см. параграф 1.2) показал, что значение отношения объемных постоянных гидромашин РК $q_{\text{МНІІ1j}}/q_{\text{МНІ1j}}$ у механизмов вращения долота находится в пределах

$$1,0 \leq q_{\text{МНІІ1j}}/q_{\text{МНІ1j}} \leq 2,0. \quad (3.29)$$

Следовательно величина коэффициента, характеризующего потери потока рабочей жидкости в РК, при $\eta_0 = \eta_{\text{ок ном}} = 0,96$, и $\Delta P/[P] = 1$ для гидромашин РК в диапазоне отношения объемных постоянных гидромашин $q_{\text{МНІІ1j}}/q_{\text{МНІ1j}}$ определяемом неравенством (3.25) составит:

$$\eta_{\text{ок}} = 0,92. \quad (3.30)$$

Таким образом, анализ уравнения (3.5) свидетельствует, что потери энергии в однопоточной трансмиссии привода вращения долота с однорядным планетарным

механизмом на выходе и с реверсивным гидрообъемным РК «насос – мотор» могут учитываться локальными КПД в направлении потока мощности от входа в элемент трансмиссии до выхода из него.

Далее, подставляя в уравнения (3.22) результаты (3.23), (3.24) и (3.25), имеем суммарный КПД схемы трансмиссии:

- при заторможенном солнечном колесе - a_I дифференциала (см. рис. 3.3 а)

$$\eta_{\Sigma 1a} = \eta^{\bullet 2} \frac{(i_{D1} - 1)\eta^{\bullet}\eta^{\bullet\bullet} + i_{D1}}{2i_{D1} - 1} \eta_{ок} = 0,865 \frac{0,96(i_{D1} - 1) + i_{D1}}{2i_{D1} - 1}; \quad (3.31)$$

- при заторможенном эпицикле - b_{II} (см. рис. 3.3 б)

$$\eta_{\Sigma 1б} = \eta^{\bullet} \frac{i_{D1}(1 + \eta^{\bullet}\eta^{\bullet\bullet}) - 1}{2i_{D1} - 1} \eta_{ок} = 0,892 \frac{1,96i_{D1} - 1}{2i_{D1} - 1}. \quad (3.32)$$

На рисунке 3.8 приведены зависимости суммарного КПД – $\eta_{\Sigma 1}$ (выражения (3.31), (3.32)) конкурентных схем однопоточной трансмиссии привода вращения долота (см. рис. 3.3) от передаточного отношения – i_{D1} однорядного планетарного механизма.

Анализ результатов моделирования уравнений (3.31) и (3.32) в зависимости от передаточного отношения дифференциала показывает, что:

- суммарный КПД однопоточной трансмиссии привода вращения долота как в схеме рисунка 3.3 а, так и в схеме рисунка 3.3 б нелинейно зависит от передаточного отношения однорядного планетарного механизма;
- с ростом передаточного отношения однорядного планетарного механизма величина суммарного КПД у схемы рисунка 3.3 б увеличивается, а у схемы, приведенной на рисунке, 3.3 а она уменьшается;
- при равных локальных КПД $\eta^{\bullet} = 0,97; \eta^{\bullet\bullet} = 0,99; \eta_{ок} = 0,92$ в диапазоне изменения передаточного отношения однорядного планетарного механизма $3 \leq i_{D1} \leq 12$ суммарный КПД трансмиссии схемы (рис. 3.3 б) в среднем более чем на 2,5% выше чем у схемы, приведенной на рисунке 3.3 а.

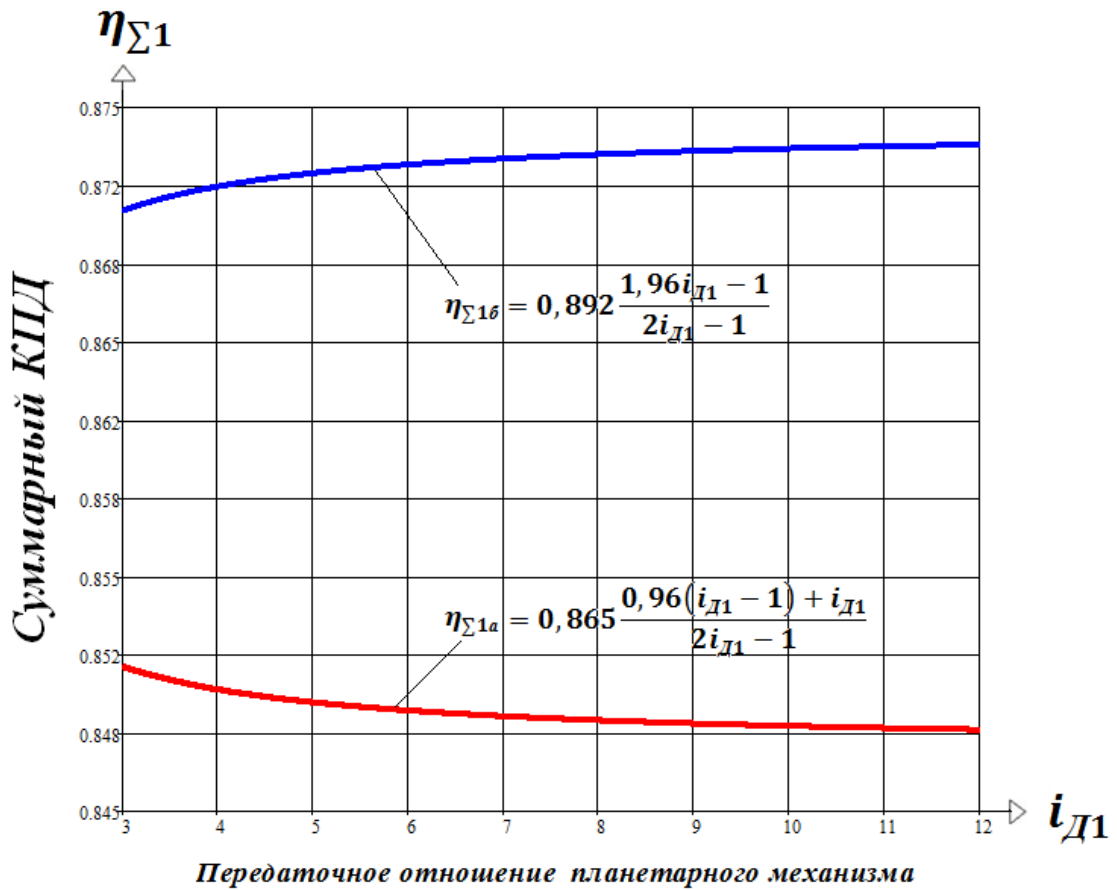


Рисунок 3.8 - Зависимость суммарного КПД – $\eta_{\Sigma 1}$ однопоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения – $i_{Д1}$ однорядного планетарного механизма

Таким образом, схема однопоточной многорежимной гидрообъемной трансмиссии, приведенная на рис. 3.3 а, является неконкурентоспособной по уровню ее суммарного КПД и не подлежит дальнейшему рассмотрению.

В свою очередь, мощность привода вращения долота карьерного бурового станка j – го типоразмера определим как разность величины установленной мощности СУ – $N_{\Sigma j}$ и суммы величин уравнения второго столбца таблицы 2.4 и выражения (2.5) с учетом значений безразмерных коэффициентов $\varsigma_K = 0,513$; $\varsigma_B = 0,182$; $\varsigma_{BM} = 0,028$:

$$N_{Bj} = N_{\Sigma j} - [(\varsigma_B + \varsigma_K + \varsigma_{BM})N_{\Sigma j} + N_{П max j}] = 0,248N_{\Sigma j}, \text{ Вт.} \quad (3.33)$$

Поделив выражение (3.33) на скорость вращения ПД – ω (см. рис. 3.3 б), получим величину требуемого крутящего момента на валу двигателя:

$$M_j = \frac{0,248N_{\Sigma j}}{\omega}, \text{ Нм.} \quad (3.34)$$

В свою очередь момент на валу ПД – M определим как крутящий момент на долоте – $M_{Дjб}$ приведенный к его валу (см. рис. 3.3 б):

$$M_j = \frac{M_{Дjб}}{i_I i_{Д1}} = \frac{q_{МНП1j} [P]}{k^*} \eta_{\Sigma 1}, \text{ Нм.} \quad (3.35)$$

Далее приравняв выражения (3.34) и (3.35), и решив полученное равенство относительно объемной постоянной гидромотора МНП – $q_{МНП1j}$ (см. рис. 3.3 б) получим ее минимальное значение при **бурении**:

$$q_{МНП1j} \geq \frac{0,248 N_{\Sigma j}}{\omega \eta_{\Sigma 1} [P]} k^*, \text{ м}^3/\text{рад.} \quad (3.36)$$

Что касается объемной постоянной гидромашины МНП, то она определится из равенства мощностей бортовой передачи в режиме **хода** (см. уравнение (2.51) с учетом ее КПД и мощности на валу гидромашины МНП:

$$q_{МНП1j} \geq \frac{(1 + \zeta_{BM} - k_{XX} \zeta_K) N_{\Sigma j}}{2 \omega [P] \eta_X} k^*, \text{ м}^3/\text{рад}, \quad (3.37)$$

где: η_X – КПД бортовой передачи ($\eta_X = 0,86 \div 0,87$ [2]).

Из условия симметричности потока РЖ в режиме **хода** бурового станка величина объемной постоянной гидромашины МНП – $q_{МНП1j}$ равна:

$$q_{МНП1j} = q_{МНП11j}, \text{ м}^3/\text{рад.} \quad (3.38)$$

Значения объемных постоянных насос/моторов $МНП$, $МНП$, $МНП$, определенных по зависимостям (3.36), (3.37) и (3.38) окончательно принимаются по каталогу фирмы изготовителя гидромашин.

Далее с учетом зависимостей (3.36) и (3.37) получим отношение объемных постоянных насос/моторов $МНП$, $МНП$, $МНП$ СУ, которое справедливо для всех трех типоразмеров буровых станков:

$$q_{МНП1} = 0,495 q_{МНП1} = 0,495 q_{МНП11}. \quad (3.39)$$

Таким образом, выполненное исследование кинематических и силовых параметров традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссии привода вращения долота позволяет определить диапазоны регулирования гидромашин СУ во всех режимах эксплуатации бурового станка.

Так в режиме бурения диапазон изменения параметра регулирования объе-

ма рабочих камер гидромашины МНІ определим из условия неразрывности потока РЖ в РК с учетом отношения (3.39):

$$u_I^* = \pm 0,5. \quad (3.40)$$

Далее найдем мощность системы подачи долота в режиме бурения как разность результата, приведенного во втором столбце таблицы 2.4, и выражения (3.33):

$$N_{Пmaxj} = 0,0475 N_{\Sigma j}, \text{ Вт.} \quad (3.41)$$

а диапазон изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины МНІІІ определим как частное от деления выражения (3.41) на результат, приведенный в восьмом столбце таблицы 2.4

$$u_{III}^* = \frac{N_{Пmaxj}}{N_{БПj}} = \pm 0,1. \quad (3.42)$$

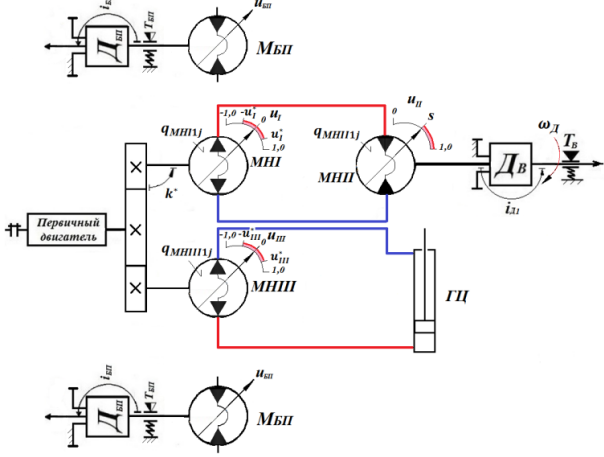
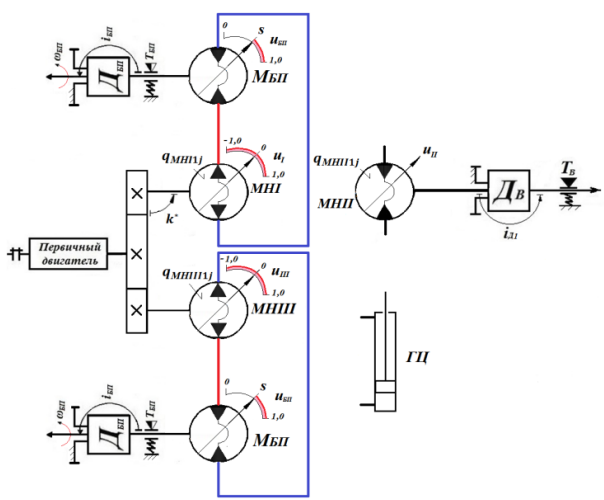
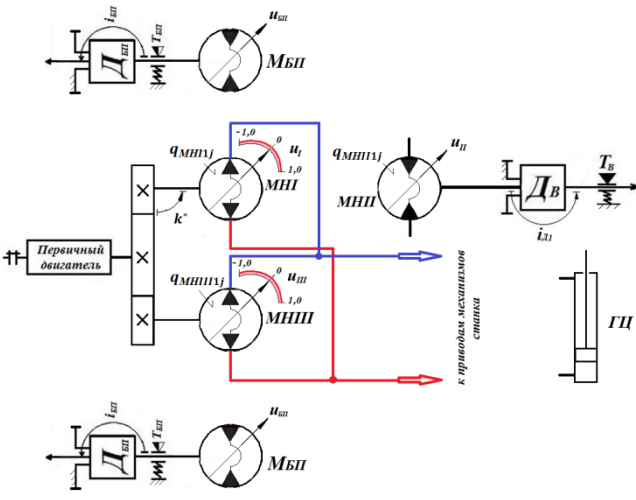
В режимах бурения и свинчивания/развинчивания бурового става параметр регулирования объема рабочих камер гидромашины МНІІІ изменяется в диапазоне $s \leq u_{II} \leq 1,0$, а параметр регулирования объема рабочих камер мотора М_{БП} остается равным $u_{БП} = 1,0$.

В режиме хода параметр регулирования объема рабочих камер мотора М_{БП} изменяется в диапазоне $s \leq u_{БП} \leq 1,0$, при этом параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІ и МНІІІ изменяются в диапазоне $-1,0 \leq u_I = u_{III} \leq 1,0$, а параметр регулирования объема рабочих камер гидромашины МНІІІ равен $u_{II} = 1,0$.

