

**ФГАОУ ВПО НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МИСиС»**

На правах рукописи

Прасолов Сергей Константинович

**ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР СТАТИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК И ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРООБЪЕМНОГО ПРИВОДА СИСТЕМЫ ПОДАЧИ
КАРЬЕРНОГО БУРОВОГО СТАНКА**

Специальность 05.05.06 – «Горные машины»

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель:
кандидат технических наук,
профессор Замышляев В.Ф.**

Москва 2015

Содержание

Стр.

Введение	4
1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования.....	10
1.1 Анализ современного состояния конструкций карьерных буровых станков.....	10
1.1.1 Буровые станки с системой подачи лебедочного типа.....	11
1.1.2 Буровые станки с зубчато-реечной системой подачи.....	17
1.1.3 Буровые станки с системой подачи на основе гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров.....	19
1.2 Обзор источников информации аналитических и экспериментальных исследований колебаний и вибраций механических систем станков шарошечного бурения	27
1.3 Цель, задачи и алгоритм исследования.....	34
Выводы по главе	35
2 Закономерности формирования сил сопротивления в системе подачи карьерных буровых станков при бурении горных пород различной прочности	37
2.1 Кинематические и силовые параметры систем подачи карьерных буровых станков с гидрообъемным приводом поступательного действия (силовыми гидроцилиндрами).....	37
2.2 Конструктивные параметры гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров систем подачи карьерных буровых станков.....	49
2.3 Исследование жесткостных параметров системы подачи бурового станка.....	56
Выводы по главе	67
3 Исследование статических и динамических характеристик гидрообъемной системы подачи бурового станка.....	71
3.1 Исследование потоков мощности в традиционной гидрообъемной	71

	системе подачи бурового станка в режиме бурения.....	
3.2	Исследование потоков мощности в инновационной рекуперативной гидрообъемной системе подачи бурового станка в режиме бурения....	80
3.3	Сопоставительный анализ статических и динамических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка в режиме бурения	89
3.4	Уравнение движения (математическая модель) динамической системы подачи бурового станка.....	93
	Выводы по главе	104
	Заключение	109
	Список использованных источников информации.....	113
	Приложение	122

Введение

Актуальность работы. Российская Федерация по подтвержденным запасам ряда важнейших полезных твердых ископаемых, например, таких как каменный уголь, железные и алмазосодержащие руды, занимает ведущее место в СНГ и входит в первую десятку государств мира.

При разработке месторождений открытым способом одним из основных производственных процессов являются буровзрывные работы.

На карьерах и угольных разрезах Российской Федерации, способ бурения шарошечными долотами занимает до 70% всех объемов проходки взрывных скважин. Затраты на производство буровых работ составляют до 30% всех затрат, приходящихся на одну тонну полезного ископаемого. Поэтому повышение эффективности работы буровых станков является необходимым условием повышения рентабельности горнодобывающих предприятий.

При бурении взрывных скважин в скальных, трещиноватых и слоистых породах, стохастическое изменение их прочности приводит к повышенной вибрации бурового става на стальных канатах, и как следствие к значительным динамическим нагрузкам элементов бурового станка, снижая скорость бурения. Даже установка пневмогидравлических аккумуляторов в гидравлической системе привода подачи долота не обеспечивает должным образом рациональных динамических параметров системы подачи, существенно влияющих на скорость бурения.

Поэтому, разработка комплекса научно-технических мероприятий для обоснования и выбора статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка является актуальной научной задачей.

Степень научной разработанности темы исследования.

Вопросам колебаний бурового става станков шарошечного бурения посвящены аналитические и экспериментальные исследования докторов технических наук Подэрни Р.Ю., Кантовича Л.И., Дмитриева В.Н., Кутузова Б.Н., Наринского И.Э., Владиславлева В.С., кандидатов технических наук Иванова К.И., Зайченко С.Г., Улицкого Е.Н., Хромого М.Р., Муминова Р.О. и многих других исследователей.

Ими были предложены основные пути повышения скорости бурения карьерных станков за счет снижения колебаний бурового става.

Однако, до настоящего времени в технической литературе не нашли отражения вопросы, связанные с влиянием статических характеристик и динамических параметров гидрообъемной системы подачи на скорость бурения.

Поэтому, исследования, связанные с обоснованием и выбором статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода систем подачи карьерных буровых станков, сегодня по-прежнему остаются актуальными.

Целью работы является установление зависимостей влияния жесткостных и демпфирующих параметров привода гидрообъемной системы подачи на спектр колебания бурового става станка при его эксплуатации в различных горногеологических условиях.

Основная идея работы заключается в применении рекуперативной гидравлической системы подачи бурового станка, позволяющей повысить скорость внедрения долота в забой за счет снижения амплитуды её колебаний при бурении скальных, трещиноватых и слоистых пород.

Задачи исследования.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния исследований и достигнутого технического уровня конструкций систем подачи отечественных и зарубежных карьерных буровых станков;
- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований колебаний и вибраций механических систем станков шарошечного бурения;
- **установлением** конструктивных, кинематических, жесткостных и силовых параметров систем подачи карьерных буровых станков с гидрообъемным приводом поступательного действия (силовыми гидроцилиндрами);
- **разработкой** аналога физической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой;

- **разработкой** алгоритма моделирования математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой;
- **исследованием** потоков мощности в приводе традиционной и рекуперативной гидрообъемных систем подачи бурового станка в режиме бурения;
- **сопоставительным анализом** статических и динамических характеристик гидрообъемного привода традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка в режиме бурения;
- **разработкой** математической модели (дифференциальных уравнений движения) гидрообъемной системы подачи карьерного бурового станка в режиме бурения;
- **установлением вида** критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров (с учетом статической механической характеристики привода) на уровень колебаний осевого усилия и скорости подачи долота в режиме бурения;
- **разработкой** комплекса научно-технических мероприятий, позволяющих эффективно эксплуатировать в различных горногеологических условиях карьерный буровой станок с рекуперативной системой подачи.

Основные научные положения, выносимые на защиту:

- многопараметрическая математическая модель процесса бурения - удельная скорость внедрения долота в породу, отличающаяся учетом её физико-механических свойств, конструктивных, кинематических, силовых, статических и динамических характеристик привода гидрообъемной системы подачи бурового станка;
- снижение колебаний скорости внедрения долота в забой при бурении карьерным станком скальных, трещиноватых и слоистых пород может быть осуществлено его оснащением рекуперативной гидравлической системой подачи бурового става с мехатронным управлением.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректностью постановки задач исследований, научными положениями, выводами и рекомендациями, базирующимися на современных научных методах исследований и фундаментальных положениях: - теоретической механики твердого тела, жидкости и газа; - теории колебаний

механических систем; - математического моделирования и системного анализа процесса нагружения долота. Достоверность принятых допущений и проверка корректности аналитических моделей выполнены моделированием на ЭВМ. Относительная ошибка результатов математического моделирования с использованием пакета прикладной программы Math CAD в резонансной зоне колебаний составила по амплитуде не более 5 %, а по частоте не более 0,5 %.

Научное значение работы заключается в установлении зависимостей:

- индикаторного давления в штоковой полости гидроцилиндра рекуперативной системы подачи бурового станка, отношения параметров объемов рабочих камер насоса и мотора её привода и относительных осевого усилия и скорости подачи долота от уменьшения параметра регулирования объема рабочих камер мотора;
- величин отношения вынужденных и собственных частот и суммарного коэффициента демпфирования системы подачи от величины безразмерной функции $\chi_{тс}(pс)$, характеризующей влияние статических механических характеристик привода традиционной и рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка;
- коэффициента динамичности традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка от отношения вынужденных и собственных частот.

Соответствие паспорту специальности.

Работа посвящена обоснованию и выбору статических характеристик и динамических параметров системы подачи бурового станка при его эксплуатации в различных горногеологических условиях и соответствует: п.1 «Изучение закономерностей внешних и внутренних рабочих процессов в горных машинах, комплексах и агрегатах с учетом внешней среды», п.2 «Изучение и оптимизация динамических процессов в горных машинах» и п.3 «Обоснование и оптимизация параметров и режимов работы машин и оборудования и их элементов» в области изыскания закономерностей влияния жесткостных и демпфирующих параметров на спектр колебания бурового става станка.

Научная новизна состоит в:

- **разработке** физической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой и алгоритма его моделирования;
- **установлении** зависимостей удельной скорости внедрения долота в породу от её прочности, угла наклона скважины, качества её очистки и от коэффициента динамичности системы подачи долота;
- **систематизации и оценке** эффективности конструктивных параметров гидроцилиндров системы подачи бурового станка в зависимости от схемы нагружения их штоков осевым усилием;
- **установлении** аналитической зависимости коэффициента динамичности системы подачи бурового станка от её одно массовой амплитудно-частотной характеристики.

Практическое значение исследования состоит в разработке: - **принципиальной схемы** гидрообъемного привода рекуперативной системы подачи карьерного бурового станка с мехатронным управлением скоростью и величиной ограничения осевого усилия; - **методики и программного обеспечения** для моделирования и расчета статической и динамической характеристик привода рекуперативной системы подачи.

Реализация выводов и рекомендаций работы.