В режимах горизонтирования, подъема/опускания мачты, быстрого подъема/спуск шпинделя параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІ и МНІІІ изменяются в диапазоне $-1,0 \leq u_I = u_{III} \leq 1,0$, при этом параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин МНІІІ и М_{БП} равны $u_{II} = u_{БП} = 1,0$.

Рациональные схемы коммутации гидромашин СУ и диапазоны параметров регулирования объема их рабочих камер для каждого режима эксплуатации бурового станка приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Схема коммутации гидромашин СУ	Режим эксплуатации станка	Диапазон параметров регулирования объема рабочих камер гидромашин СУ
	Бурение, свинчивание/развинчивание	$u_{БП} = 1,0;$ $-0,5 \leq u_I \leq 0,5;$ $s \leq u_{II} \leq 1,0;$ $-0,1 \leq u_{III} \leq 0,1$
	Ход	$s \leq u_{БП} \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_I \leq 1,0;$ $u_{II} = 1,0;$ $-1,0 \leq u_{III} \leq 1,0$
	Горизонтирование, подъем/опускание мачты, быстрый подъем/опускание мачты, быстрый подъем/опускание мачты	$u_{БП} = 1,0;$ $-1,0 \leq u_I \leq 1,0;$ $u_{II} = 1,0;$ $-1,0 \leq u_{III} \leq 1,0$

3.2 Кинематические и силовые параметры гидрообъемной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с одним планетарным механизмом

Важным резервом расширения области применения гидрообъемного привода в гидрофицированных карьерных буровых станках является его использование в виде многопоточной передачи мощности от ПД к выходному валу механизма, включающей механическую и гидравлическую компоненты [23, 27, 32, 33]. При этом гидрообъемная компонента такого привода, функционирующая параллельно механической компоненте, передает только часть мощности, подводимой к выходному валу механизма.

Разветвление и суммирование мощности в многопоточных трансмиссиях осуществляется с помощью дифференциалов. В работе [33] доктора технических наук, профессора В. Н. Кудрявцева показано, что относительное усложнение передачи компенсируется улучшением массогабаритных показателей и КПД системы привода в целом. Кинематическая сложность многопоточной трансмиссии, ее нагрузочная способность, зависят от ранга дифференциального механизма и схемы соединения его основных звеньев с валами гидромашин входящих в РК, что в совокупности определяет тип передачи [32, 58].

По структуре, двухпоточная трансмиссия относится к замкнутым бесступенчатым планетарным передачам [59], в которых в качестве замыкающего звена используется гидрообъемный регулирующий контур (см. параграф 3.1). Вопрос о «замкнутой мощности», циркулирующей непосредственно в силовом контуре планетарной передачи, достаточно полно освещен в монографии [33] доктора технических наук В. Н. Кудрявцева. Им установлено, что замкнутая мощность дополнительно загружает зубчатые пары и подшипники передачи. Различные аспекты работы замкнутых планетарных передач с обобщенным вариатором рассмотрены в теории планетарных механизмов [33, 58, 60]. В работах [49, 61, 62, 63, 64, 65, 66] освещены вопросы рационального распределения потоков мощности между гидравлической и механической компонентой трансмиссии; условия

возникновения замкнутой (циркулирующей) мощности и возможности ее устранения, а также приведены методики расчета КПД механической компоненты двухпоточной трансмиссии.

Большое влияние на развитие методов расчета двухпоточных передач оказали работы П. Н. Иванченко, посвященные электромеханическим передачам транспортных машин [67], а также работы В. Н. Прокофьева по синтезу сложных планетарных коробок передач с гидродинамическими муфтами и трансформаторами [63] и работа Г. В. Мясникова и Е. И. Моисеенко по синтезу многоскоростных планетарных механизмов [49].

За рубежом известны примеры использования двухпоточных передач в: трансмиссиях тракторов, колесных и гусеничных машин; приводах постоянной скорости для авиационных и судовых энергосистем; регулируемых приводах мощных компрессоров, приводах питательных насосов и вентиляторов; многодвигательных приводах гребных установок судов; мелиоративных машинах и траншейных экскаваторах. Применение двухпоточных передач в отечественных горных машинах рассмотрено в работах И. А. Сайдаминова [23], М. И. Немировского [27], Ш. З. Нажмудинова [28], А. В. Доброзракова [29] и В. Ф. Сандалова [31]. Авторами этих работ обосновано ограничение реверса направления движения вращателя с его относительной глубиной до величины:

$$R = 0,33 \dots 0,50. \quad (3.43)$$

Анализ выполненных к настоящему времени исследований позволяет отметить ряд характерных особенностей двухпоточных передач по сравнению с традиционными однопоточными (подробно рассмотренными нами в параграфе 3.1 для СУ современного гидрофицированного карьерного бурового станка).

Сегодня известны нереверсивные схемы трехпоточных трансмиссий с параллельно-последовательным соединением звеньев двух однорядных дифференциалов [33]. Однако опыт проектирования планетарных реверсивных коробок передач (с двумя степенями свободы), оснащенных двумя тормозами (противофазная активация которых обеспечивает два фиксированных передаточных отношения коробки) [33] позволяет создать новую принципиальную схему трехпо-

точной трансмиссии привода вращения долота *с двумя однорядными планетарными механизмами* (дифференциалами) и симметричным реверсом путем замещения тормозов в этих коробках передач одинаковыми гидрообъемными насос/моторами, связанными одноименными гидролиниями (гидрообъемным РК).

При этом одинаковые насос/моторы, оснащенные регуляторами объема рабочих камер с параметрами u_I и u_{II} , *при замыкании тормозом* выходного вала трансмиссии привода вращения долота имеют возможность независимо плавно регулировать свою подачу Q_{1III}^* и Q_{2III}^* от нуля до максимума в любом направлении потока РЖ:

$$Q_{1III}^* = u_I q \omega^*, \text{ м}^3/\text{с}, \quad -1,0 \leq u_I \leq 1,0, \quad (3.44)$$

$$Q_{2III}^* = u_{II} q \omega^*, \text{ м}^3/\text{с}, \quad -1,0 \leq u_{II} \leq 1,0, \quad (3.45)$$

где ω^* — скорость вращения валов гидромашин МНІ и МНІІ при нулевой скорости вращения долота — ω_D , рад/с.

То есть трансмиссия привода вращения долота *с двумя планетарными механизмами* в зависимости от активации тормоза ее выходного звена может работать в режиме редукции скорости — ω_D (мультипликации крутящего момента) ПД в диапазоне — $\omega_{Dmax} \leq \omega_D \leq \omega_{Dmax}$ или в насосном режиме при $\omega_D = 0$.

К принципиальным недостаткам конструкции реверсивной трехпоточной трансмиссии привода вращения долота, получающей вращение от вала ПД с постоянной скоростью ($\omega = const$) следует отнести:

- наличие *двух планетарных механизмов* (с одинаковыми или разными передаточными отношениями) и нескольких дополнительных передач с внешним зацеплением;
- нелинейную зависимость выходного крутящего момента от скорости вращения долота при работе трансмиссии в режиме переменной мощности;
- и как следствие сложность мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин РК.

Таким образом, с учетом вышеизложенного реверсивная *трехпоточная трансмиссия неконкурентоспособна даже по сравнению с традиционной гидрообъемной однопоточной трансмиссией привода вращения долота*. Поэтому

рассмотрим схему многорежимной гидрообъемной силовой установки карьерного бурового станка с двухвальным ПД с реверсивными гидрообъемными РК «насосы – двигатели» и двухпоточной трансмиссией привода вращения долота, обеспечивающую отсутствие замкнутой мощности в силовом контуре непосредственно дифференциала – D_B , которая в зависимости от активации тормоза – T_B ее выходного звена может работать в режиме редукции скорости – ω_D (мультипликации крутящего момента) ПД в диапазоне – $\omega_{Dmax} \leq \omega_D \leq \omega_{Dmax}$ или в насосном режиме при $\omega_D = 0$. Причем для реализации симметричного потока РЖ в РК бортовых передач гидромашину M_{HII} конструктивно (см. рис. 3.9) можно выполнить в виде сдвоенной реверсивной машины объемного вытеснения РЖ с объемными постоянными каждой секции $q_{m1} = q_{m2} = 0,5 q_{M_{HII2}}$ и параметром регулирования – u_{II} ($q_{M_{HII2}}$ – суммарная объемная постоянная гидромашин M_{HII}).

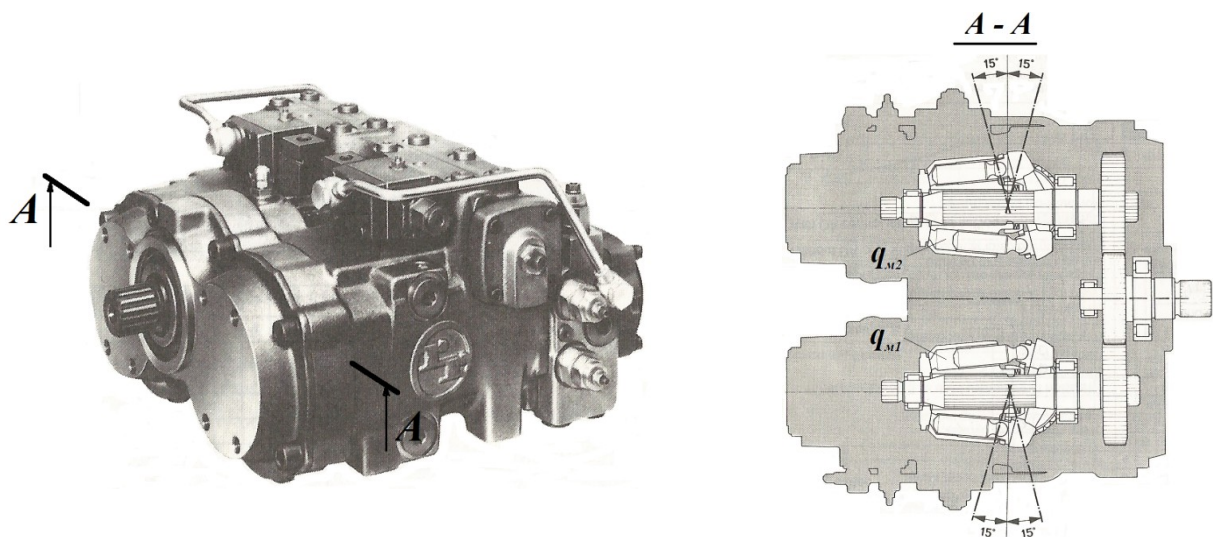


Рисунок 3.9 - Сдвоенная аксиально-поршневая реверсивная гидромашина M_{HII}

С учетом вышеизложенного многорежимная гидрообъемная силовая установка с двухвальным первичным двигателем и с реверсивными гидрообъемными регулирующими контурами «насосы – двигатели» с двумя потоками передачи мощности от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка приведена на рисунке 3.10.

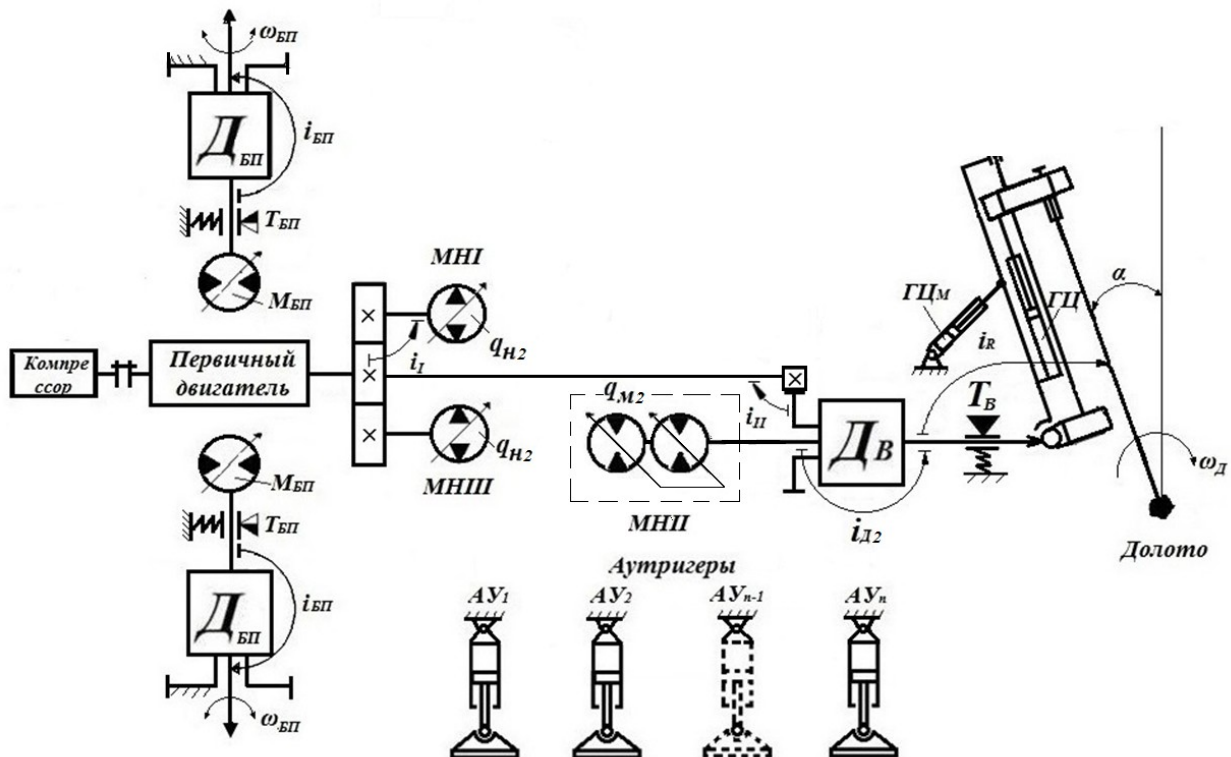


Рисунок 3.10 - Многорежимная гидрообъемная силовая установка с двухвальным первичным двигателем и с реверсивными гидрообъемными регулируемыми контурами «насосы – двигатели» с двумя потоками передачи мощности от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка

А принципиальная кинематическая схема двухпоточной трансмиссии привода вращения долота карьерного бурового станка с однорядным планетарным механизмом $2k-h$ на выходе и с реверсивным гидрообъемным РК «насос/мотор МНП – насос/мотор МНП», приведена на рисунке 3.11.