В плановых научно-технических разработках 2015–16гг. конструкторским отделом ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова» приняты следующие результаты работы:

- **технические требования** на проектирование системы подачи карьерного бурового станка с рекуперативным гидрообъемным приводом;
- **инженерная методика расчета и выбор** статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены в рамках 9-ой Международной научной школы молодых ученых и специалистов «Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых» в 2012 г. (г. Москва, ИПКОН РАН); на VI Международной научно-технической конференции

«Современная техника и технология горно-металлургической отрасли и пути их развития» – 2013 г. (Республика Узбекистан, Навои, НГМК); на XIII, XIV, XV, XVI и XVII Международных экологических конференциях студентов и молодых ученых «Горное дело и окружающая среда. Инновации и высокие технологии XXI века» - 2009 - 2013 гг. (г. Москва, МГГУ) (по годам); на Международной научно-практической конференции «Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития» г. Тамбов 2013 г.; на семинарах кафедры Горные машины и оборудование в 2009 – 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС») г. Москва; на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» в 2010 – 2013 гг. (МГГУ), 2014 г. (НИТУ «МИСиС») г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 работ, 2 из них в изданиях, входящих в перечень ВАК Минобрнауки РФ.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, трех глав, заключения, приложения и списка использованных источников информации из 95 наименований и включает 52 рисунка и 3 таблицы.

1 Состояние вопроса, цель и задачи исследования

1.1 Анализ современного состояния конструкций карьерных буровых станков отечественных и зарубежных производителей

В общей технологии открытых горных работ при разработке месторождений, сложенных крепкими породами, буровзрывные работы являются одним из основных производственных процессов. Цель бурения – создание в породном массиве взрывных и водопонижающих скважин. Бурение представляет собой трудоёмкий и дорогостоящий процесс.

Сегодня на карьерах и угольных разрезах РФ, способ бурения шарошечными долотами, известный в технической литературе как «шарошечный», занимает до 70% всех объемов проходки взрывных скважин. Стоимость буровых работ в крепких породах колеблется в пределах от 16 до 36% общей стоимости выемки одной тонны горной массы. В свою очередь, затраты на проведение буровзрывных работ складываются из расходов на взрывчатые вещества (до $45 \div 50\%$) и на эксплуатацию станка от 50 до 55% [1, 2, 3].

По мнению профессоров Подэрни Р.Ю. и Кутузова Б.Н. [1, 4, 7, 8, 11], развитие отечественной буровой техники должно быть направлено:

- на *создание* гидрофицированных станков вращательного бурения с номинальными диаметрами $160 \div 275$ мм;
- на *совершенствование автоматизации управления режимами бурения и вспомогательными операциями*;
- на *осуществление бурения* скважин глубиной до 19 м *одной штангой*;
- на *освоение новых типов шарошечных долот*.

Основными параметрами бурения взрывных скважин являются: высота уступа - H ; диаметр скважины - D_c ; длина скважины - L ; - угол наклона скважины - α ; - расстояние от кромки уступа до первого ряда скважин и между рядами - A ; - расстояние между скважинами в ряду - B ; - величина перебура - U ; - расстояние от оси скважины до кромки уступа по его подошве (дистанция сопротивления) - W .

Опыт эксплуатации карьерных буровых станков [1, 9, 10] и анализ данных ведущих предприятий [4] по добыче и переработке углеводородного твердого топлива и минерального сырья, а также научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций [5, 6] (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», ОАО «ВНИПИпромтехнологии», АК «АЛРОСА», «УкрНИИпроект, НИПКИ угольной промышленности») показывают, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями карьерных буровых станков в РФ [7] будут являться угольные разрезы и карьеры по добыче угля, драгоценных минералов, железной руды и нерудных строительных материалов.

Все станки бурения шарошечными долотами производимые в России на ОАО «Бузулукский завод тяжелого машиностроения» (ОАО «Бузулуктяжмаш») (г. Бузулук), ОАО «Рудгормаш» (г. Воронеж) и на ООО «ИЗ КАРТЭКС» (г. Санкт Петербург) предназначены для бурения взрывных скважин в сухих и обводненных, в монолитных и трещиноватых породах с коэффициентом крепости по шкале профессора М.М. Протоdjяконова $f = 6 \div 20$.

Рассматривая схемы систем подачи буровых станков отечественных и зарубежных производителей, можно выделить три основных типа систем подачи: лебедочного, зубчато-реечного и на основе гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров.

1.1.1 Буровые станки с системой подачи лебедочного типа

В семидесятых годах двадцатого века в специальном конструкторском бюро самоходного горного оборудования ВПО «Союзгормаш» была разработана схема вращательно – подающей системы станка СБШ-250К (рис. 1.1).

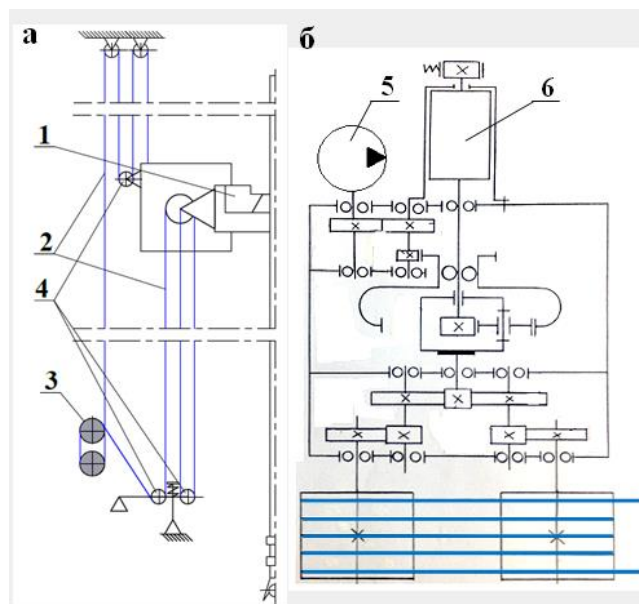
Станок СБШ-250К предназначен для бурения вертикальных взрывных скважин в породах средней и выше средней крепости ($f = 12 \div 18$ по шкале проф. М. М. Протоdjяконова).

Удлиненная мачта станка (25 м) позволяет бурить скважины без наращивания штанг на карьерах с высотой уступов до 15 м.

Система подачи станка СБШ-250К *канатно-полиспастная лебедочного типа* (коэффициент полиспастности - $i_{\Pi} = 3$) по принципу имеет сходство с системой подачи станков СБШ-270 ИЗ и СБШС – 250/270-32. Привод лебёдки - 3 подачи (подъема) осуществляется в режиме бурения от гидромотора МНА 63/200 – 5 мощностью 5 кВт, а в режиме подъема посредством дифференциала лебедки (см. рис. 1.2 а) от гидромотора и электродвигателя МТКН-312-6 - 6 переменного тока мощностью 17,5 кВт. Причем, в режиме бурения электродвигатель заторможен.



**Рисунок 1.1 - Станок СБШ-250К
ОАО ВПО
«Союзгормаш».**



**Рисунок 1.2 - Принципиальная
кинематическая схема
станка СБШ-250К ВПО
«Союзгормаш»:
вращательно
подающего механизма -
а; привода лебедки
подачи (подъема) - б.**

Отличительной особенностью станка СБШ-250К является вращательный механизм патронно-шпиндельного типа с *верхним расположением патронно-шпиндельного вращателя* (рис. 1.2) - 1. Патрон служит для соединения вращающегося шпинделя со штангой и лебедками подачи через канатный полиспаст - 4. При забурировании на глубину буровой штанги патроном осуществляется два

перехвата бурового става. Привод вращателя – электродвигатель постоянного тока ДПВ-52 мощностью 60 кВт.

Станок тяжелого класса СБШС – 250/270/-32 (см. рис. 1.3) производства ЗАО «НОВОКРАМАТОРСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД», г. Краматорск, Украина предназначен для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин диаметром 250/270 мм и глубиной до 32 м и 40 м в породах крепостью 6...20 ед. по шкале проф. М.М. Протодяконова.

Он отличается от своего прототипа УСБШ – 250А (изготовитель ОАО «КРИВОРОЖСКИЙ ЗАВОД ГОРНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ», г. Кривой Рог, Украина) системой подачи, выполненной по схеме рис. 1.16, с мачтой открытого типа и приводом системы подачи.



Рисунок 1.3 - Станок СБШС –250/270 – 32 ЗАО «НОВОКРАМАТОРСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД», г. Краматорск, Украина

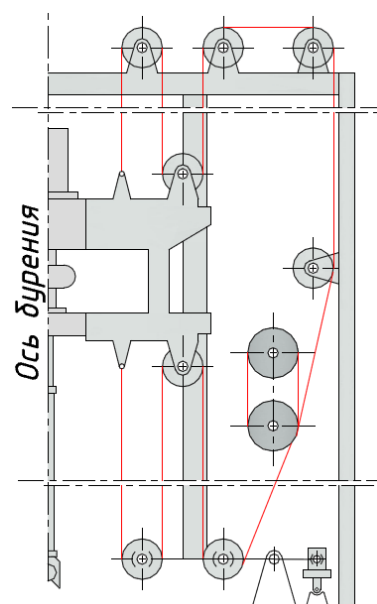


Рисунок 1.4 - Принципиальная кинематическая схема вращательно – подающего механизма станка СБШС – 250/270-32.

На буровом станке СБШС – 250/270/-32 принята *система подачи* (см. рис. 1.4) *лебедочного типа* (коэффициент полиспастности - $i_{\Pi} = 4$) с гидрообъемным

приводом (с высокомоментным гидромотором MP-1800A фирмы «Rexroth»). На станке применена система автоматического управления процессом бурения.

Станок тяжелого класса МЗВ-04 (см. рис. 1.5), производства фирмы MARION предназначен для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин диаметром $229 \div 311$ мм и глубиной до 55 м. Мачта станка - 2 открытого типа, с подвижным вращателем (два электродвигателя постоянного тока мощностью по 48,5 кВт каждый).

Система подачи лебедочного типа - 3 с гидрообъемным приводом (два высокомоментных радиально-поршневых гидромотора - 4 суммарной мощностью 97 кВт). Усилие подачи на долото передается тяговыми втулочно-роликовыми цепями через четырехкратный ($i_{\Pi} = 4$) полиспаст – 1 (рис. 1.6).

Привод бортовых передач станка может выполняться в двух вариантах: 1) с цепной передачей от радиально-поршневых моторов мощностью 48,5 кВт каждый; 2) с планетарными редукторами и аксиально-поршневыми моторами мощностью по 97 кВт каждый.



Рисунок 1.5 - Буровой станок МЗВ-04 MARION.

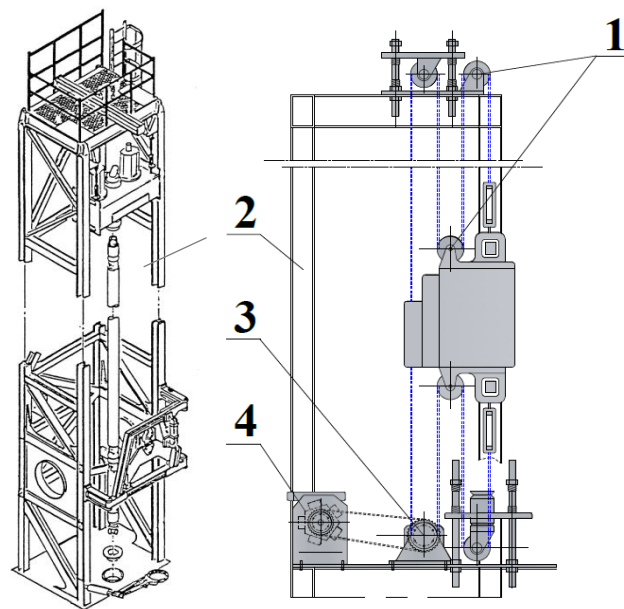


Рисунок 1.6 - Принципиальная кинематическая схема вращательно – подающего механизма станка МЗВ-04 DRESSER MARION.

Мобильный станок среднего класса T4W (см. рис. 1.7) производства фирмы Ingersoll – Rand США предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром $89 \div 508$ мм и глубиной до 910 м. Мачта станка открытого типа из труб квадратного сечения, с подвижным вращателем – 1 (два гидромотора мощностью по 25 кВт каждый). Система подачи лебедочного типа (см. рис. 1.8) с гидрообъемным приводом. Усилие на долото передается тяговыми втулочно-роликовыми цепями бесконечной цепной передачей. Станок комплектуется бортовым винтовым компрессором HR-2.5 ($35,8 \text{ м}^3/\text{мин}$, 2 МПа) и комбинированной воздушно-жидкостной системой промывки.

Станок имеет дизельный первичный привод фирмы Cummins мощностью 170 кВт. При создании бурового станка T4W применена модульная концепция, что позволяет комплектовать станок различным оборудованием под конкретные условия и цели работы.



Рисунок 1.7 - Буровой станок T4W фирмы Ingersoll – Rand США.



Рисунок 1.8 - Система подачи лебедочного типа с тяговыми роликовыми цепями станка T4W фирмы Ingersoll – Rand США.

Станок тяжелого класса СБШ - 270 ИЗ (см. рис. 1.9), производства ООО «ИЗ КАРТЭКС» г. С. – Петербург, предназначен для бурения взрывных скважин. Он

отличается от своего прототипа СБШ - 250МНА32КП практически только более тяжелым малоопорным гусеничным ходом и имеет более чем в полтора раза большие массу и стоимость.

Мачта станка выполнена из труб квадратного сечения. В ней размещены: - вращательно-подающий механизм, - механизм развинчивания/свинчивания штанг и верхний ключ с гидроцилиндром. На верхней обвязке мачты смонтированы опоры блоков канатно-полиспастной системы подачи (коэффициент полиспастности - $i_{\Pi} = 4$), а на нижней установлены гидроцилиндры натяжения ветвей (рис. 1.10). В режиме «бурение» усилие подачи долота на забой создается двумя лебедками и передается на блоки опорного узла - 4 через канат, который огибает приводные барабаны – 8 лебедки подачи - 9.

Также станок СБШ-270 выпускается с удлиненной мачтой, которая позволяет при бурении одной штангой получить ход 19,5 м. модификация станка имеет название СБШ-270 А.

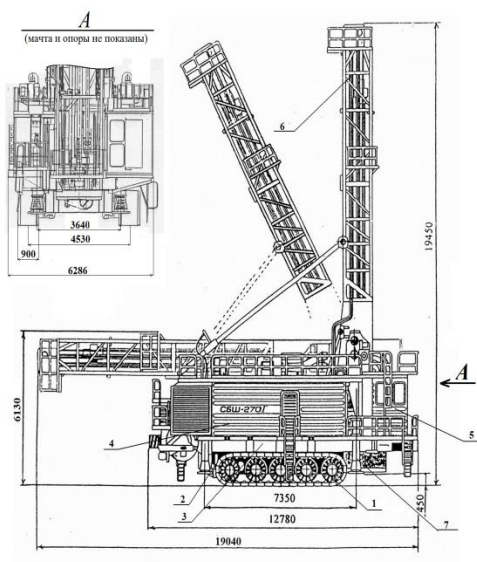


Рисунок 1.9 - Станок СБШ-270 ИЗ ООО «ИЗ КАРТЭКС» г. Санкт Петербург.

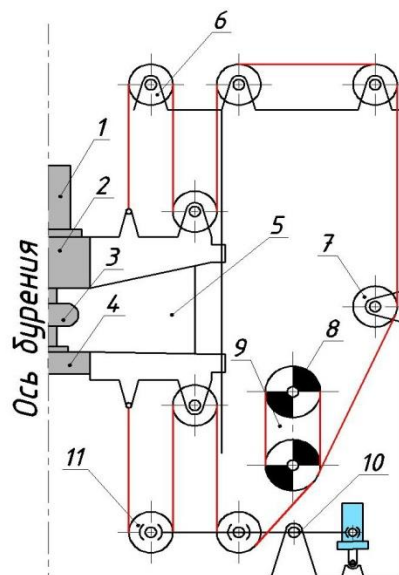


Рисунок 1.10 - Принципиальная кинематическая схема вращательно – подающего механизма – станка СБШ-270 ИЗ.

1.1.2 Буровые станки с зубчато-реечной системой подачи

В 2002 г. ОАО «Рудгормаш» выпустил первый образец станка шарошечного бурения среднего класса СБШ-160/200-40 (см. рис.1.11), предназначенный для бурения взрывных скважин, диаметром 160 и 215 мм, глубиной до 43 м, а также для заоткоски уступов карьеров по предельному контуру. У станка полностью гидрофицированы все приводы и агрегаты. Он имеет модификации с дизельным и электрическим первичным приводом.

В передней части платформы на продольной оси рабочей площадки установлена мачта открытого типа из труб квадратного сечения (рис.1.12). На внутренних боковых поверхностях мачты – 1 расположены зубчатые рейки - 2, по которым перемещается каретка - 3 с двух двигательными гидрообъемными вращателем и *зубчато-реечным механизмом подачи*. В задней части станка установлены электро-гидрообъемная или дизель-гидрообъемная силовая установка (рабочее давление 18 МПа) и компрессорная установка.



Рисунок 1.11 - Станок СБШ–160/200– 40 ОАО «Рудгормаш», г. Воронеж.

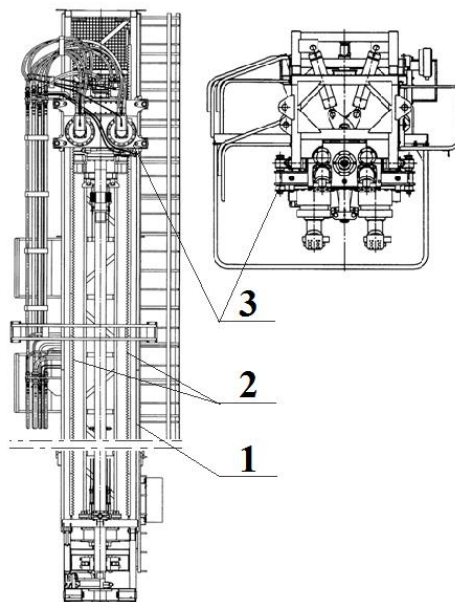


Рисунок 1.12 - Мачта станка СБШ–160/200–40: 1 – мачта, 2 – зубчатая рейка, 3 – каретка.