В двухпоточной трансмиссии привода вращения долота (рис. 3.11) гидродвигатели $МБП$, $ГЦ$ приводятся в движение путем их соответствующей коммутации в РК с насосами $МНП$ и $МНП$, последние посредством зубчатого зацепления с передаточным отношением $-i_1$ получают вращение от двухвального ПД, на одном из валов которого установлен воздушный компрессор.

Эта схема предусматривает посредством зубчатого зацепления с передаточным отношением $-i_{II}$ вращение эпицикла дифференциала – $ДВ$ от вала ПД. Для работы СУ в режимах (горизонтирования, смены места стояния станка, подъема/опускания мачты, быстрого подъема/спуска шпинделя) несовмещенных с

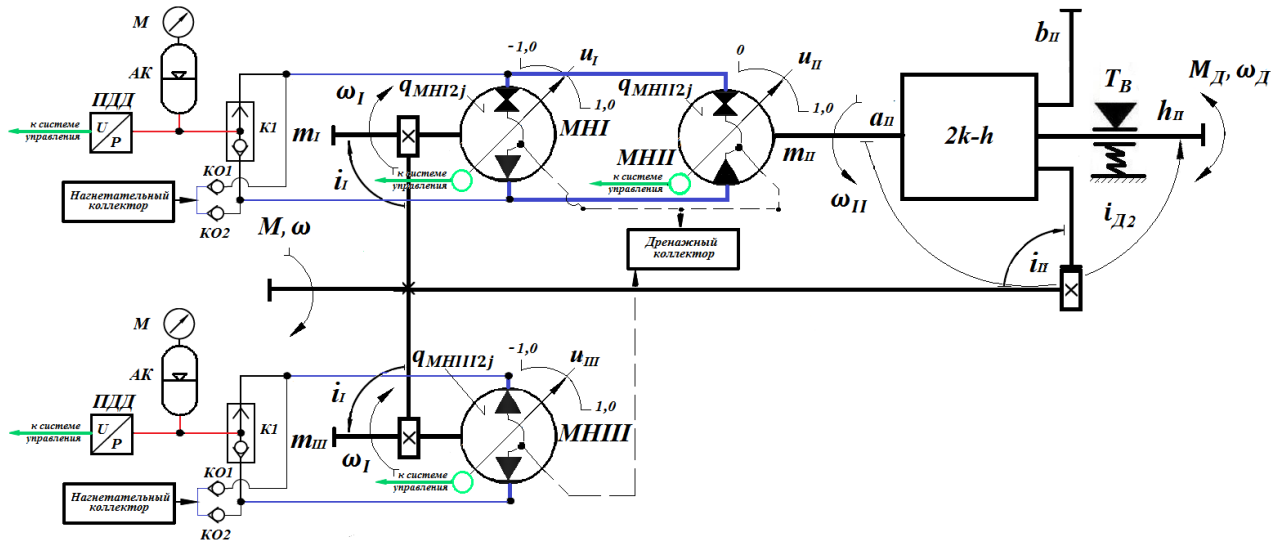


Рисунок 3.11 – Принципиальная схема двухпоточной трансмиссии привода вращения долота карьерного бурового станка с однорядным планетарным механизмом $2k-h$ на выходе и с реверсивным гидрообъемным регулирующим контуром с вращением от вала ПД (на рисунке условно не показанного) эпицикла – b_{II} дифференциала – D_B

режимом бурения активируется тормоз – T_B , а двигатели $M_{БП}$ и $ГЦ$, $ГЦ_M$ коммутируются с насосами MHI , $MHII$ и $MHIII$ в соответствующие независимые регулирующие контуры.

Особенностью СУ бурового станка с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота *с однорядным планетарным механизмом* на выходе является то, что ее механическая компонента получает вращение от вала первичного электро / дизельного двигателя с постоянной скоростью ($\omega = const$), а гидравлическая компонента представляет собой гидрообъемный РК «насос/мотор MHI – насос/мотор $MHII$ ». При этом насос $MHIII$ обеспечивает функционирование системы подачи долота путем коммутации в РК « $MHIII$ – $ГЦ$ ».

Трансмиссия (рис. 3.11) работает следующим образом:

- **в режиме бурения (тормоз – T_B – разомкнут)**, насос/моторы MHI и $MHII$ коммутируются одноименными гидролиниями в РК вращателя бурового станка, а насос/мотор $MHIII$ образует регулирующий контур с гидроцилиндром подачи долота $ГЦ$;

➤ **в режимах несовмещенных** с режимом бурения (быстрый подъем/спуск шпинделя, подъем/опускание мачты, горизонтирование, смена места стояния станка, **тормоз – T_B – замкнут**) сдвоенная реверсивная гидромашина **МНII** работает только в насосном режиме и коммутируется одноименными гидролиниями совместно с насосами **МНI** и **МНII** в регулирующие контуры соответствующих механизмов бурового станка.

Уравнение дифференциала, связывающее относительные скорости вращения его звеньев в соответствии с уравнением (3.7), решенное относительно ω_D/ω_{Dmax} с учетом выражения (3.14) и того, что $k^* = i_I$ при равенстве объемных постоянных насос/моторов МНI и МНII $q_{H2} = q_{M2}$ для схемы рис. 3.10 принимает вид:

$$\frac{\omega_D}{\omega_{Dmax}} = \frac{u_I}{u_{II}} + (i_{D2} - 1) \frac{i_I}{i_{II}}. \quad (3.46)$$

Последовательно решив уравнение (3.46) в координатах « $\omega_D/\omega_{Dmax} - u_I/u_{II}$ » найдем абсциссы характерных точек ординат. Значения ординат, полученных в результате решения уравнения (3.46) приведены в таблице 3.2. В этой таблице R – параметр асимметричности диапазона регулирования относительной скорости ($R < 1,0$).

Таблица 3.2

№ п/п	Ордината характерных точек по уравнению (3.46) – u_I/u_{II}	Абсцисса характерных точек по уравнению (3.46) – ω_D/ω_{Dmax}
1	– 0,5(1+R)	–R
2	– ω_D^*/ω_{Dmax}	0
3	0	ω_D^*/ω_{Dmax}
4	0,5R	m
5	0,5(1+R)	1,0

Анализ результатов таблицы 3.2 показывает, что:

- точка пересечения зависимости (3.46) с осью абсцисс (см. строку 3 таблицы 3.2) характеризует скорость вращения долота при нулевом расходе РЖ в РК

$(Q_K/Q_{I\max} = 0)$, которая составляет величину:

$$\frac{\omega_{Д}^*}{\omega_{Д\max}} = (i_{Д2} - 1) \frac{i_I}{i_{II}} = 0,5(1 - R); \quad (3.47)$$

-точка пересечения зависимости (3.46) с абсциссой (см. строку 2 таблицы 3.2) характеризует насосную мощность гидромашины МНП равную:

$$\frac{Q_K^*}{Q_{I\max}} = \frac{u_I^*}{u_{II}} = -\frac{\omega_{Д}^*}{\omega_{Д\max}} = -(i_{Д2} - 1) \frac{i_I}{i_{II}} = -0,5(1 - R); \quad (3.48)$$

- зависимость (3.46) относительной скорости вращения долота от отношения параметров регулирования объемов рабочих камер $-u_I/u_{II}$ насос/моторов МНП и МНП представляет собой прямую линию с симметричными лучами относительно точки с координатами $u_I/u_{II} = 0; \omega_{Д}/\omega_{Д\max} = \omega_{Д}^*/\omega_{Д\max}$ с углом наклона

$$\varphi_2 = \arctg 1,0 = \pi/8. \quad (3.49)$$

Полученные ранее уравнения (3.46), (3.47), (3.48), (3.49) и результаты таблицы 3.2 позволили в функции параметра асимметричности диапазона регулирования относительной скорости $-R < 1,0$ сформировать:

- статическую механическую характеристику двухпоточного привода вращателя карьерного бурового станка $-M_{Д}/M_{Д\max}(\omega_{Д}/\omega_{Д\max})$;
- зависимость отношения параметров регулирования объема рабочих камер насос/моторов МНП и МНП $-u_I/u_{II}(\omega_{Д}/\omega_{Д\max})$ (относительного потока РЖ в РК $-Q_K/Q_{I\max}(\omega_{Д}/\omega_{Д\max})$) и параметра регулирования объема рабочих камер насос/мотора МНП $-u_{II}(\omega_{Д}/\omega_{Д\max})$ от относительной скорости вращения долота.

Графическая интерпретация означенных выше зависимостей для **реализации статической механической характеристики** привода вращателя в режиме бурения приведена на рисунках 3.12 а, б, в, соответственно.

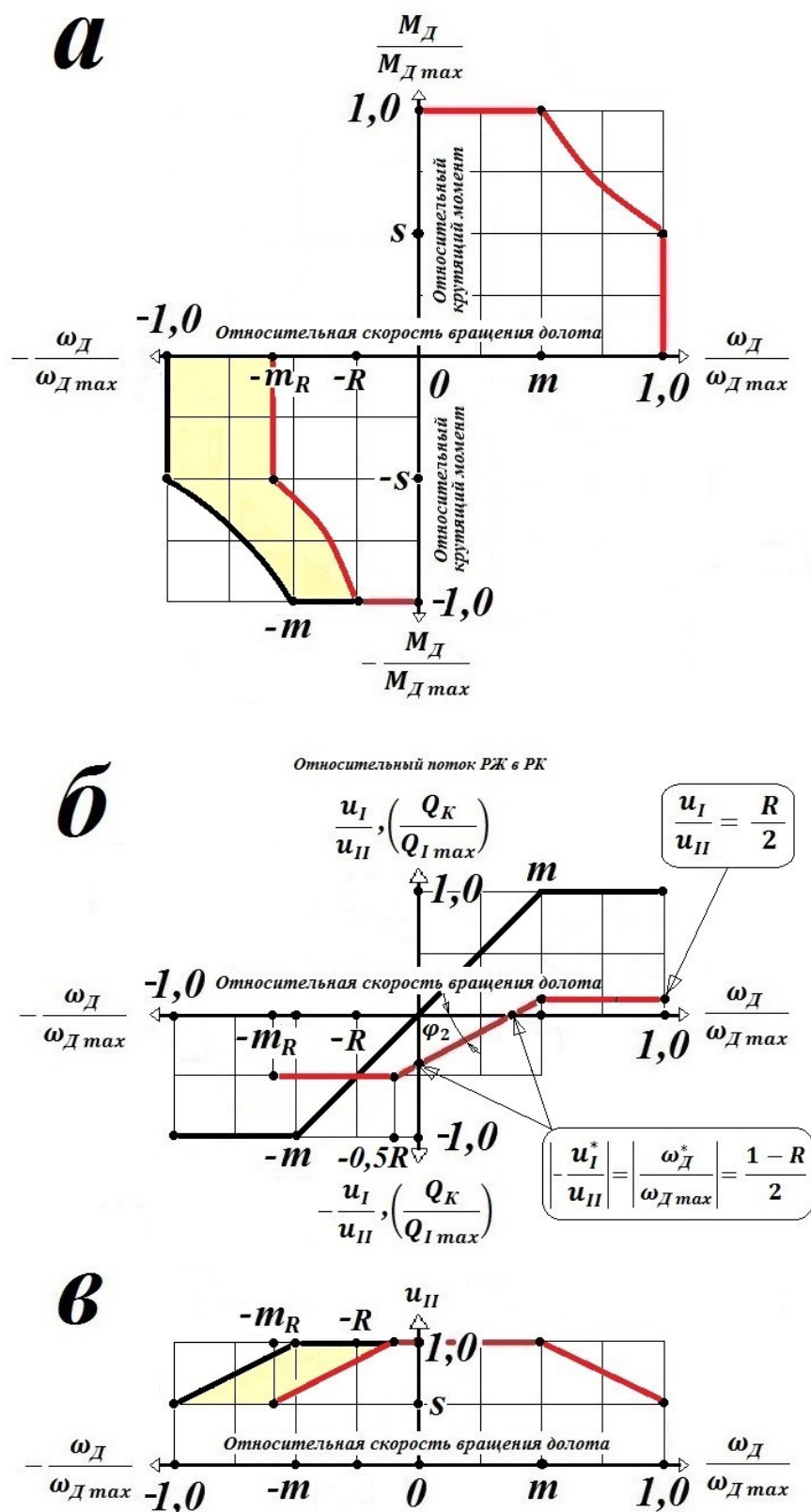


Рисунок 3.12 – Статическая механическая характеристика двухпоточного привода вращателя карьерного бурового станка с асимметричным реверсом ($R < 1,0$) – *a*; зависимость относительной скорости вращения долота: - от отношения параметров регулирования объема рабочих камер насос/моторов *МНІ* и *МНІІ* (относительного потока РЖ в РК) – *б*; - от параметра регулирования объема рабочих камер насос/мотора *МНІІ* – *в*

Для более углубленного анализа, приведенных на рисунке 3.12, зависимостей:

- относительного момента на долоте (статической механической характеристики двухпоточного привода вращателя) – $M_D/M_{Dmax}(\omega_D/\omega_{Dmax})$;
- отношения параметров регулирования объема рабочих камер насос/моторов MHI и $MIII$ (относительного потока РЖ в РК – $Q_K/Q_{I max}(\omega_D/\omega_{Dmax})$) – $u_I/u_{II}(\omega_D/\omega_{Dmax})$;
- и параметра регулирования объема рабочих камер насос/мотора $MIII$ – $u_{II}(\omega_D/\omega_{Dmax})$ от относительной скорости вращения долота подробно рассмотрим все возможные режимы работы гидромашин РК в каждом режиме работы двухпоточного реверсивного привода.