Станки тяжелого класса P&H – 70A, 100B, 120A (см. рис. 1.13) производства фирмы Harnischfeger США предназначены для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин диаметрами долот 381, 445, 559 мм соответственно и глубиной до 55 м.

Мачта станка открытого типа, из труб квадратного сечения (рис. 1.14). На внутренних боковых поверхностях мачты – 1 расположены зубчатые рейки - 4, по которым перемещается каретка с одно или двух двигателем приводом постоянного тока - 3 во вращателе и с однодвигательным приводом постоянного тока - 2 зубчато-реечного механизма подачи. Модель P&H 100 XR отличается от моделей P&H – 70A, 100B, 120A оснащением электрогидравлической (мощностью 522 кВт) или дизель-гидравлической (мощностью 700 л. с.) силовой установкой, позволяющей иметь гидрообъемный привод вращательно-подающего и ходового механизмов станка.

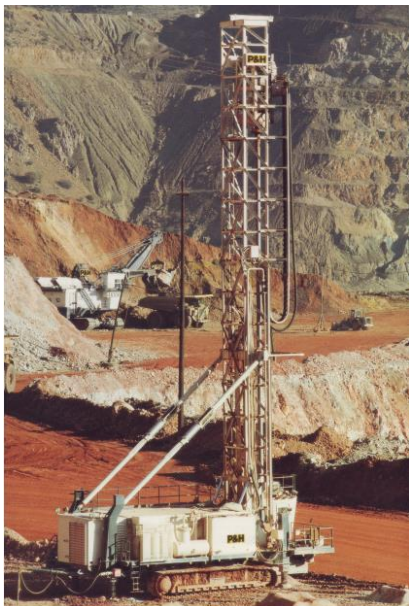


Рисунок 1.13 - Станок P&H – 120A Harnischfeger США.

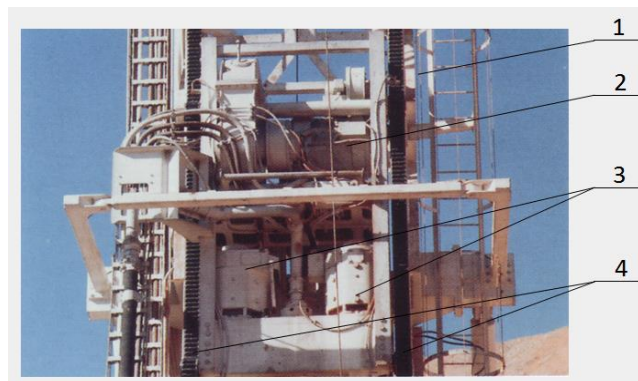


Рисунок 1.14 - Буровая каретка станка P&H – 120A Harnischfeger США с зубчато-реечным механизмом подачи.

Каретка вращательно-подающего механизма с электромоторами постоянного тока, в значительной мере, повторяет конструкции тяжелых буровых станков 49 R и 59 R фирмы «Бюсайрус».

1.1.3 Буровые станки с системой подачи на основе гидрообъемных линейных двигателей - гидроцилиндров

Станки 3СБШ-200-60 и 6СБШ-200-32 (рис. 1.15) производства ОАО «Бузулуктяжмаш» являются модификациями, выпускавшихся ранее станков СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40, и имеют патронную схему ВПМ, тиристорный привод механизма вращения бурового става и хода, мачту с открытой передней панелью, кабельный барабан.

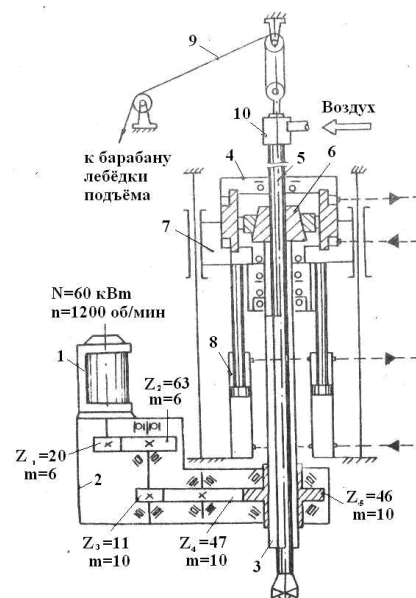
Система управления станком осуществляет два режима: «Ручные операции» - режим, позволяющий управлять электроприводом и гидросистемой при сборке и разборке бурового става, и «Бурение» - режим, обеспечивающий автоматический перехват патроном бурового става при бурении скважины на глубину каждой штанги. Перехват патроном бурового става осуществляется через каждый метр забуривания. Таким образом, при применении штанг длиной восемь метров происходит восемь перехватов патрона при забуривании на глубину одной штанги.

Мачта станка 3СБШ-200-60 (рис. 1.16) представляет собой сварную конструкцию из труб квадратного сечения с открытой передней панелью. В мачте размещаются вращатель - 1, гидropатрон - 6, два гидроцилиндра системы подачи – 8 (у которых в режиме бурения напорной является *штоковая полость*) и кассета с четырьмя штангами, гидроключ развинчивания (свинчивания) бурового става, блоки подъемного каната - 9, вертлюг - 10 и гидроцилиндры подъема и опускания мачты. Электрический гусенечный буровой станок СБШ-250МНА-32 (см. рис. 1.17) производства ОАО «Рудгормаш» (г. Воронеж), имеет диапазон по бурению взрывных скважин с диаметрами долот от 160 до 250 мм на глубину от 32 до 55 м в породах с пределом прочности до $\sigma_{сж} = 200$ МПа при одноосном сжатии. В его мачте закрытого типа с усиленной конструкцией цапф и балки крепления поворота мачты (см. рис. 1.18) (мачта имеет модификации под штанги длиной 8, 9,5 или 11,4 м) размещены: 1 - вращательно-подающий механизм, 2 - механизм развинчивания штанг и верхний ключ с гидроцилиндром.

На обвязке мачты, расположенной в её середине, смонтирована опора блока



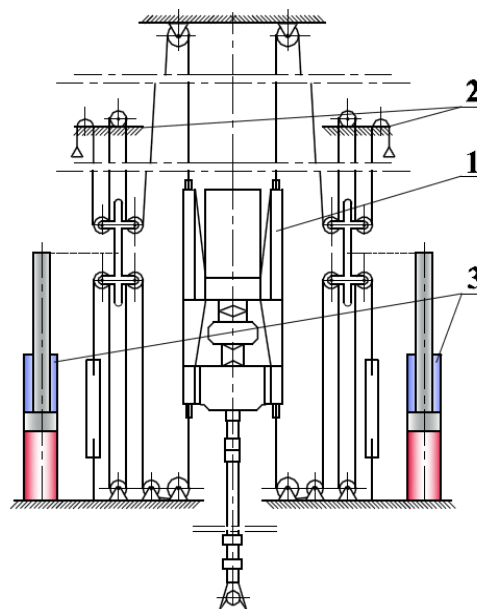
**Рисунок 1.15 - Станок 3СБШ-200-60
ОАО «Бузулуктяжмаш»,
г. Бузулук Свердловской
обл.**



**Рисунок 1.16 - Принципиальная
кинематическая
схема вращательно
— подающего
механизма станка
3СБШ – 200-60.**



**Рисунок 1.17 - Станок СБШ–
250МНА-32 ОАО
«Рудгормаш» г.
Воронеж.**



**Рисунок 1.18 - Принципиальная
кинематическая
схема вращательно —
подающего
механизма станка
СБШ – 250МНА-32.**

механизма подачи - 3, а на нижней установлены гидроцилиндры - 4 двух ветвевой канатно-полиспастной системы подачи (коэффициент полиспастности - $i_{\Pi} = 4$), у которых в режиме бурения напорной является *поршневая полость*.

Модификация станка СБШ - 250МНА32КП предназначена для бурения скважин диаметрами 250, 270 и 311 мм в самых крепких породах, имеет штанги длиной 10 и 18 м, подачу компрессора до 50 м³/мин, увеличенную установленную мощность до 650 кВт, высоковольтное исполнение (6000 В), каркасно-платформенную конструкцию и массу 110 т.

Станок тяжелого класса DM-M2 (см. рис. 1.19) производства фирмы Ingersoll – Rand США предназначен для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин диаметром 229 ÷ 311 мм и глубиной до 55 м. Мачта станка открытого типа, с подвижным вращателем - 1 (два гидромотора мощностью по 45 кВт каждый). Система подачи - канатно-поршневая (см. рис. 1.20).

Равно полостной гидроцилиндр подачи с неподвижным штоком - 2 (закрепленным на верхнем и на нижнем поясе мачты) и подвижной рубашкой - 3 с верхней и нижней траверсами - 4. На траверсах установлены комплекты одноручьевых шкивов - 5, через которые запасованы четыре стальных каната. Последние присоединены концами к каретке вращателя и к якорю - 6, закрепленному на среднем поясе мачты. Такая конструкция системы подачи позволяет иметь ход вращателя вдоль направляющих мачты вдвое больше чем ход рубашки гидроцилиндра с траверсами ($i_{\Pi} = 2$). При подаче бурового става вниз шток гидроцилиндра нагружен преимущественно растягивающими усилиями.

Мобильный станок легкого класса ТН-100 (см. рис. 1.21) производства фирмы Ingersoll – Rand США предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром 89 ÷ 114 мм и глубиной до 114 м. Мачта станка открытого типа, с подвижным вращателем –1 (два гидромотора мощностью по 25кВт каждый). Система подачи - канатно-поршневая (см. рис. 1.22). Гидроцилиндр подачи – 2 с двумя поршнями со штоками (один из которых закреплен на подвижной траверсе -3, а другой на нижнем поясе мачты) с подвижной рубашкой. На траверсе установлен комплект одноручьевых шкивов, по средствам которых запасованы четыре стальных



Рисунок 1.19 - Буровой станок DM-M2 Ingersoll – Rand США.

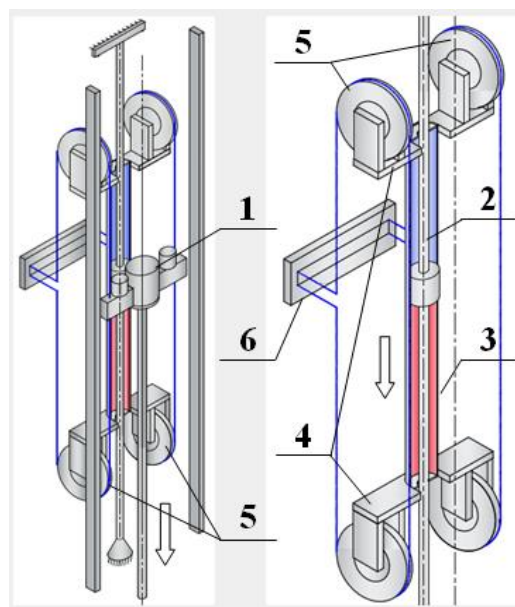


Рисунок 1.20 - Канатно-поршневая система подачи с неподвижным штоком станка DM-M2 Ingersoll – Rand.

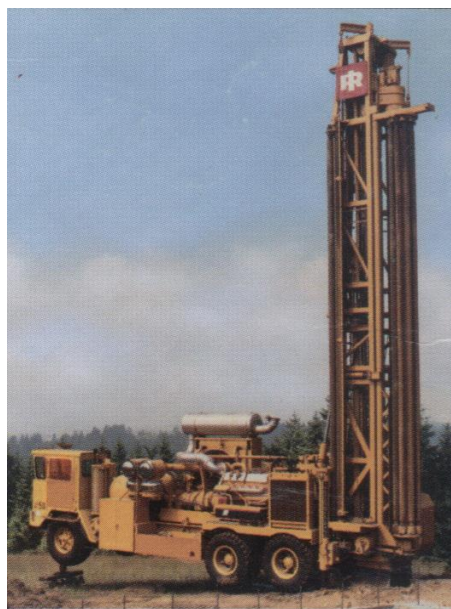


Рисунок 1.21 - Буровой станок TH-100 фирмы Ingersoll – Rand США.

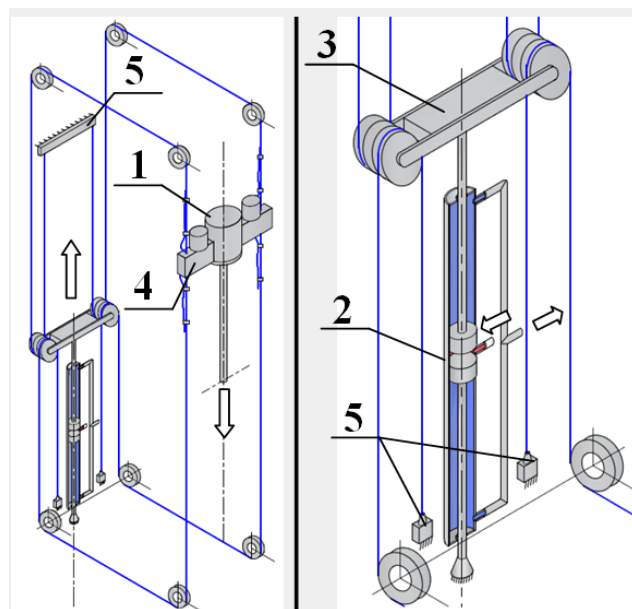


Рисунок 1.22 - Канатно-поршневая система подачи с подвижным штоком и подвижной рубашкой гидроцилиндра станка TH-100 фирмы Ingersoll – Rand.

каната. Последние присоединены концами к каретке - 4 вращателя и к якорям - 5, закрепленным на среднем и верхнем поясах мачты. Такая конструкция системы подачи позволяет иметь ход вращателя вдоль направляющих мачты на весь ход гидроцилиндра ($i_{\Pi} = 1$). Активное сечение поршневой полости гидроцилиндра равно суммарному сечению штоковых полостей, гидравлически связанных между собой, что обуславливает его равнополостность.

Мобильный станок тяжелого класса RD - 20 (см. рис. 1.23) производства компании Ingersoll – Rand США самый мощный в типоразмерном ряде станков для бурения разведочных скважин, выпускаемых компанией. Станок предназначен для бурения скважин диаметром до 762 мм, глубиной до 1220 м и применяется в основном для бурения разведочных скважин на нефть и газ. Станок смонтирован на колесном шасси повышенной проходимости с колесной формулой 8х4, что обеспечивает высокую мобильность станка при движении по бездорожью.

Мачта станка открытого типа с кареткой, на которой расположен подвижный вращатель – 1 с двумя мощными гидромоторами. Запатентованная *система подачи канатно-поршневая* (см. рис. 1.24). Гидроцилиндр подачи – 4 закреплен на нижнем поясе мачты. *Рабочей* является *штоковая полость*. Шток гидроцилиндра закреплен на подвижной траверсе - 2. На траверсе установлен комплект одноручьевых шкивов - 3, по средствам которых запасованы четыре стальных каната. Последние присоединены концами к каретке вращателя и к якорю - 5, закрепленному на среднем поясе мачты. Такая конструкция системы подачи позволяет иметь ход вращателя вдоль направляющих мачты на весь ход штока гидроцилиндра ($i_{\Pi} = 2$) и развивать усилие до 50 тонн.

Буровой станок RD20 создан по модульной схеме, что позволяет успешно адаптировать его для различных областей и условий применения, в том числе и горнорудная промышленность.

Буровой станок тяжелого класса T130XD (см. рис. 1.25) производства фирмы Schramm, INC. США предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин пневмоударными долотами диаметром до 1000 мм и шарошечными долотами до 800 мм и глубиной до 2000 м. В транспортном положении вес станка 42 тонны.



Рисунок 1.23 - Буровой станок RD 20 фирмы Ingersoll – Rand США.

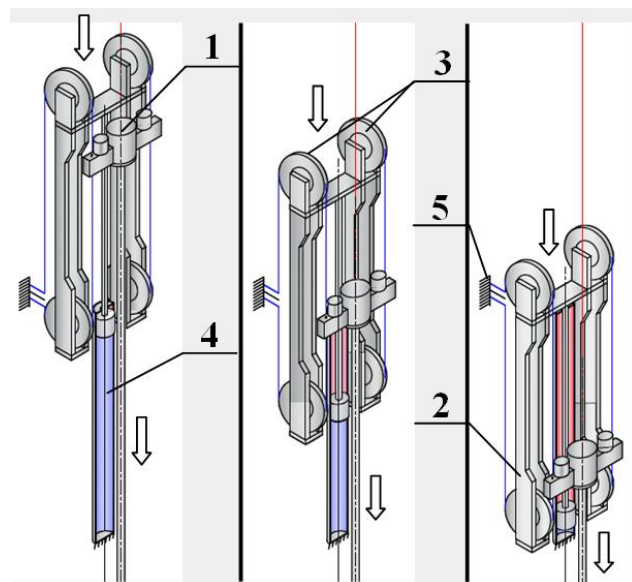


Рисунок 1.24 - Система подачи с подвижным штоком станка RD 20 фирмы Ingersoll – Rand США.



Рисунок 1.25 - Буровой станок T130XD фирмы Schramm, INC. США.

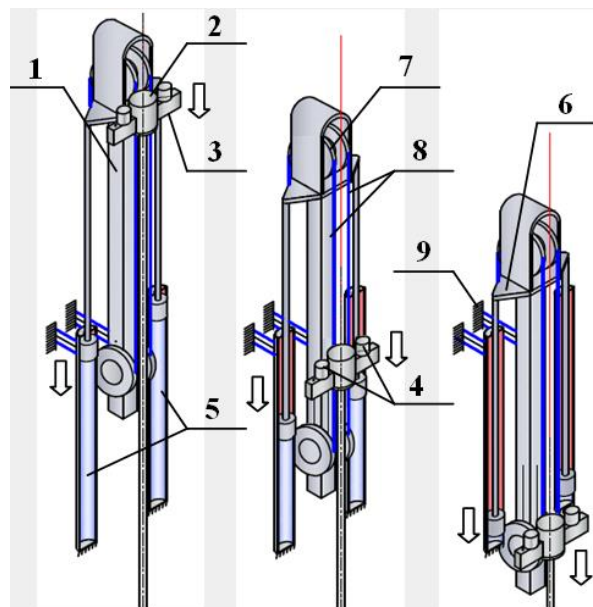


Рисунок 1.26 - Система подачи канатно-поршневого типа бурового станка T130XD фирмы Schramm, INC. США.