Результаты этого анализа приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

№ п/п	Диапазон изменения относительной скорости вращения долота	Режим работы гидромашин регулирующего контура	Режим работы привода
1	2	3	4
1			с переменной мощностью ($N \rightarrow var$)
2			

Таблица 3.3 (продолжение)

1	2	3	4
3			
4			
5			с постоянной мощностью ($N = \text{const}$)

Данные, приведенные на рисунке 3.12 и в таблице 3.3 свидетельствуют, что:

➤ в режиме работы привода *с переменной мощностью* ($N \rightarrow \text{var}$):

- диапазон регулирования относительной скорости $-R \leq \omega_D/\omega_{D\text{max}} \leq 1,0$ является **абсолютно симметричным относительно точки с координатами** $u_I/u_{II} = 0; \omega_D/\omega_{D\text{max}} = 0,5(1-R)$ и обеспечивается при постоянном параметре регулирования объема рабочих камер гидромашины МНП ($u_{II} = M_D/M_{D\text{max}} = 1,0$) путем изменения только параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины МНН в диапазоне $-1,0 \leq u_I \leq 1,0$ (см. рис. 3.11 б);

➤ гидромашина МНП работает в режиме:

- **мотора** в диапазоне относительной скорости от $\omega_D/\omega_{Dmax} = \omega_D^*/\omega_{Dmax}$ до $\omega_D/\omega_{Dmax} = 1,0$ (см. строку 1 таблицы 3.3), а в точке с координатами $u^*/u_{II} = 0$; $\omega_D/\omega_{Dmax} = \omega_D^*/\omega_{Dmax}$ тормозом эпицикла дифференциала $2k-h$ при нулевом потоке РЖ в РК (см. строку 2 таблицы 3.3);
 - **насоса** в диапазоне относительной скорости от $\omega_D/\omega_{Dmax} = \omega_D^*/\omega_{Dmax}$ до $\omega_D/\omega_{Dmax} = 0$ (с относительной подачей от $Q_K/Q_{I max} = 0$ до $Q_K/Q_{I max} = 0,5(1 - R)$) с рекуперацией энергии давления, разгружая по моменту ПД через гидромашину MHI , работающую в моторном режиме, (см. строку 3 таблицы 3.3). Причем при замкнутом тормозе $-T_B$ (см. рис. 3.10) гидромашина MHI в точке относительной скорости $\omega_D/\omega_{Dmax} = \omega_D^*/\omega_{Dmax}$ работает только насосом с относительной подачей равной $Q_K/Q_{I max} = 0,5(1 - R)$;
 - **мотором** в диапазоне относительной скорости от $\omega_D/\omega_{Dmax} = 0$ до $\omega_D/\omega_{Dmax} = -R$ (см. строку 4 таблицы 3.3);
- в режиме работы привода **с постоянной мощностью** ($N \rightarrow const$ с максимальным потоком РЖ в РК $Q_K/Q_{I max} = 0,5(1 + R)$) в диапазоне регулирования относительной скорости вращения долота $-m_R \leq \omega_D/\omega_{Dmax} \leq -R$ за счет изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашины $MHI - u_{II}$ от 1,0 до s относительный крутящий момент нелинейно убывает от $-1,0 \geq M_D/M_{Dmax} \geq -s$.

Также следует отметить, что:

- при частоте вращения долота равной $\omega_D/\omega_{Dmax} = m$ (характеризуемой абсциссой статической механической характеристики привода вращателя бурового станка j -го типоразмера, – точкой « m », см. рис. 3.11 а, б), относительный поток РЖ в РК равен $Q_K/Q_{I max} = 0,5R$;
- максимальная частота реверса вращения долота $-\omega_{Dmin}/\omega_{Dmax} = -m_R$ при минимальном относительном крутящем моменте $M_D/M_{Dmax} = s$ в функции параметра асимметричности диапазона регулирования относительной скорости вращения долота $-R$ определяется линейной зависимостью (см. рис. 3.11 а, б):

$$m_R = m + R; \quad (3.50)$$

- у двухпоточной гидрообъемной трансмиссии привода вращения долота при асимметричности диапазона регулирования $-R_{min}$ уравнение (3.48) характеризует (при замкнутом тормозе $-T_B$, см. рис. 3.10) относительный уровень максимальной дополнительной насосной мощности $-(Q_K^*/Q_{I\max})_{max}$, которая в режимах несовмещенных с режимом бурения может быть передана регулирующим контурам приводов горизонтирования, бортовых передач, подъема/опускания мачты, быстрого подъема/спуска шпинделя;
- относительный уровень максимальной дополнительной насосной мощности (уравнение (3.48))

$$(Q_K^*/Q_{I\max})_{max} = 0,5(1 - R_{min}) \quad (3.51)$$

определяется минимальным уровнем параметра регулирования относительной скорости вращения долота $-R_{min}$ (минимальной глубиной реверса), составляющим по ранее полученному выражению (3.28) при $\eta_o = \eta_{ок\,ном} = 0,96$, $\Delta P/[P] = 1$ величину не менее:

$$R_{min} = 2(1 - \eta_o) \frac{\Delta P}{[P]} \cong 0,1. \quad (3.52)$$

В свою очередь, двухпоточная трансмиссия *с однорядным планетарным механизмом на выходе* осуществляет редукцию скорости $-\omega_d$ (мультипликацию крутящего момента) первичного электро / дизельного двигателя в диапазоне $-R\omega_{d\max} \leq \omega_d \leq \omega_{d\max}$. При этом максимальный крутящий момент на долоте (см. рис. 3.10) составит величину:

$$M_{dj} = q_{мнп2j}[P]i_{d2}\eta_{\Sigma2}, \text{ Нм}, \quad (3.53)$$

где: $q_{мнп2j}$ — объемная постоянная гидромашины *МНП* (см. рис. 3.10), $\text{м}^3/\text{рад}$;

$[P]$ — максимальное давление в РК (уровень настройки предохранительного клапана или триггера Шмитта), Па.

$\eta_{\Sigma2}$ — суммарный КПД двухпоточной трансмиссии, определяемый в виде отношения суммы мощностей гидравлической $-N_{блх}^Г$ и механической $-N_{блх}^М$ компонент привода к подводимой (входной) $-N_{вх}$ мощности передачи:

$$\eta_{\Sigma 2} = \frac{N_{\text{блх}}^{\Gamma} + N_{\text{блх}}^M}{N_{\text{вх}}}, \quad (3.54)$$

здесь:

$$N_{\text{блх}}^{\Gamma} = 0,5 N_{\text{вх}} \eta^{\bullet} \eta_{\text{ок}} \eta_{a_{II} h_{II}}^{b_{II}}, \text{ Вт}, \quad (3.55)$$

$$N_{\text{блх}}^M = 0,5 N_{\text{вх}} \eta^{\bullet} \eta_{b_{II} h_{II}}^{a_{II}}, \text{ Вт}. \quad (3.56)$$

Подставляя выражения (3.55) и (3.56) в уравнение (3.54) имеем:

$$\eta_{\Sigma 2} = 0,5 \eta^{\bullet} (\eta_{a_{II} h_{II}}^{b_{II}} \eta_{\text{ок}} + \eta_{b_{II} h_{II}}^{a_{II}}). \quad (3.57)$$

Таким образом, анализ уравнения (3.57) свидетельствует, что потери энергии в двухпоточной трансмиссии привода вращения долота с однорядным планетарным механизмом на выходе и с реверсивным гидрообъемным РК «насос – мотор» с достаточной степенью точности могут учитываться локальными КПД (см. выражения (3.23), (3.24) и (3.30)) в направлении потоков мощности гидравлической и механической компонент привода от входа в элемент трансмиссии до выхода из него.

В свою очередь, крутящий момент ПД, приведенный к входному валу – a_{II} дифференциала 2k-h (см. рис. 3.10) составляет:

$$M_j = \frac{i_{II}}{i_{\text{д2}} - 1} q_{\text{мнп2j}} [P] \eta_{\Sigma 2}, \text{ Нм}. \quad (3.58)$$

Величину отношения $i_{II}/(i_{\text{д2}} - 1)$ найдем из выражения (3.47) и подставив результат в уравнение (3.58) получим:

$$M_j = \frac{2i_I}{1 - R} q_{\text{мнп2j}} [P] \eta_{\Sigma 2}, \text{ Нм}. \quad (3.59)$$

Приравняв уравнение (3.59) к результату (3.34) и решив его относительно объемной постоянной гидромашины $M_{HII} - q_{\text{мнп2j}}$ имеем:

$$q_{\text{мнп2j}} \geq 0,124 \frac{N_{\Sigma j}}{\omega [P] \eta_{\Sigma 2}} \frac{1 - R_{\min}}{i_I}, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.60)$$

Поскольку двухпоточная трансмиссия привода вращения долота при замкнутом тормозе – T_B имеет дополнительную насосную мощность потока РЖ от сдвоенной гидромашины M_{HII} , то с целью минимизации мощности гидромашин СУ найдем объемную постоянную гидромашины $M_{HII} - q_{\text{мнп2j}}$ из уравнения

баланса мощности в режиме хода бурового станка:

$$q_{MIII2j} \omega k^*[P] + 0,5 q_{MIII2j} \omega^*[P] = q_{MIII1j} \omega k^*[P]. \quad (3.61)$$

Далее решая уравнение (3.61) относительно объемной постоянной гидромашины $MIII$ – q_{MIII2j} имеем:

$$q_{MIII2j} = q_{MIII1j} - 0,5 q_{MIII2j} \frac{\omega^*}{\omega k^*}, \text{ м}^3/\text{рад}, \quad (3.62)$$

где: q_{MIII1j}, q_{MIII2j} – объемные постоянные гидромашин $MIII$ и MII , определенные из уравнений (3.37) и (3.60), соответственно, $\text{м}^3/\text{рад}$;

ω^* – скорость вращения вала гидромашины MII_2 при замкнутом тормозе – T_B двухпоточной трансмиссии привода долота (см. рис. 3.10), с учетом выражения (3.47) равная:

$$\omega^* = \frac{1 - R_{min}}{2} \omega k^*, \text{ рад/с}. \quad (3.63)$$

Уравнение (3.62) с учетом выражений (3.37), (3.60) и (3.63) и того, что $k^* = 1,0, \eta_x = 0,85$ определится как:

$$q_{MIII2j} \geq 0,534 \frac{N_{\Sigma j}}{\omega[P]}, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.64)$$

При тех же условиях уравнение (3.37) запишется как:

$$q_{MIII1j} \geq 0,574 \frac{N_{\Sigma j}}{\omega[P]}, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.65)$$

Из условия симметричности потока РЖ в режиме **хода** бурового станка величина объемной постоянной гидромашины MII – q_{MII2j} равна:

$$q_{MII2j} = q_{MIII2j}, \text{ м}^3/\text{рад}. \quad (3.66)$$

Значения объемных постоянных насос/моторов MII , $MIII$, $MIII$, определенных по зависимостям (3.60) и (3.64) окончательно принимаются по каталогу фирмы изготовителя гидромашин.

Далее с учетом зависимостей (3.60) и (3.64) получим отношение объемных постоянных насос/моторов MII , MII , $MIII$ СУ, которое справедливо для всех трех типоразмеров буровых станков:

$$q_{MIII2j} = 0,273 q_{MII2j} = 0,273 q_{MIII2j}. \quad (3.67)$$

Таким образом, выполненное исследование кинематических и силовых параметров гидрообъемной двухпоточной трансмиссии привода вращения долота позволяет определить диапазоны регулирования гидромашин СУ во всех режимах эксплуатации бурового станка.

Так в режиме бурения диапазон параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин MHI определим из условия неразрывности потока РЖ в РК с учетом отношения (3.67):

$$u_I^* = \pm 0,366. \quad (3.68)$$

В двухпоточной трансмиссии привода вращения долота мощность реализованная машиной MHI в режиме бурения – N_{Bj} с учетом (3.64) составляет:

$$N_{Bj} = 0,413N_{\Sigma j}, \text{ Вт.} \quad (3.69)$$

В свою очередь, диапазон изменения параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин $MHII$ определим как частное от деления выражения (3.41) на результат (3.69):

$$u_{III}^* = \frac{N_{II \max j}}{N_{Bj}} = \pm 0,115. \quad (3.70)$$

В режимах бурения и свинчивания/развинчивания бурового става параметр регулирования объема рабочих камер гидромашин $MHII$ изменяется в диапазоне $s \leq u_{II} \leq 1,0$, а параметр регулирования объема рабочих камер мотора $M_{БП}$ остается равным $u_{БП} = 1,0$.

В режиме хода параметр регулирования объема рабочих камер мотора $M_{БП}$ изменяется в диапазоне $s \leq u_{БП} \leq 1,0$, при этом параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин MHI , $MHII$ и $MHIII$ изменяются в диапазоне $-1,0 \leq u_I = u_{II} = u_{III} \leq 1,0$. В режимах горизонтирование, подъем/опускание мачты, быстрый подъем/спуск шпинделя параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин MHI , $MHII$ и $MHIII$ изменяются в диапазоне $-1,0 \leq u_I = u_{II} = u_{III} \leq 1,0$, при этом параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин $M_{БП}$ равны $u_{БП} = 1,0$.

Рациональные схемы коммутации гидромашин СУ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота и диапазоны параметров регулирования объе-

ма их рабочих камер для каждого режима эксплуатации бурового станка приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

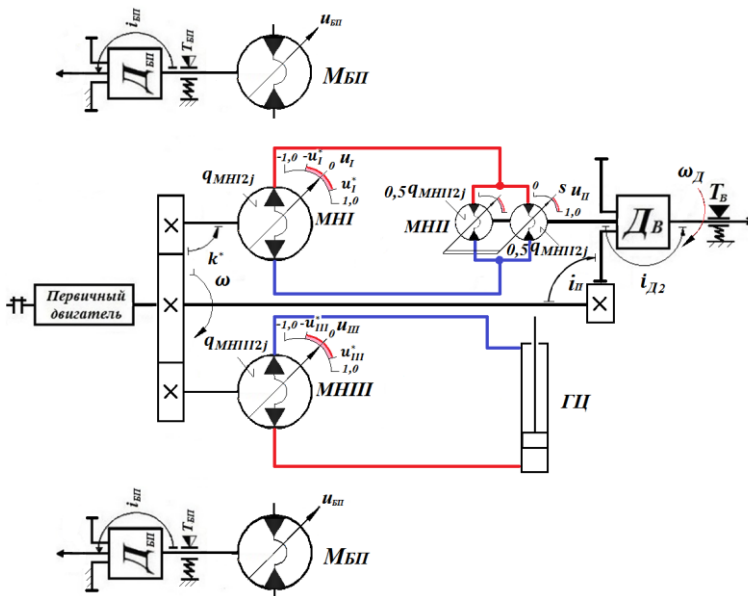
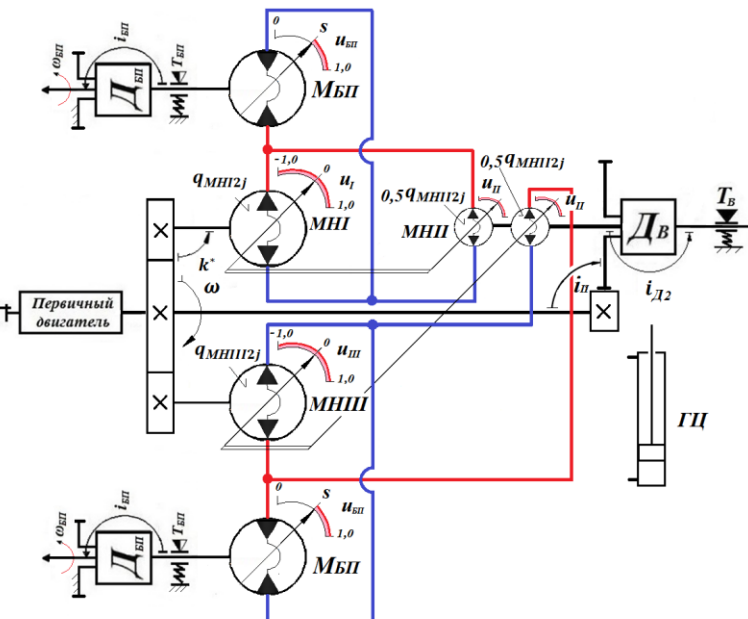
Схема коммутации гидромашин СУ	Режим эксплуатации станка	Диапазон параметров регулирования объема рабочих камер гидромашин СУ
1	2	3
	Бурение, свинчивание / развинчивание	$u_{БП} = 1,0;$ $-0,366 \leq u_I \leq 0,366;$ $s \leq u_{II} \leq 1,0;$ $-0,115 \leq u_{III} \leq 0,115$
	Ход	$s \leq u_{БП} \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_I \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_{II} \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_{III} \leq 1,0$

Таблица 3.4 (продолжение)

1	2	3
	Горизонтирование, подъем/опускание мачты, быстрый подъем/спуск шпинделя	$u_{БП} = 1,0;$ $-1,0 \leq u_I \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_{II} \leq 1,0;$ $-1,0 \leq u_{III} \leq 1,0$

Принципиальные схемы блоков нелинейности - *БНІ*, *БНІІ* двухканальной мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНІ* и *МНІІ* двухпоточной трансмиссии привода вращения долота приведены на рисунке 3.13.

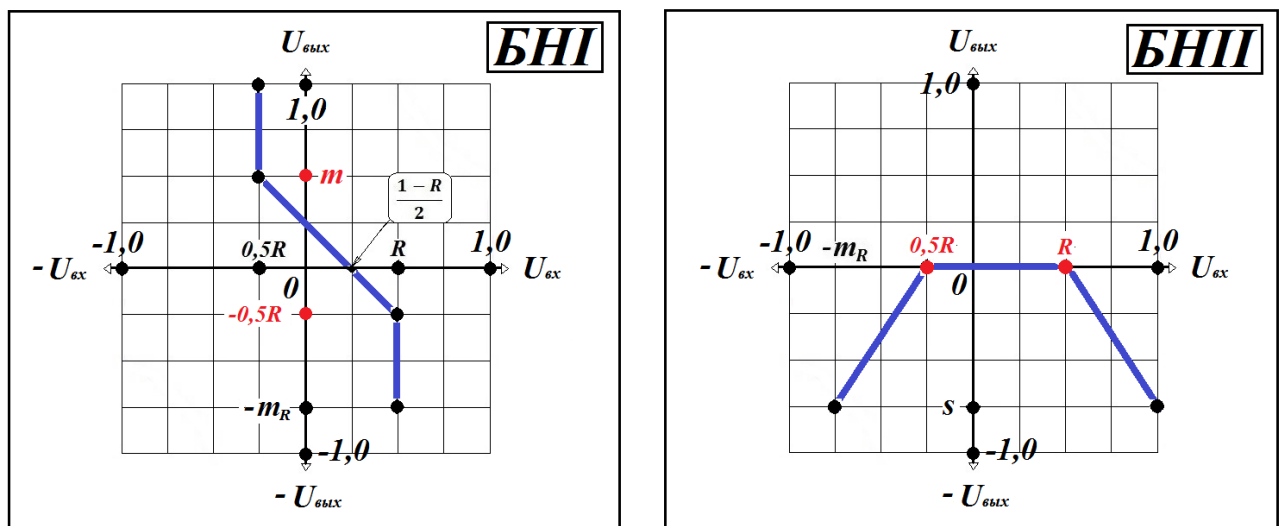


Рисунок 3.13 – Принципиальные схемы блоков нелинейности - *БНІ*, *БНІІ* двухканальной мехатронной системы управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНІ* и *МНІІ* двухпоточного привода вращения долота

Что касается характеристик блоков нелинейности - *БНІ, БНІІ* двухпоточного привода вращения долота, то следует отметить, что они позволяют машинисту бурового станка одним командоконтроллером обеспечить скорость вращения долота в диапазоне от $-\omega_{д max} R$ до $+\omega_{д max}$ по рациональной статической механической характеристике.

Следует отметить, что параметры регулирования объема рабочих камер гидромашин *МНІ* и *МНІІ* при работе однопоточного привода вращения долота в режиме холостого хода ($\omega_{д} = 0$) имеют значения $u_I = 0, u_{II} = 1,0$, соответственно, а при работе двухпоточного привода вращения долота в том же режиме имеют значения $u_I = 0,5(1 - R), u_{II} = 1,0$.

3.3 Сопоставительный анализ параметров и характеристик многорежимных гидрообъемных силовых установок карьерного бурового станка с традиционной однопоточной и двухпоточной трансмиссией привода вращения долота

Для установления преимуществ двухпоточной схемы по сравнению с однопоточной схемой трансмиссии с гидрообъемными РК,

- **во-первых**, приняв за единицу объемную постоянную одинаковых гидромашин *МНІ* и *МНІІ* однопоточной трансмиссии привода вращения долота $q_{МНІ1} = q_{МНІІ1} = 1,0$ при $i_I = k^* = 1,0$ и величину параметра асимметричности диапазона регулирования (глубины реверса) равной $R_{min} = -0,1$ из равенств (3.39) и (3.67) получим:

- для однопоточной трансмиссии привода вращения долота

$$\frac{q_{МНІІ1}}{q_{МНІ1}} = 0,495; \quad (3.71)$$

- для двухпоточной трансмиссии привода вращения долота

$$\frac{q_{МНІ2}}{q_{МНІ1}} = \frac{q_{МНІІ2}}{q_{МНІ1}} = 0,93; \quad (3.72)$$

$$\frac{q_{МНІІ2}}{q_{МНІ1}} = 0,255. \quad (3.73)$$

Решив уравнения (3.71) и (3.73) относительно объемной постоянной гидромашины MHI – q_{MHI1} и приравняв полученные результаты будем иметь отношение объемных постоянных гидромашин $MIII$ однопоточной и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота:

$$\frac{q_{MIII1}}{q_{MIII2}} = 1,941. \quad (3.74)$$

Таким образом, суммарный объем гидромашин MHI , $MIII$ и $MIIII$ у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота составляет не менее 84,7 % от суммарного объема одноименных гидромашин однопоточной трансмиссии. В том, числе:

- объемные постоянные одинаковых насос/моторов MHI и $MIIII$ у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота составляют не менее 93 % от объемных постоянных одноименных насос/моторов однопоточной трансмиссии;
 - объемная постоянная насос/мотора $MIII$ у двухпоточной схемы трансмиссии привода вращения долота (при $R = R_{min}$) составляет не менее 51,5 % от объемной постоянной одноименного мотора однопоточной трансмиссии.
- **во-вторых**, максимальный относительный поток РЖ в РК схемы двухпоточной трансмиссии (при $R = R_{min}$) в режиме бурения составляет 5 % от максимального относительного потока РЖ в РК однопоточной трансмиссии привода вращения долота (см. рис. 3.11 б),

$$\left(\frac{Q_K}{Q_{I\max}} \right)_{\max 2} = \frac{R_{min}}{2} \left(\frac{Q_K}{Q_{I\max}} \right)_{\max 1}. \quad (3.75)$$

- **в третьих**, в режиме бурения эффективная поверхность радиатора системы «гидробак-охладитель» – F_p с охладителем в дренажной линии с учетом конвекции и дросселирования РЖ в зазоре между плунжерами и цилиндрами гидромашин MHI и $MIII$ по результатам работы [70] кандидата технических наук Н. А. Абдуазизова определится как:

- для однопоточной трансмиссии привода вращения долота

$$F_{p1j} = (1 - k_{\theta 1}) \frac{q_{MIII1j} \frac{u_{I1}^*}{u_{II1}} k^* \omega[P] (1 - \eta_{\Sigma 1})}{k_{TO} \Delta t_p^0}, \text{ м}^2; \quad (3.76)$$

- для двухпоточной трансмиссии привода вращения долота

$$F_{P2j} = (1 - k_{\theta 2}) \frac{q_{MIIIj} \frac{u_{I2}^*}{u_{II2}} k^* \omega [P] (1 - \eta_{\Sigma 2})}{k_{TO} \Delta t_p^0}, \text{ м}^2; \quad (3.77)$$

где: k_{θ} — доля генерируемой РК тепловой мощности поглощенной в гидробаке системы «гидробак-охладитель»;

$u_{I1}^*/u_{II1}, u_{I2}^*/u_{II2}$ — отношение параметров регулирования объема рабочих камер гидромашин *MHI* и *MIII* у однопоточной и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота в режиме бурения, соответственно (1-я строка таблиц 3.1 и 3.4).

k_{TO} — коэффициент теплоотдачи стенок охладителя, Вт/м² град, равный $k_{TO} = 20$ Вт/м²град [57];

Δt_p^0 — превышение температуры РЖ радиатора над температурой окружающего воздуха, град, принимается $\Delta t_p^0 = 25$ °С [57].

Далее поделив выражение (3.76) на (3.77) с учетом (3.74) и равенства долей генерируемой РК тепловой мощности поглощенной в гидробаке получим:

$$\frac{F_{P1}}{F_{P2}} = 1,941 \frac{u_{I1}^*/u_{II1} (1 - \eta_{\Sigma 1})}{u_{I2}^*/u_{II2} (1 - \eta_{\Sigma 2})} = 4,92. \quad (3.78)$$

Анализ выражения (3.78) при одном и том давлении РЖ в РК свидетельствует, что эффективная поверхность теплоотдачи радиатора системы кондиционирования РЖ двухпоточной трансмиссии в самом длительном режиме работы станка — режиме бурения в 4,92 раза меньше по сравнению с однопоточной и составляет всего 20,3 % от величины последней.

➤ **в четвертых**, у однопоточной трансмиссии в точке *m* относительный поток РЖ в РК составляет $(Q_K/Q_{I \max})_1 = 1,0$, а в точке $\omega_{D \max}^*/\omega_{D \max}$ составляет $(Q_K/Q_{I \max})_1 = \frac{1-R_{\min}}{2m} = 0,9$ в то время как у двухпоточной трансмиссии в точке *m* относительный поток РЖ в РК составляет $(Q_K/Q_{I \max})_2 = 0,5R_{\min} = 0,05$, а в точке $\omega_{D \max}^*/\omega_{D \max}$ составляет $(Q_K/Q_{I \max})_2 = 1 - \eta_{\text{ок}} = 0,08$ (гидромашина *MIII* работает в «тормозном» режиме с утечками $Q_{\text{ук}} =$

$Q_{I\max}(1 - \eta_{ок})$ и вращение долота осуществляется только механической компонентой трансмиссии), то есть в диапазоне номинальных частот вращения долот буровых станков всех типоразмеров у двухпоточной трансмиссии относительный поток РЖ в РК от 11 до 20 раз меньше, чем у схемы однопоточной трансмиссии привода вращения долота в том же диапазоне;

- **в пятых**, у двухпоточной трансмиссии при замкнутом тормозе — T_B часть потока подводимой к трансмиссии мощности ПД расходуется на вращение гидромашины *МНН*. В этом случае она работает только в насосном режиме (при $R = R_{min}$) с относительной подачей $Q_{Kj}^* = 0,252Q_{I\max j}$ при этом дополнительная насосная мощность может передаваться приводам основных механизмов бурового станка в режимах, несовмещенных с режимом бурения;
- **в шестых**, в режиме бурения ресурс (длительность достижения величины объемного КПД, $\eta_o \leq 0,85$) гидромашин СУ выше у машины *МНН* почти в 1,5 раза, а у *МНН* более чем в 21 раз у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота по сравнению с однопоточной трансмиссией станков с нераздвижной и с телескопической мачтой при многозаходном и однозаходном обурировании 15/30/55 – метровых уступов, как вертикальными, так и наклонными скважинами.

За сопряжение, ограничивающее ресурс аксиально-поршневой гидромашин, нами принята пара трения «плунжер-цилиндр», в результате износа которой уменьшается ее объемный КПД [53]. Работа до предельного состояния пары трения $\eta_o \leq 0,85$ [71] «плунжер-цилиндр» составляет:

$$A_i = T_i N_i, \text{ Нм}, \quad (3.79)$$

где: T_i — ресурс сопряжения «плунжер-цилиндр» гидромашин при ее эксплуатации в i – м режиме, ч.

N_i — мощность трения, ограничивающая ресурс гидромашин при ее эксплуатации в i – м режиме, Вт, равная

$$N_i = u_i^* q_i [P] \omega_i (1 - \eta_o), \text{ Вт}, \quad (3.80)$$

здесь u_i^* — диапазон параметра регулирования объема рабочих камер гидромашин при ее эксплуатации в i – м режиме;

ω_i — скорость вала гидромашины при ее эксплуатации в i – м режиме, рад/с.

Для одной и той же конструкции гидромашины способной работать в различных режимах (насосном или моторном или тормозном) до предельного износа сопряжения ограничивающего ресурс машины справедливо следующее равенство [72]:

$$N_1 T_1 = N_2 T_2 = \dots = N_i T_i = N_n T_n = \text{const}, \quad (3.81)$$

где: n — число режимов эксплуатации гидромашины в течение длительности рабочего цикла бурового станка, ед.