Станок смонтирован на шасси с колесной формулой 5х4. В рабочем положении вес станка 120 тонн.

Телескопическая мачта станка – 1 открытого типа при общей длине в собранном положении 13 м обеспечивает ход 15 м вращателю – 2. Вращатель расположен на каретке – 3 и имеет два гидромотора – 4. В полностью выдвинутом положении высота мачты составляет 21,25 м.

Система подачи станка канатно-поршневая (см. рис. 1.26). Два гидроцилиндра – 5 системы подачи рубашками закреплены в нижнем поясе мачты. *Рабочими* являются *штоковые полости*. Штоки гидроцилиндров закреплены на подвижной траверсе – 6, которая роликами скользит по направляющим мачты. На траверсе установлен комплект одноручьевых шкивов – 7, по средствам которых запасованы четыре стальных каната – 8. Последние присоединены концами к каретке вращателя и к якорю – 9, закрепленному на среднем поясе мачты. Такая конструкция системы подачи позволяет иметь ход вращателя вдоль направляющих мачты на весь ход штока гидроцилиндра ($i_{\Pi} = 2$).

Анализ современного состояния конструкций отечественных и зарубежных буровых станков (параграфы 1.1.1, 1.1.2, 1.1.3) с различными кинематическими схемами вращательно-подающих механизмов и практика их эксплуатации на карьерах позволяет сделать следующие выводы:

- станки для бурения взрывных скважин отечественных производителей не соответствуют принятому государственному стандарту [36] по своим техническим характеристикам;
- в качестве привода (как правило, с верхним расположением, за исключением единичных моделей, имеющих нижнее расположение - 3СБШ-200 - 60) вращателей бурового става применяются электродвигатели (постоянного тока - СБШ-250МНА-32, , СБШ-250МНА-32КП, СБШС – 250/270/-32, МЗВ-04) или гидромоторы с плавным регулированием частоты вращения (DM-M, TH-100, RD 20, T4W(H), T130XD);
- в качестве привода системы подачи бурового става применяются либо гидромоторы (СБШС – 250/270/-32, МЗВ-04, T4W, СБШ-160/200-40, P&H 100 XP)

или электродвигатели (СБШ-250К, СБШ - 270 ИЗ, Р&Н 70А, Р&Н 100В, Р&Н 120А, 49R, 59R) с бесконечной втулочно - роликовой цепью, либо связанные со ставом через опорный узел напрямую (ЗСБШ-200-60, 6СБШ-200-32, 3СБШ-200-50) либо цепными или канатными полиспастами (СБШ – 250МНА-32, СБШ - 250МНА32КП, DM-M (H), TH-100, RD 20, T130XD) гидроцилиндры (линейные двигатели) четырех типов (смотри рис. 1.27).

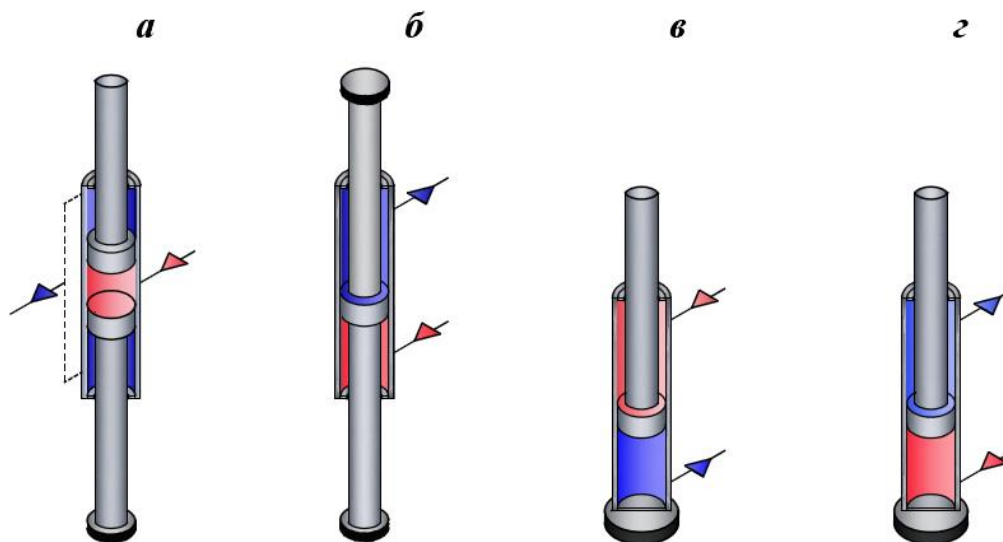


Рисунок. 1.27 - Принципиальные схемы гидроцилиндров двухстороннего действия в системе подачи буровых станков отечественных и зарубежных производителей: а – гидроцилиндр с подвижным поршнем и «плавающим» корпусом; б - гидроцилиндр с неподвижным поршнем и подвижным корпусом; в, г – гидроцилиндры с подвижным поршнем и неподвижным корпусом (подача рабочей жидкости в полости гидроцилиндров показана в режиме бурения).

Простота устройства и возможность получения большого хода подачи без перехвата става (с коэффициентом полиспастности от одного до четырех) актуализирует исследования систем подачи на основе гидрообъемных линейных двигателей - гидроцилиндров.

1.2 Обзор источников информации аналитических и экспериментальных исследований колебаний и вибраций механических систем станков шарошечного бурения

В работе [12] при представлении динамических моделей буровых станков как колебательных систем [13] канд. техн. наук Зайченко С.Г. допускалось, что можно пренебречь силами трения при относительном перемещении массовых и жесткостных элементов вращательно-подающего механизма (ВПМ) и жесткостью аутригеров. Последнее допущение им было обосновано аналитически. Им установлено, что возмущающей силой для бурового става является кинематическое возбуждение, определяемое конфигурацией поверхности, по которой происходит качение шарошек. Кинематическое возбуждение им классифицируется на две группы. Хотя предположение о волнообразном характере забоя скважины впервые было высказано Владиславлевым В.С. в работе [14].

В работе [15] вертикальные колебания верхнего конца бурового става проф. Б.Н. Кутузовым рассматривались как колебания приведенной массы $m_c = W_0/l_c$, где W_0 – осевая нагрузка, а l_c – длина бурового става, причем штанга рассматривалась в виде упругого элемента (невесомого стержня) с жесткостью $C = ES_c/l_c$, где S_c – площадь его поперечного сечения; E – модуль упругости стали. Проф. Б.Н. Кутузов полагал, что вынужденными колебаниями, возникающими от перескоков шарошек с зуба на зуб, можно пренебречь, а учитывать только собственные колебания упругого элемента (невесомого стержня) [16].

В нашей стране к числу первых теоретических и экспериментальных результатов, обосновывающих и подтверждающих образование волнообразной поверхности скважины, явилась докторская диссертация И.Э. Наринского [23].

В работе [17] Дозоров Т.А. объяснял образование волнообразной поверхности забоя скважины следующим образом. Основная роль при образовании волнообразного забоя, как полагает автор, принадлежит неоднородности и анизотропии массива (трещиноватости, перемежаемости горных пород по крепости и т. д.). Так, образование волнообразной поверхности связывается с выколом

породы, который происходит в результате разрушения слоя, ослабленного дефектом (трещиной). При этом забой становится ассиметричным. Условием образования трех или шестиволновой поверхности является равенство частоты кинематического возбуждения, обусловленного асимметрией забоя, частоте механического резонанса системы подачи с буровым ставом в виде сосредоточенной массы. Образование волнообразной поверхности связывается с «выборочным разрушением участков забоя шарошками долота, а выборочное разрушение происходит в результате периодических вертикальных перемещений бурового инструмента с собственной резонансной частотой». Условие возникновения «автоколебательного» режима, как полагает Дозоров Т.А. имеет вид: $f_p = k m/t_o$, где: f_p - собственная частота колебаний системы подачи; t – время, за которое долото совершает 1 оборот; m - число шарошек; k – целое число, $k = 1,2,3 \dots n$.

Образование волнообразной поверхности забоя скважины является специфической особенностью шарошечного способа бурения, обусловленной анизотропией буримой породы. В своей работе [17] Дозоров Т.А. установил, что амплитуды вертикальных колебаний бурового става, соответствующих девяти, шести и трех волновой поверхности забоя скважины, существуют только в некотором интервале частоты его вращения: - девяти волновой – от 0 до 60 об/мин; - шести волновой – от 60 до 100 об/мин; - трех волновой при частоте вращения става более 100 об/мин.

Профессор Кантович Л.И., анализируя в своей работе [18] конструкции вращательно-подающих механизмов, пришел к выводу, что динамическая модель (расчетная схема) может быть представлена тремя-четырьмя основными массами, упругими и диссипативными элементами, характеристики которых (масса m_i , жесткость C_i , коэффициенты демпфирования β_i) могут быть определены экспериментально или аналитически.