Для конкурентных гидрокинематических схем трансмиссии привода вращения долота равенство (3.81) с учетом выражения (3.80) принимает вид для гидромашин:

- МНН₁ и МНН₂ эксплуатирующихся в однопоточной (см. рис. 3.3 б) и двухпоточной (см. рис. 3.11) трансмиссиях

$$u_{I1}^* q_{\text{МНН1}} [P] k^* \omega (1 - \eta_o) T_{\text{МНН1}} = u_{I2}^* q_{\text{МНН2}} [P] k^* \omega (1 - \eta_o) T_{\text{МНН2}}; \quad (3.82)$$

- МНН₁ и МНН₂ эксплуатирующихся в однопоточной (см. рис. 3.3 б) и двухпоточной (см. рис. 3.11) трансмиссиях

$$u_{II1}^* q_{\text{МНН1}} [P] \frac{k^* \omega}{i_{Д1}} (1 - \eta_o) T_{\text{МНН1}} = u_{II2}^* q_{\text{МНН2}} [P] \frac{k^* \omega}{i_{Д2}} (1 - \eta_o) T_{\text{МНН2}}; \quad (3.83)$$

Далее решая выражения (3.82) и (3.83) относительно отношения ресурсов гидромашин — $T_{\text{МНН2}}/T_{\text{МНН1}}$ и $T_{\text{МНН2}}/T_{\text{МНН1}}$ при одинаковых максимальном давлении в РК (уровне настройки предохранительного клапана или триггера Шмитта), объемном КПД гидромашин и передаточных отношениях дифференциалов с учетом выражений (3.40), (3.68), (3.72), (3.74) и результатов, приведенных в рубрике «**в четвертых**» настоящего параграфа, соответственно, имеем:

$$\frac{T_{\text{МНН2}}}{T_{\text{МНН1}}} = \frac{u_{I1}^* q_{\text{МНН1}}}{u_{I2}^* q_{\text{МНН2}}} = 1,468, \quad (3.84)$$

$$\frac{T_{\text{МНН2}}}{T_{\text{МНН1}}} = \frac{u_{II1}^* q_{\text{МНН1}}}{u_{II2}^* q_{\text{МНН2}}} = 21,836 \div 38,82. \quad (3.85)$$

➤ **в седьмых**, интегральная оценка удельной производительности буровых станков показывает, во всем диапазоне прочности буримой породы удельная производительность буровых станков всех типоразмеров, как с нераздвижной,

так и с телескопической мачтой с двух поточной трансмиссией привода вращения долота выше на 3,8 %, чем у станков с однопоточной трансмиссией.

Нелинейная зависимость удельной производительности— $\Pi_{ysl_j}(\sigma, \eta_\Sigma)$ бурового станка (см. (2.59), (2.60), (2.61)) с различной конструкцией мачты **при многозаходном и однозаходном** бурении 15/30/55 – метровых уступов от прочности буримой породы— σ_j не позволяет однозначно оценить ее уровень во всем диапазоне прочности буримой породы при различных суммарных КПД СУ. Поэтому для однозначной оценки уровня удельной производительности— $\Pi_{ysl_j}(\sigma, \eta_\Sigma)$ воспользуемся ее интегральным значением — $\tilde{\Pi}_{ysl_j}$ в диапазоне прочности буримой породы при различных суммарных КПД СУ бурового станка:

➤ с однопоточной трансмиссией привода вращения долота

$$\tilde{\Pi}_{ysl_1} = \frac{\int_{\sigma_{j \min}}^{\sigma_{j \max}} \Pi_{ysl_1}(\sigma, \eta_{\Sigma 1}) d\sigma}{\sigma_{j \max} - \sigma_{j \min}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}}; \quad (3.86)$$

➤ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота

$$\tilde{\Pi}_{ysl_2} = \frac{\int_{\sigma_{j \min}}^{\sigma_{j \max}} \Pi_{ysl_2}(\sigma, \eta_{\Sigma 2}) d\sigma}{\sigma_{j \max} - \sigma_{j \min}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}}; \quad (3.87)$$

Далее поделив выражение (3.87) на (3.86) и от частного от деления отняв единицу, получим превышение интегральной удельной производительности — Θ бурового станка с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота над производительностью станка с однопоточной трансмиссией:

$$\Theta = \left[\frac{\tilde{\Pi}_{ysl_2}}{\tilde{\Pi}_{ysl_1}} - 1 \right] \cdot 100\% = 3,8 \%. \quad (3.88)$$

Расчеты превышения интегральной удельной производительности выполнены с использованием пакета прикладной программы *Math CAD*.

Анализ конкурентных гидрокинематических схем трансмиссий (рис. 3.3 б и 3.11) и зависимостей отношения параметров регулирования объемов рабочих камер гидромашин *МНІ* и *МНІІ* (относительного потока РЖ) от относительной скорости вращения долота (3.12 б) позволил систематизировать преимущества двухпоточной трансмиссии привода вращения долота по сравнению с однопоточной,

которые приведены в таблицах 3.5, 3.6, 3.7 и 3.8.

Таблица 3.5

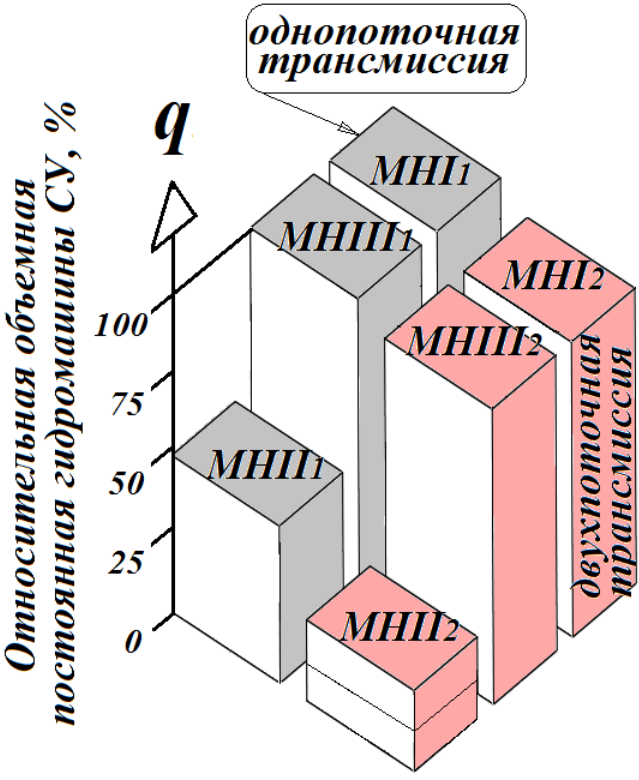
№ п/п	Аналитическая и графическая интерпретация преимущества	Преимущество
1	2	3
1	 $q_{MHI2} = q_{MHI12} = 0,93q_{MHI1}$ $q_{MHI2} = 0,515q_{MHI1}$ $\frac{q_{MHI2} + q_{MHI12} + q_{MHI21}}{q_{MHI1} + q_{MHI11} + q_{MHI12}} = 0,847$	Суммарный объем гидромашин <i>MHI</i>, <i>MHI</i> и <i>MHI</i> у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота составляет не менее 84,7 % от суммарного объема одноименных гидромашин однопоточной трансмиссии в том, числе: - объемные постоянные одинаковых насос/моторов <i>MHI</i> и <i>MHI</i> у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота составляют не менее 93 % от объемных постоянных одноименных насос/моторов однопоточной трансмиссии - объемная постоянная насос/мотора <i>MHI</i> у двухпоточной схемы трансмиссии привода вращения долота (при $R = R_{min}$) составляет не менее 51,5 % от объемной постоянной одноименного мотора однопоточной трансмиссии.

Таблица 3.6

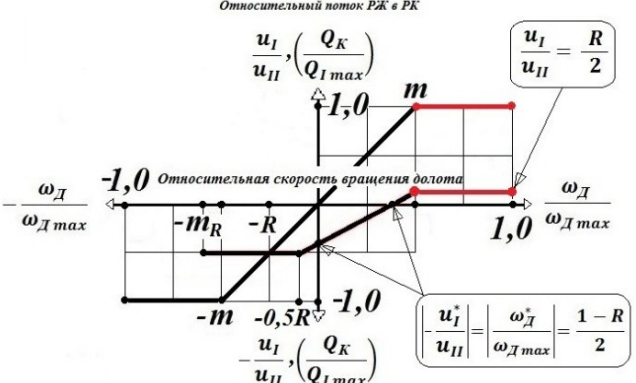
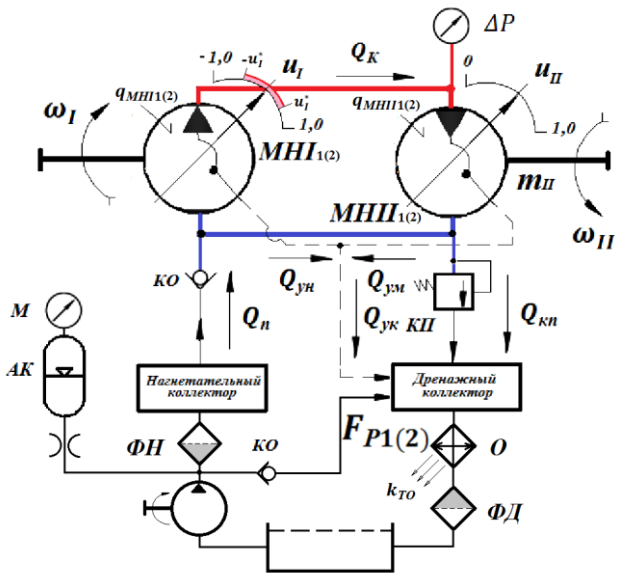
№ п/п	Аналитическая и графическая интерпретация преимущества	Преимущество
1	2	3
2	Относительный поток РЖ в РК  $\left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_{\max 2} = \frac{R_{\min}}{2} \left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_{\max 1}$	Максимальный относительный поток РЖ в РК схемы двухпоточной трансмиссии (при $R = R_{\min}$) в режиме бурения составляет 5 % от максимального относительного потока РЖ в РК однопоточной трансмиссии привода вращения долота.
3	 Эффективная поверхность теплоотдачи радиатора $\frac{F_{P2}}{F_{P1}} = 0,515 \frac{u_{I2}^*/u_{II2} (1 - \eta_{\Sigma 2})}{u_{I1}^*/u_{II1} (1 - \eta_{\Sigma 1})}$	При одном и том давлении РЖ в РК уменьшение мощности системы кондиционирования РЖ двухпоточной трансмиссии по сравнению с однопоточной в самом длительном режиме работы станка – режиме бурения составляет 20,3 %.

Таблица 3.7

№ п/п	Аналитическая и графическая интерпретация преимущества	Преимущество
1	2	3
4	Относительный поток РЖ в РК: - в точке «m» $\left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_1 = 1,0; \left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_2 = 0,5R_{\min}$ - в точке «$\omega_{D \max}^* / \omega_{D \max}$» $\left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_1 = \frac{1-R_{\min}}{2m}; \left(\frac{Q_K}{Q_{I \max}}\right)_2 = 1 - \eta_{ок}$	У однопоточной трансмиссии в точке <i>m</i> относительный поток РЖ в РК составляет $(Q_K/Q_{I \max})_1 = 1,0$, а в точке $\omega_{D \max}^* / \omega_{D \max}$ составляет $(Q_K/Q_{I \max})_1 = 0,9$ в то время как у двухпоточной трансмиссии в точке <i>m</i> относительный поток РЖ в РК составляет $(Q_K/Q_{I \max})_2 = 0,05$, а в точке $\omega_{D \max}^* / \omega_{D \max}$ составляет $(Q_K/Q_{I \max})_2 = 1 - \eta_{ок} = 0,08$ (гидромашина МНН работает в «тормозном» режиме с утечками $Q_{УК} = Q_{I \max}(1 - \eta_{ок})$ и вращение долота осуществляется только механической компонентой трансмиссии), то есть в диапазоне номинальных частот вращения долот буровых станков всех типоразмеров у двухпоточной трансмиссии относительный поток РЖ в РК от 11 до 20 раз меньше чем у схемы однопоточной трансмиссии привода вращения долота в том же диапазоне.

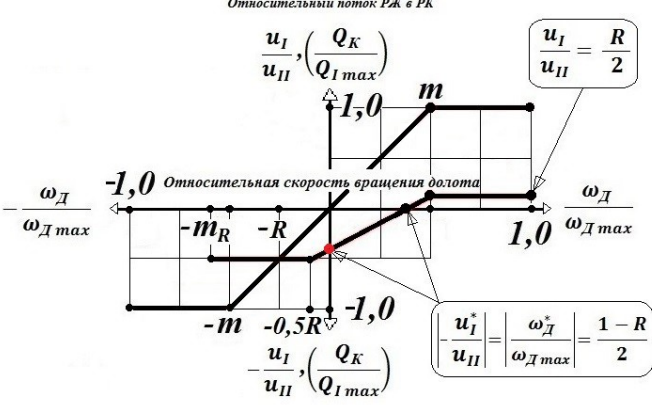
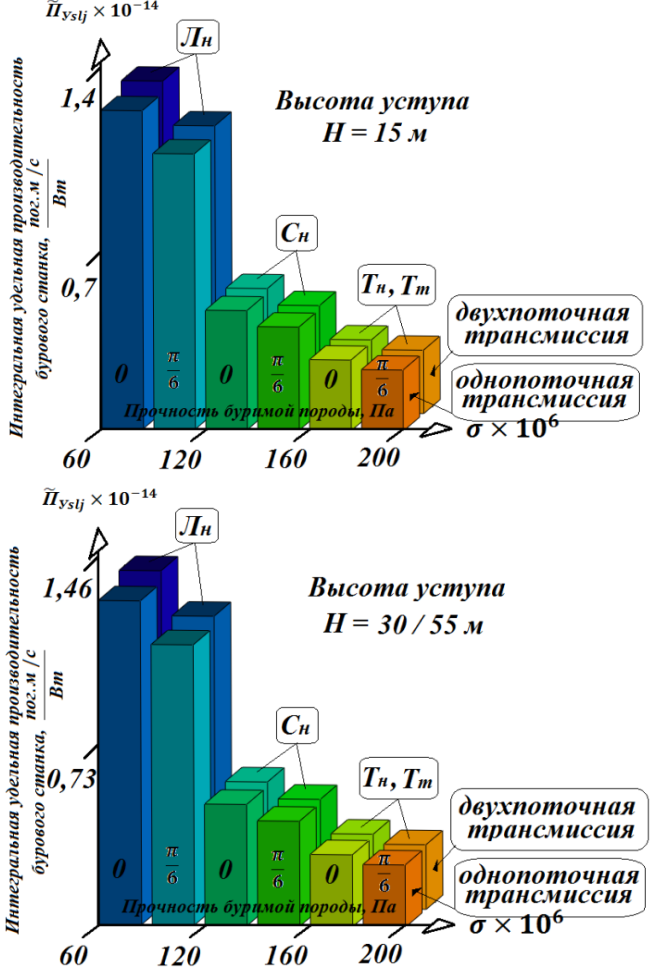
№ п/п	Аналитическая и графическая интерпретация преимущества	Преимущество
1	2	3
5	Относительный поток РЖ в РК:  $Q_K^*/Q_{I max} = 0,5(1 - R)$	У двух поточной трансмиссии при замкнутом тормозе — T_B часть потока подводимой к трансмиссии мощности ПД расходуется на вращение гидромашины <i>МНП</i>. В этом случае она работает только в насосном режиме (при $R = R_{min}$) с относительной подачей $Q_{Kj}^* = 0,252Q_{I maxj}$ при этом дополнительная насосная мощность может передаваться приводам основных механизмов бурового станка в режимах, не совмещенных с режимом бурения.
6	$\frac{T_{МНП2}}{T_{МНП1}} = \frac{u_{I1}^* q_{МНП1}}{u_{I2}^* q_{МНП2}} = 1,468$ $\frac{T_{МНП2}}{T_{МНП1}} = \frac{u_{II1}^* q_{МНП1}}{u_{II2}^* q_{МНП2}} = 21,836 \div 38,82$	Ресурс (длительность достижения величины объемного КПД 85 %, $\eta_o \leq 0,85$) гидромашин СУ в режиме бурения выше у машины <i>МНП</i> почти в 1,5 раза, а у <i>МНП</i> более чем в 2 – 3 раза у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота по сравнению с однопоточной трансмиссией станков с нераздвижной и с телескопической мачтой при многозаходном и однозаходном обурировании 15/30/55 – метровых уступов, как вертикальными, так и наклонными скважинами.

Таблица 3.8 (продолжение)

1	2	3
7	 Интегральная удельная производительность бурового станка, пог. м / с Высота уступа $H = 15 \text{ м}$ Высота уступа $H = 30 / 55 \text{ м}$ Прочность буримой породы, Па двухпоточная трансмиссия однопоточная трансмиссия $\theta = \left[\frac{\tilde{\Pi}_{ysl2}}{\tilde{\Pi}_{ysl1}} - 1 \right] \cdot 100\% = 3,8 \%$ $\tilde{\Pi}_{ysl1} = \frac{\int_{\sigma_{j \min}}^{\sigma_{j \max}} \Pi_{ysl1}(\sigma, \eta_{\Sigma 1}) d\sigma}{\sigma_{j \max} - \sigma_{j \min}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}}$ $\tilde{\Pi}_{ysl2} = \frac{\int_{\sigma_{j \min}}^{\sigma_{j \max}} \Pi_{ysl2}(\sigma, \eta_{\Sigma 2}) d\sigma}{\sigma_{j \max} - \sigma_{j \min}}, \frac{\text{пог. м/с}}{\text{Вт}}$	Интегральная оценка удельной производительности буровых станков показывает, что во всем диапазоне прочности буримой породы максимальная удельная производительность выше на 3,8 % у станков с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота, чем у станков с однопоточной трансмиссией, как с нераздвижной, так и с телескопической мачтой при многозаходном и однозаходном обурировании 15/30/55 – метровых уступов как вертикальными, так и наклонными скважинами.

Выводы по главе

1. Установлены конструктивные особенности СУ бурового станка с одно- и двухпоточной трансмиссией привода вращения долота *с однорядным планетарным механизмом* на выходе и гидрообъемным РК.
2. Установлено, что потери энергии в однопоточной трансмиссии привода вращения долота с реверсивным гидрообъемным регулирующим контуром «насос –

мотор» и с однорядным планетарным механизмом с достаточной степенью точности могут учитываться локальными КПД в направлении потока мощности от входа в элемент трансмиссии до выхода из него, при этом:

- суммарный КПД трансмиссии с заторможенным эпициклом с ростом передаточного отношения однорядного планетарного механизма нелинейно увеличивается, а с заторможенным центральным колесом нелинейно уменьшается;
 - в диапазоне передаточного отношения дифференциала $3 \leq i_{д1} \leq 12$ суммарный КПД трансмиссии при его работе с заторможенным эпициклом в среднем на 2,5% выше чем при его работе с заторможенным центральным колесом.
3. Разработана схема многорежимной гидрообъемной СУ с реверсивными гидрообъемными регулирующими контурами «насосы – двигатели», передающая мощность от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка двумя потоками механическим и гидравлическим.
 4. Разработана двухканальная мехатронная система управления механизмами регулирования объема рабочих камер гидромашин СУ и установлены значения параметров ее блоков нелинейностей – *БНИ*, *БНИI* для одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота.
 5. Для СУ с одно- и двухпоточной трансмиссией привода вращения долота в режиме работы гидромашин ее РК *с переменной* и *постоянной мощностью получены* значения ординат и абсцисс характерных точек рациональной статической механической характеристики, а также зависимости относительного потока РЖ в РК (отношения параметров регулирования объемов рабочих камер – u_I/u_{II} гидромашин РК) от относительной скорости вращения долота в функции параметра асимметричности диапазона ее регулирования – R .
 6. Установлено, что для гарантированного обеспечения максимального момента $M_D/M_{Dmax} = -1,0$ в режиме развинчивания бурового става минимальное значение параметра регулирования относительной скорости вращения долота – $|R_{min}|$ (минимальная глубина реверса) не должно превышать удвоенную величину отношения объемных утечек в РК к максимальной подаче гидромашин *МНИ* СУ при максимальном перепаде давления в РК.

7. Установлены зависимости для определения:

- величин объемных постоянных гидромашин СУ с одно- и двухпоточным приводом вращения долота от установленной мощности СУ станка j -го типоразмера и параметра асимметричности диапазона регулирования относительной скорости вращения долота;
- суммарного КПД — η_{Σ} схем одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения — i_D однорядного планетарного механизма и локальных КПД гидравлической и механической компонент привода.

8. Установлено, что суммарный объем гидромашин MHI , $MHII$ и $MHIII$ СУ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота составляет не более 84,7 % от суммарного объема одноименных гидромашин СУ с однопоточной трансмиссией в том, числе:

- объемные постоянные одинаковых насос/моторов MHI и $MHIII$ СУ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота составляют не более 93 % от объемных постоянных одноименных насос/моторов СУ с однопоточной трансмиссией;
- объемная постоянная насос/мотора $MHII$ СУ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота (при $R = R_{min}$) составляет не более 51,5 % от объемной постоянной одноименного мотора СУ с однопоточной трансмиссией.

9. Установлено, что в точке — m рациональной статической механической характеристики, характеризующей минимальную относительную скорость вращения долота при работе привода с постоянной мощностью с диапазоном изменения относительного крутящего момента $1,0 \geq M_{Dj} / M_{Dj max} \geq s$ относительный поток РЖ в РК составляет:

- у однопоточной трансмиссии привода вращения долота $(Q_K / Q_{I max})_1 = 1,0$;
- у двухпоточной трансмиссии привода вращения долота (при разомкнутом тормозе — T_B) $(Q_K / Q_{I max})_2 = 0,05$, то есть в точке — m (при номинальной частоте вращения долот буровых станков всех типоразмеров) у двухпоточной трансмиссии относительный поток РЖ в РК до 20 раз меньше чем у схемы од-

нопоточной трансмиссии привода вращения долота в той же точке. Это позволит при одном и том давлении РЖ в РК уменьшить мощность системы кондиционирования РЖ СУ с двухпоточной трансмиссией в самом длительном режиме работы станка – режиме бурения до 20,3 %.

10. Установлено, что в СУ с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота ресурс (длительность достижения величины объемного КПД 85%, $\eta_o \leq 0,85$) гидромашин в режиме бурения выше, у машины *МНІ* почти в 1,5 раза, а у *МНІІ* более чем в 21 раз по сравнению с одноименными гидромашинами СУ с однопоточной трансмиссией.
11. Установлено, что при замкнутом тормозе – T_B часть потока подводимой к трансмиссии мощности ПД расходуется на вращение гидромашин *МНІІ*. В этом случае она работает только в насосном режиме с подачей $Q_{kj}^* = 0,252Q_{I maxj}$ (при $R = R_{min}$) и при этом дополнительная насосная мощность может передаваться приводам основных механизмов бурового станка в режимах, несовмещенных с режимом бурения.
12. Интегральная оценка удельной производительности буровых станков показала, что во всем диапазоне прочностей буримых пород максимальная удельная производительность выше на 3,8 % у станков с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота, чем у станков с однопоточной трансмиссией независимо от конструкции их мачты и типоразмера.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей квалификационной научно-исследовательской работе дано новое решение актуальной научной задачи, заключающейся в разработке новых технических решений передачи мощности от первичного двигателя карьерного бурового станка к выходному валу трансмиссии привода вращения долота двумя потоками - механическим и гидравлическим, позволяющей повысить удельную производительность станка, при его эксплуатации на карьерах и разрезах Российской Федерации.

Основные научные выводы и результаты диссертационной работы, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Разработана многопараметрическая математическая модель взаимодействия рабочих органов бурового станка с забоем в виде удельной производительности – Π_{ysl_j} (пог.м/Вт·с), представляющей собой отношение высоты уступа к произведению средневзвешенной мощности – $\tilde{N}_{\Sigma sl_j}$ и длительности его рабочего цикла – T_{sl_j} , позволяющая при заданных технологических параметрах уступа, количественно установить влияние прочности буримой породы – σ_j , кинематических и конструктивных параметров станка, и мощностей приводов его механизмов на уровень удельной производительности.
2. Разработана схема многорежимной гидрообъемной СУ с реверсивными регулирующими контурами «насосы – двигатели», передающими мощность от ПД к входному валу механизма вращения долота карьерного бурового станка двумя потоками - механическим и гидравлическим.
3. Установлено, что в точке – m статической механической характеристики, соответствующей минимальной относительной скорости вращения, долота при работе привода с постоянной мощностью, в диапазоне изменения относительного крутящего момента $1,0 \geq M_{dj} / M_{dj\ max} \geq s$ (при разомкнутом тормозе – T_B), относительный поток РЖ в РК у двухпоточной трансмиссии до 20 раз меньше, чем у однопоточной трансмиссии в той же точке. Это позволяет, при одном и том же давлении РЖ в РК, уменьшить мощность системы кондиционирования РЖ СУ до 20,3 % в самом длительном режиме работы станка – режиме бурения.
4. Установлено, что для обеспечения максимального момента в приводе вращения долота $M_d / M_{d\ max} = -1,0$ в режиме развинчивания бурового става, минимальное значение параметра регулирования относительной скорости его вращения – $|R_{min}|$, не должно превышать удвоенную величину отношения объемных утечек в РК к максимальной подаче гидромашины MHI СУ при максимальном перепаде давления в РК.
5. Установлены зависимости для определения:
 - величин объемных постоянных гидромашин СУ станков всех типоразмеров с одно- и двухпоточным приводом вращения долота от установленной мощности СУ и параметра асимметричности диапазона регулирования относительной

скорости вращения долота;

- суммарного КПД – η_{Σ} одно- и двухпоточной трансмиссии привода вращения долота от передаточного отношения – $i_{\text{д}}$ однорядного планетарного механизма и локальных КПД гидравлической и механической компонент привода.
6. Установлено, что в СУ бурового станка с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота:
- в режиме бурения, длительность достижения величины объемного КПД $\eta_o \leq 0,85$, выше у машины *МНІ* почти в 1,5 раза, а у *МНІІ* более чем в 21 раз;
 - в режимах, несовмещенных с бурением (при замкнутом тормозе – $T_{\text{Б}}$), гидромашина *МНІІ* работает в насосном режиме с относительной подачей $Q_{\text{Кj}}^* = 0,252Q_{\text{I maxj}}$ (когда $R = R_{\text{min}}$) при этом дополнительная насосная мощность может передаваться приводам системы горизонтирования, подъема/опускания мачты, быстрого подъема/спуска шпинделя и хода бурового станка.
7. Установлено, что во всем диапазоне прочностей буримой породы, удельная производительность буровых станков с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота выше на 3,8 %, чем у станков с однопоточной трансмиссией.
8. Основные результаты диссертационной работы приняты к реализации в плановых научно-технических разработках ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова» на 2017-2018 гг. по совершенствованию существующих и созданию новых конструкций карьерного бурового станка.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных:

в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ:

1. **Пятова И. Ю.** Обоснование уровня установленной мощности систем силовой установки карьерных буровых станков / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю. // УГОЛЬ. – 2014. - № 7. – С. 70 – 72.
2. **Пятова И. Ю.** Математическая модель обурирования Н – метрового уступа буровым станком с гидрообъемной силовой установкой / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю. // Горная промышленность. – 2015. - № 2 (120). – С. 116 – 117.

в научных сборниках и других изданиях:

3. **Пятова И. Ю.** Онтология и анализ достигнутого технического уровня конструкций буровых станков термического расширения взрывных скважин / Пятова И. Ю., Гончаров С. А., Хромой М. Р. // Научный вестник МГГУ. – 2012. – № 11. – С. 67 – 74.
4. **Пятова И. Ю.** Теоретические аспекты бурения взрывных скважин в поверхностно – активной среде. Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно – практической конференции. Часть 5; Мин. образования и науки Рос. Федерации. Тамбов: Изд – во ТРОО «Бизнес – Наука – Общество», 2012. С. 107 – 109.
5. **Пятова И. Ю.** Эффект Ребиндера и действие поверхностно – активных веществ при бурении взрывных скважин. Международная молодежная научная школа «Проблема освоения недр в XXI веке глазами молодых». Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 204 – 207.
6. **Пятова И. Ю.** Сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций вращательно – подающих механизмов современных карьерных буровых станков в сборнике Трудов Международной научно – технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития», 2013 – Навои (Республика Узбекистан). С. 182 – 183.
7. **Пятова И. Ю.** Исследование уровня энерговооруженности карьерных буровых станков отечественного и зарубежного производства / Подэрни Р. Ю., Пятова И. Ю., Хромой М. Р. // Научный вестник МГГУ. - 2013. - № 9 (42). - С. 74 – 87.
8. **Пятова И. Ю.** Алгоритм определения максимальной мощности привода подачи в режиме «бурение» j – го типоразмера карьерного бурового станка. Международная молодежная научная школа «Проблема освоения недр в XXI веке глазами молодых». Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2013 – С. 140 – 143.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

Исследовать динамические переходные и тепловые процессы в гидравлической компоненте двух поточной трансмиссии привода вращения долота с учетом изменений во времени: - движущего момента первичного электро / дизельного двигателя; - температуры (изменения вязкости) в линии высокого

давления регулирующего контура.

Личный вклад автора состоит в формулировании цели и идеи работы, постановке задач и выборе методов исследования, анализе полученных результатов и разработке рекомендаций. В публикациях с соавторами [4, 5, 6, 19, 51] личное участие автора состоит в обзоре и анализе параметров конструкций гидрофицированных карьерных буровых станков, в обосновании уровня установленной мощности систем их силовых установок и в разработке многопараметрической математической модели обуивания уступа буровым станком с гидрообъемной силовой установкой.