Основными упругими элементами он считает канаты (цепи, рейки) и гидравлическую систему. Приведенная жесткость гидросистемы подачи C_T , по его мнению, в основном определяется жесткостью рабочей жидкости, находящейся под давлением, и жесткостью системы гибких подводящих шлангов. Жесткость гибких

шлангов зависит от приведенного модуля упругости материала шлангов $E_{пр}$, который, в свою очередь, зависит от давления в системе. Ясно, что при данной схематизации буровой став совершает вынужденные колебания. Причинами, которые могут вызвать отклонение траектории движения бурового става от прямолинейной (в масштабе долота), являются [12,18,19, 20, 21]:

- характер шарошечного бурения, характеризующийся циклическими переходами шарошек на границы участков, проработанных перед этим смежной шарошкой;
- возможность неполной проработки забоя скважины;
- перескоки шарошек долота с зубца на зубец с частотой, кратной частоте поперечных колебаний бурового става Ω , а равенство $v \approx \rho\Omega/q$ возможно всегда, так как происходит наложение частот от независимых источников вертикальных перемещений бурового става - шарошек долота при их перекатывании со штыря на штырь;
- неоднородности, трещиноватости, резкой перемежаемости по твердости разбуриваемых горных пород в масштабах долота.

Эти динамические нагрузки приводят к возникновению поперечных колебаний бурового става (параметрическому резонансу), которые оказывают определяющее влияние на формообразование забоя скважины.

Что касается допущений, принятых в ранее выполненных исследованиях Кантовичем Л.И., Дмитриевым В.Н., Улицким Е.Н. [18,21,22], то здесь следует отметить следующее:

- металлоконструкции бурового станка, исключая систему подачи бурового става, приняты абсолютно жесткими;
- крутящий момент и крутильные колебания бурового става практически отсутствуют;
- в случае если амплитуда возмущающей периодической продольной силы меньше критического статического значения, то вращательно-падающий механизм бурового станка подвержен только продольным колебаниям, и может рассматриваться как механическая система с сосредоточенными параметрами;
- область существования резонанса практически не зависит от характера

нелинейности динамической модели вращательно-подающего механизма бурового станка и может быть установлена на основе теории колебаний линейных механических систем.

Опыт шарошечного бурения [15,24,25,27] показывает, что с увеличением скорости вращения резко возрастают вибрации бурового става и всего оборудования станка. Работа станков в режиме повышенной вибрации приводит к увеличению поломок основных узлов, комплектующего оборудования, металлоконструкций, повышенному износу штанг в резьбовых соединениях и резкому уменьшению проходки на долото, что значительно увеличивает стоимость бурения и снижает производительность станков.

Исходя из того, что основным источником вибрации, снижающей надежность буровых станков и проходку на долото, является вибрация бурового става, были проведены стендовые и промышленные исследования эффективности снижения вибрации с помощью забойного амортизатора типа АН (см. рис. 1.28), в котором осевое давление и крутящий момент передается долоту через упругие элементы [11].

Промышленные испытания проводились на карьере ЮГОКа, Магнитогорском, Гайском и Михайловском ГОКах (станки СБШ-250) при бурении скважин глубиной до 20 м долотами 6Н-243 ОКП по породам и рудам с коэффициентом крепости по шкале профессора М.М. Протоdjяконова $f = 10 \div 14$. Осевая нагрузка поддерживалась в пределах 15 – 30 т (150-300 кН). Скорость вращения бурового инструмента: 60, 81, 120 и 157 об/мин. В процессе работы у всех амортизаторов изнашивался корпус. Все остальные детали и резиновые элементы (шары и шпонки) сохранили первоначальные геометрические размеры, форму и работоспособность [30].

В работе [26] Ивановым К.И. рассматривается применение наддолотного амортизатора в условиях эксплуатации на станке СБШ-250 способствующего повышению надежности его работы. К семидесятым годам двадцатого века относятся и изобретения наддолотных амортизаторов, например, таких как А.С. СССР № 394543 и № 576404 [28,29].

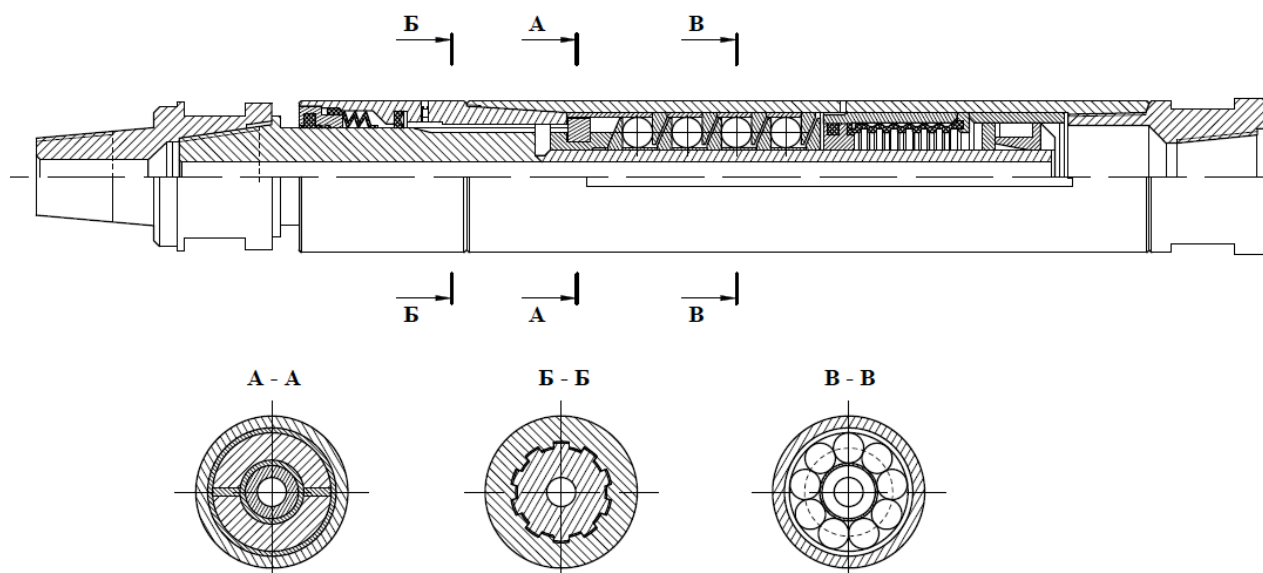


Рисунок 1.28 - Конструктивная схема забойного амортизатора типа АН.

Для предотвращения поперечных колебаний буровой штанги и девиации долота, снижения преждевременного износа штанги и долота, а также уменьшения искривления оси скважины применяют стабилизаторы (см. рис. 1.29). Стабилизаторы крепятся к нижнему концу буровой штанги, а долото устанавливается в нижнюю часть стабилизатора [1].

Наружный диаметр стабилизатора выбирается несколько меньше диаметра долота. При работе, его выступающие наружные детали стабилизатора, изготавливаемые из износостойких материалов, трутся о внутренние поверхности скважины, создавая ему дополнительную опору, увеличивая сопротивляемость бурового става изгибу и уменьшая вероятность искривления оси скважины [1].

На основе выполненных профессором Кантовичем Л.И. аналитических исследований [18] показано, что применение центрирующих устройств на буровых ставах эффективно повышает динамическую устойчивость става, а значит, уменьшает вероятность появления резонансных явлений в динамической системе.

Мусарский В.З. в своей работе [31], так же как и Наринский И.Э. [23], на основании экспериментальных исследований вибраций бурового става станка СБШ-250 установил, что в спектре продольной нагрузки бурового става преобладают колебания, частота которых в три раза превышает частоту вращения долота. Им сделан вывод, что основным источником возбуждения низкочастотных

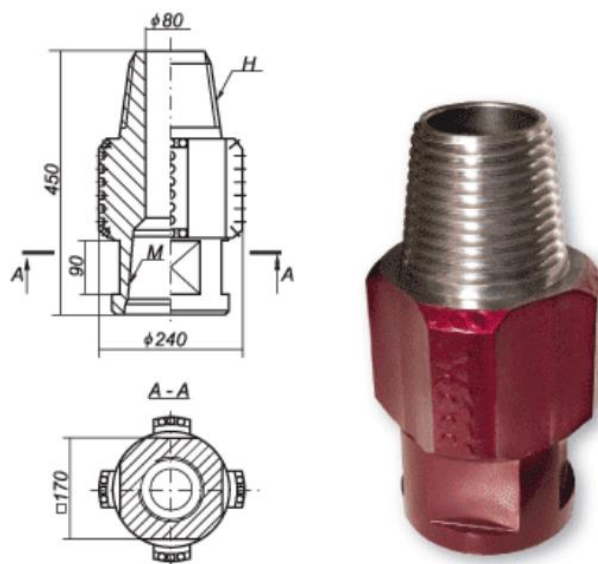


Рисунок 1.29 - Стабилизатор наддолотный 250,8 производства фирмы «Волгабурмаш».

составляющих (3 - 6 Гц) является трех волновая поверхность забоя. При этом экстремум спектральной плоскости продольной нагрузки на буровой став приходится на частоты 15 - 20 Гц.

В работах [32, 33] Кирьянчуком В.Г. и Дмитриевым В.Н. обосновано условие обеспечения устойчивости бурового станка в горизонтальной плоскости, учитывающее динамические нагрузки опор и параметры анкерной связи. Выполненные им экспериментальные исследования колебаний вертикальной динамической нагрузки бурового станка показали, что на интервал частот от 2 до 3 Гц приходится основная доля (до 70 - 80%) дисперсии динамических нагрузок шарошечного бурового станка. Применение анкерной связи позволяет смещать резонансные зоны в область более высоких частот, значительно уменьшая амплитуды вынужденных колебаний станка.