Список литературы

1. Н. В. Мельников, Б. А. Симкин
Обоснование и выбор основных параметров новых буровых станков для открытых работ. – М.: «Углетехиздат», 1957. – 40 с.
2. Р. Ю. Подэрни
Механическое оборудование карьеров: Учеб. Для вузов. – 8 – е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2013 593 с.: ил.
3. А. П. Дмитриев, С. А. Гончаров
Термическое и комбинированное разрушение горных пород. – М.: Недра, 1978. – 304 с.
4. С. А. Гончаров, М. Р. Хромой, И. Ю. Пятова
Онтология и анализ достигнутого технического уровня конструкций буровых станков термического расширения взрывных скважин // Научный вестник МГГУ. Выпуск 11. – М.: 2012. С. 67 – 74
5. И. Ю. Пятова
Теоретические аспекты бурения взрывных скважин в поверхностно-активной среде. Вопросы образования и науки: теоретический и методический аспекты: сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно – практической конференции. Часть 5; Мин. обр. и науки РФ. Тамбов: «Бизнес – Наука – Общество», 2012. С. 107 – 109
6. И. Ю. Пятова
Эффект Ребиндера и действие поверхностно – активных веществ при бурении взрывных скважин. Международная молодежная научная школа «Проблема освоения недр в XXI веке глазами молодых». Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 204 – 207
7. К. Е. Винницкий
О творческом наследии академика Н.В. Мельникова // Техника и технология открытой и подземной разработки месторождений: Науч. Сообщ./ ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского. – М., 1999. – Вып. 312. – С.37 – 50
8.
Типаж станков для открытых горных работ и мероприятия по его внедрению на 1964 – 1970 гг. – М.: «НИИинформтяжмаш», 1965. – 11 с.
9. Н. В. Мельников, К. Е. Винницкий, М. Г. Потапов
Развитие открытого способа добычи угля.// В 138Н.: развитие горной науки. – М.: «Недра», 1977. – 343 с.
10. К. И. Иванов, М. И. Ермоленко, В. И. Дусев, В. Д. Андреев
Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. – М.: «Недра», 1966. – 378 с.
11. К. Е. Винницкий, С. Д. Бабарика, М. А. Кириллов
Развитие технологий бурения взрывных скважин на открытых разработках. – М.: ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, 2000. – 83 с.
12. Б. Н. Кутузов
Теория, техника и технология буровых работ. М.,

- Недра, 1972. – 312 с.
13. Р. Ю. Подэрни Анализ современного состояния мирового рынка поставок оборудования для бурения взрывных скважин на карьерах // Горная техника. Каталог-справочник. 2014, Выпуск № 2. Часть 1-3, С. 84-116
 14. Каталог Rotary Blasthole Drills. Caterpillar Mining 2011, AEXQ0600 – 01, 8 с.
 15. D. Penn, T. Berens Automated surface blasthole drilling. Blasthole Drilling in Open Pit Mining. Atlas Copco. Third edition 2012. P. 29 – 34
 16. Р. Ю. Подэрни Анализ конструкций и технологических возможностей современных станков вращательного бурения взрывных скважин на открытых работах. Каталог – справочник. Горная техника, 2008. С. 114 – 123
 17. R. Y. Poderni,
M. R. Chromoi &
V. F. Sandalov Blasthole drill rig of new technical level. // Proceedings of the' 96 International Symposium on Mining Science and Technology /Xuzhou/ Jiangsu/China/. 16-18 Oktober 1996, A.A. Balkema/Rotterdam/Brookfild/1996. P.p. 637 – 642
 19. И. Ю. Пятова Сравнительный анализ достигнутого технического уровня конструкций вращательно – подающих механизмов современных карьерных буровых станков. Сборник трудов VI – ой научно – технической конференции «Современные техника и технологии горно- – металлургической отрасли и пути их развития», 2013 – Навои (Республика Узбекистан).: С. 163 – 165
 20. И. Э. Наринский Основы выбора параметров и конструирование мощных станков шарошечного бурения скважин в горнорудной промышленности. Дисс. докт. техн. наук – М., МГИ, 1971. – 388 с.
 21. Л. И. Кантович Теория процессов и выбор параметров вращательно-подающих систем станков шарошечного бурения. Дисс. докт. техн. наук, Москва, МГИ, 1980, 398 стр.
 22. В. Н. Дмитриев Разработка теории механических систем и повышение эффективности станков шарошечного бурения. Дисс. докт. техн. наук – М., МГИ, 1987. – 430 стр. с илл.
 23. И. А. Сайдаминов Обоснование и выбор параметров средств температурной адаптации гидрообъемных трансмиссий карьерного оборудования. Дисс. докт. техн. наук – М., МГГУ. 2003. – 238 стр. с илл.
 24. Р. Г. Шмидт Исследование и выбор оптимальных параметров вращательно – подающих механизмов и определение области рационального применения шарошечных буровых станков для открытых работ. Дисс. канд.

- техн. наук – М., МГИ, 1972. – 182 с.
25. А. А. Жуковский,
Ю. А. Нанкин,
В. А. Сушинский
 26. Е. Н. Улицкий
 27. М. И. Немировский
 28. Ш. З. Нажмудинов
 29. А. В. Доброзраков
 30. Ю. А. Нанкин,
И. В. Герасимов
 31. В. Ф. Сандалов
 32. О. М. Бабаев,
Е. Н. Кисточкин и
др.
 33. В. Н. Кудрявцев,
Ю. Н. Кирдяшев,
Е. Г. Гинзбург и др.
 34. Р. Ю. Подэрни и др.
 35. R. Ju. Poderni and
otehrs
 36. Р. Ю. Подэрни и др.
 37. Р. Ю. Подэрни и др.
 38. Е. С. Венцель
 39. Percy H. Hill
- Привод и системы управления буровых станков для карьеров. М.: «Недра», 1990, 308 с.
- Исследование мощных шарошечных станков с целью совершенствования конструкции и выбора режимных параметров. Дисс. канд. техн. наук. М.: МГИ, 1972, 152 с.
- Обоснование и выбор параметров гидромеханических силовых установок буровых станков. Дисс. канд. техн. наук. М., МГГУ, 1994. 170 с.
- Обоснование рациональных параметров гидромеханической соловой установки самоходного бурового станка с единым первичным двигателем. Дисс. канд. техн. наук. М.: МГГУ, 1997. 138 с.
- Обоснование структуры и разработка мехатронного вращательно – подающего механизма станка шарошечного бурения. Дисс. канд. техн. наук. М., МГИ, 1988. 158 с.
- Станок направленного бурения 2СБШ-200Н. М.: «Недра», 1980, 200 с.
- Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Дисс. канд. техн. наук. М.: МГИ. 1977. 143 с.
- Объемные гидромеханические передачи. Расчет и конструирование. М.: «Машиностроение». 1987. 256 с. с илл.
- Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук В. Н. Кудрявцева и Ю. Н. Кирдяшева Л., «Машиностроение», 1977. 536 стр. с илл.
- Буровой станок. АС СССР SU № 1188303 А, кл.: Е 21 В 3/00, Е 21 С 1/00. Бюл. № 40, 1985
- Power drive for working organ of industrial machine. Patent Abridgment AU – В 79193/87 № 605790 F 16H 039/00, E02F 009/20. Australian patent office, 30.01.1989
- Вращатель бурового станка. АС СССР SU № 1835455 А1, кл.: Е 21, В 3/02. Бюл. № 31, 1993
- Гидропривод бурильной установки. Патент РФ RU № 2052096 С1 кл.:6 Е 21 С 1/00, Е 21 В 3/02. Бюл. № 1, 1996
- Теория вероятностей. – М.: «Наука», 1964, 576 с. ил.
- The science of engineering design. HOLT, RINERANT and WINSTON, Inc. New York. 1970. 264 p.p.

40. Р. Ю. Подэрни и др Буровой станок. Патент РФ RU № 2026488 С1 кл.: Е 21 С 1/00, Е 21 В 3/00. Бюл. № 1, 1995
41. Р. Ю. Подэрни и др. Буровой станок. АС СССР SU № 1649082 А1, кл.: Е 21 В 3/00, 3/02, Е 21 С 1/00. Бюл. № 18, 1991
42. В. И. Солод,
Л. И. Кантович и др. Вращательно-подающий механизм бурового станка. АС СССР SU № 385022 кл.: Е 21 В 3/00, 3/02, Е 21 С 1/00. Бюл. № 25, 1973
43. А. В. Топчиев,
В. И. Солод,
Л. И. Кантович и др. Вращательно-подающий механизм бурового станка. АС СССР SU № 300582 кл.: Е 21 В 3/00, 3/02, Е 21 С 1/00. Бюл. № 13, 1971
44. Правительство РФ Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена правительством РФ от 13.11.2009 №1715-р.
45. Правительство РФ Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена правительством РФ 24.01.2012 г.
46. Указ президента РФ №: 596 от 07.05.2012 О долгосрочной государственной экономической политике
47. Сайт www.rudgormash.ru, 2014 г.
48. Сайт www.atlascopco.ru, 2014 г.
49. Г. В. Мясников,
Е. И. Моисеенко. Многоскоростные планетарные механизмы в приводах горных машин. М., «Недра», 1975. 264 с.
50. R. Y. Poderni,
M. R. Chromoy,
V. F. Sandalov Power pack characteristic selection for rotary blasthole drill rig with advanced hydro – static drive. – A.A. Balkema. Mine Planning and Equipment Selektion 1998. – Rotterdam, Brookfield, 1998. Pp.633 – 639
51. Р. Ю. Подэрни, И. Ю. Пятова Обоснование уровня установленной мощности систем силовой установки карьерных буровых станков.// УГОЛЬ. – 2014. - № 7. – С. 70 – 72
52. В. И. Супрун и др. Перспективная техника и технология для производства открытых горных работ. Учебное пособие. – М.: МГГУ, 1996, 222 с. с илл.
53. А. В. Докукин,
В. М. Берман,
А. Я. Рогов и др. Исследования и оптимизация гидropередач горных машин. М.: «Наука», 1978, 196 с., с ил.
54. Н. Я. Репин,
В. П. Богатырев,
В. Д. Буткин и др. Буровзрывные работы на угольных разрезах. Под общ. ред. Н.Я. Репина. – М.: «Недра», 1987, 248 с.
55. Н. Н. Чулков,
А. Н. Чулков Расчет приводов карьерных машин. – М., «Машиностроение», 1972. – 103 стр. с илл.
56. Л. И. Кантович, Влияние конструктивных и технологических пара-

- Х. Н. Султонов,
Д. А. Кузиев метров на забойную производительность карьерной механической прямой напорной лопаты, ГИАБ.- 2014.- №6.- С.271-274
57. В. Ф. Ковалевский Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин. М.: «Недра», 1972, 224 с.
58. М. А. Крайнес, М. С. Розовский Зубчатые механизмы: Выбор оптимальных систем. М.: «Наука», 1972, 427 с.
59. В. Н. Кудрявцев Детали машин. М.: «Машиностроение», 1966, 307 с. с илл.
60. Д. П. Волков, А. Ф. Крайнев Трансмиссии строительных и дорожных машин. М.: «Машиностроение», 1974, 326 с. с илл.
61. С. Ф. Коммисарик, Н. А.Ивановский Гидравлические объемные трансмиссии. М.: «Наука», 1972, 427 с. с илл.
62. А. В. Петров Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: «Машиностроение», 1966, 246 с.
63. В.Н. Прокофьев Основы теории гидромеханических передач. М.: «Машгиз», 1957. 423 с.
64. Р. Ю. Подэрни, В. Ф. Сандалов Предохранительное устройство. А. С. СССР № 305241. Бюл. № 18, 1971
65. Р. Ю. Подэрни, М. Х. Мухамедов, В. Ф. Сандалов Предохранительное устройство для защиты трансмиссии привода рабочего органа землеройных машин. А. С. СССР № 806819. Бюл. № 7, 1981
66. Р. Ю. Подэрни, М. Х. Мухамедов, В. Ф. Сандалов Устройство для защиты трансмиссии многодвигательного привода рабочего органа землеройной машины от перегрузок. А. С. СССР № 831900. Бюл. № 19, 1981
67. Двигатели постоянного тока металлургические и крановые Д, ДП, ДПЭ, ДЭ, ДП-С. Технические описание и инструкция по эксплуатации. М.: «Внешторгиздат».
68. П. В. Коваль Гидравлика и гидропривод горных машин. «Машиностроение», 1976. – 319 стр. с илл.
69. Н. С. Гудилин, Е. М. Кривенко, Б. С. Маховиков, И. Л. Пастоев Гидравлика и гидропривод: Учеб. пособие/ Под общ. ред. И.Л. Пастоева. – 3 – е изд., стер. – М.: Издательство МГГУ, 2001. – 520 с.
70. Н. А. Абдуазизов Обоснование и выбор параметров системы "гидробак-охладитель" гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. Дисс. канд. техн. наук. М.: МГГУ, 2008. 141 с.
71. И. В. Крагельский, В. В. Алисин Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. М.: «Машиностроение», 1979. 358 с., ил.
72. М. М. Хрущев, М. А. Бабичев Абразивное изнашивание. М.: «Наука», 1970. 252 с.

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор

ООО «ИЗ-КАРТЭКС

им. П. Г. Коробкова»

_____ **А. Р. Ганин**

«_____» _____ 2016 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы **Пятовой Ирины Юрьевны** на тему: **«Обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка»**, выполненной на кафедре Горного оборудования, транспорта и машиностроения ФГАОУ ВО НИТУ «МИСиС».

По результатам рассмотрения диссертационной работы аспиранта **И. Ю. Пятовой** на тему **«Обоснование и выбор рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка»**, выполненной на кафедре Горное оборудование, транспорт и машиностроение Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего профессионального образования Министерства образования и науки Российской Федерации, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, комиссия в составе:

заведующего конструкторским отделом буровых станков - **С. А. Тихомирова**,

главного конструктора проекта, кандидата технических наук - **Л. И. Шварца**,

ведущего конструктора, кандидата технических наук - **С. О. Суздальского**

и профессора кафедры ГОТиМ НИТУ «МИСиС», доктора технических наук

– **Р. Ю. Подэрни**, после обмена мнениями приняла нижеследующее заключение:

результаты диссертационной работы Пятовой И. Ю.:

- **технические требования** на проектирование и создание силовой установки с двухпоточной трансмиссией привода вращения долота для типоразмерного ря-

да отечественных буровых станков блочно – модульной комплектации;

➤ **инженерная методика расчета и выбора** рациональных параметров трансмиссий гидрообъемных приводов основных механизмов карьерного бурового станка;

могут быть использованы конструкторским отделом ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г. Коробкова» в плановых научно-технических разработках в 2017 – 2018 гг.

**Заведующий конструкторским
отделом буровых станков
ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П. Г.
Коробкова»**

С. А. Тихомиров