По мнению профессора Подэрни Р.Ю. и др. снижение амплитуды вынужденных колебаний бурового станка, также может быть достигнуто за счет оснащения гидроцилиндров его подачи рессорами, размещенными в их кольцевой полости [34].

В буровых станках с системой подачи, когда гидроцилиндры жестко связаны с вращателем, одним из способов уменьшения жесткости динамической системы

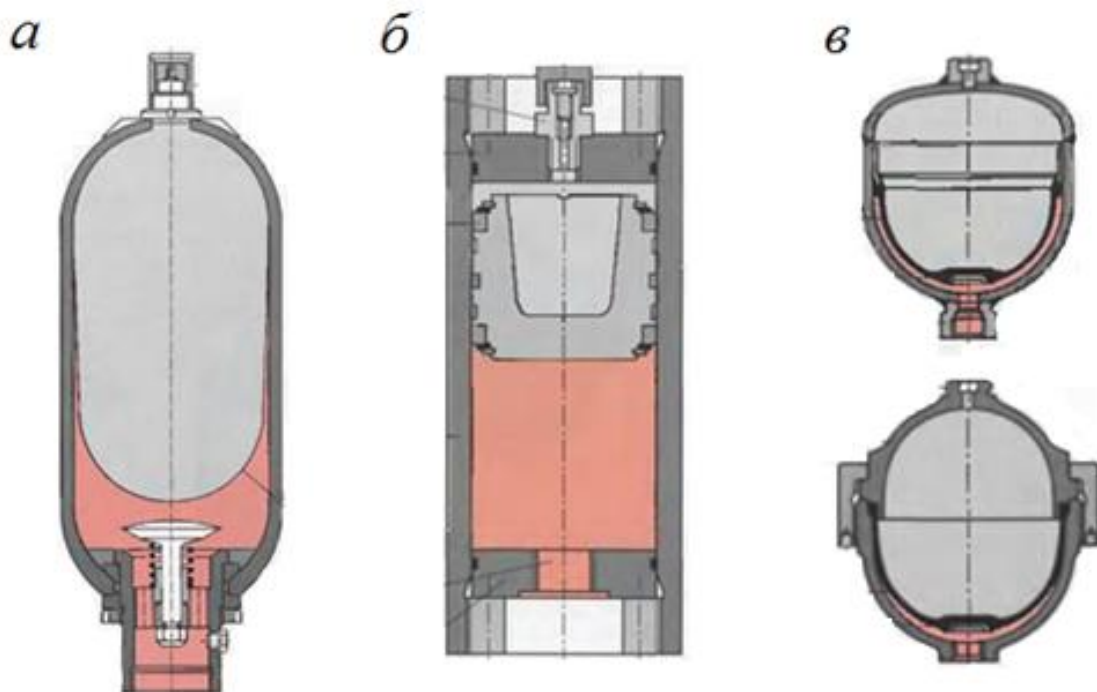


Рисунок 1.30 - Пневмогидравлический аккумулятор: а - баллонный; б - поршневой; в – мембранный.

станка это применение пневмогидравлических аккумуляторов поршневого типа или с гибким разделителем (рис. 1.30.). Пневмогидравлические аккумуляторы подключаются к поршневым и штоковым полостям гидроцилиндров подачи. При этом пневмогидравлические аккумуляторы работают как пневмогидравлические пружины, обеспечивая перемещение поршня гидроцилиндра подачи под действием внешних динамических нагрузок [6, 35, 37, 38].

На основе выполненных канд. техн. наук Муминовым Р.О. аналитических исследований [6] установлено, что суммарная осевая жесткость системы подачи бурового станка определяется только жесткостью поршневой и штоковой полостей ее гидросистемы. При этом объем жидкости в трубопроводах и насосах подачи незначителен по сравнению с объемом полостей гидроцилиндров и им можно, пренебречь.

Таким образом, на основе анализа источников информации о ранее выполненных, аналитических и экспериментальных исследований колебаний и вибраций механических систем буровых станков (2СБШ-200 изготовитель – завод «Красный луч» г. Борвенково, Харьковской обл., СБШ-250, СБШ-250МН-32

изготовитель – завод «Рудгормаш» г. Воронеж и М4 изготовитель – фирма «Марион», США) нами установлен их диапазон низко- и высокочастотных колебаний: от 1,5 до 5,0 Гц (с амплитудой до $3 \cdot 10^{-3}$ м) и от 7 до 20 Гц (с амплитудой до $3 \cdot 10^{-5}$ м) соответственно.

1.3 Цель, задачи и алгоритм исследования

Анализ основных источников информации аналитических и экспериментальных исследований [4, 6, 9, 11, 12, 14, 18, 22, 23, 26, 31] колебаний элементов станков шарошечного бурения свидетельствует, что в ранее выполненных исследованиях практически не нашли отражения вопросы связанные с влиянием статических характеристик и динамических параметров гидрообъемной системы подачи на процесс бурения.

Поэтому, целью работы является установление зависимостей влияния жесткостных и демпфирующих параметров привода гидрообъемной системы подачи на спектр колебания бурового става станка при его эксплуатации в различных горногеологических условиях.

Выполненный нами анализ современного состояния гидрообъемных систем подачи отечественных и зарубежных конструкций карьерных буровых станков дает возможность сформулировать задачи настоящего исследования.

Цель достигается решением следующих основных задач:

- **анализом** современного состояния исследований и достигнутого технического уровня конструкций систем подачи отечественных и зарубежных карьерных буровых станков;
- **анализом** источников информации аналитических и экспериментальных исследований колебаний и вибраций механических систем станков шарошечного бурения;
- **установлением** конструктивных, кинематических, жесткостных и силовых параметров систем подачи карьерных буровых станков с гидрообъемным приводом поступательного действия (силовыми гидроцилиндрами);

- *разработкой* аналога физической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой;
- *разработкой* алгоритма моделирования математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой;
- *исследованием* потоков мощности в приводе традиционной и рекуперативной гидрообъемных систем подачи бурового станка в режиме бурения;
- *сопоставительным анализом* статических и динамических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка в режиме бурения;
- *разработкой* математической модели (дифференциальных уравнений движения) гидрообъемной системы подачи карьерного бурового станка в режиме бурения;
- *установлением вида* критерия характеризующего влияние жесткостных и демпфирующих параметров (с учетом статической механической характеристики привода) на уровень колебаний осевого усилия и скорости подачи долота в режиме бурения;
- *разработкой* комплекса научно-технических мероприятий, позволяющих эффективно эксплуатировать в различных горногеологических условиях карьерный буровой станок с рекуперативной системой подачи.

Выводы по главе

1. Опыт эксплуатации карьерных буровых станков [1, 9], анализ работы ведущих предприятий [4] по добыче угля, руд черных и цветных металлов, драгоценных минералов, а также анализ результатов работ научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций [5, 6] (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», ОАО «ВНИПИпромтехнологии», АК «АЛРОСА», «УкрНИИпроект, НИПКИ угольной промышленности») показывает, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями карьерных буровых станков в РФ [7] будут являться угольные разрезы и карьеры по добыче драгоценных минералов, руд черных и цветных металлов и нерудных строительных материалов.

2. В работах [4, 11, 18, 21, 22, 23 и др.] сформулированы общие теоретические и методологические проблемы, которые определяют задачи ближайших исследований для целенаправленного обоснования и выбора схемы и параметров системы подачи бурового станка с рациональными статическими механическими характеристиками привода.

3. Необходимо обеспечить рациональные параметры системы подачи карьерного бурового станка с гидрообъемным приводом, что позволит увеличить надежность станка в процессе его эксплуатации [39] и соответственно снизить потери объемов подготовленной к экскавации горной массы.

2 Закономерности формирования сил сопротивления в системе подачи карьерных буровых станков при бурении горных пород различной прочности

2.1 Кинематические и силовые параметры систем подачи карьерных буровых станков с гидрообъемным приводом поступательного действия (силовыми гидроцилиндрами)

Высокая эффективность станков шарошечного бурения обусловлена конструкцией бурового инструмента – шарошечных долот, важнейшими особенностями которых являются:

- *разрушение* породы забоя происходит последовательно *наносимыми ударами* зубьев при постоянно приложенной к ним статической силе (осевой нагрузке);
- *перекатывание* шарошек по забою сопровождается *углублением зубьев* в породу;
- отдельные *зубчатые венцы* многошарошечных долот отработывают свои *кольцевые (в плане) участки* забоя;
- *взаимодействие* шарошек с поверхностью забоя скважины *в режиме трения - качения*;
- и *независимость* интенсивности *поражения забоя* за один оборот долота *от угловой скорости* его вращения [40];
- разрушенная *порода транспортируется* из скважины на поверхность уступа *сжатым воздухом*.

Характер колебательного процесса при работе бурового станка во многом определяется детерминированными факторами [41, 42, 43]. Последние полностью зависят от геометрических параметров долота. В настоящее время для бурения взрывных скважин на карьерах применяются, в основном, трех шарошечные долота.

По характеру воздействия на породу различают долота дробяще-скалывающего и дробящего действия. Отечественные долота по назначению подразделяются на типы: М, МЗ, МС, МСЗ, С, СЗ, СТ, Т, ТЗ, ТК, ТКЗ, К и ОК [1].

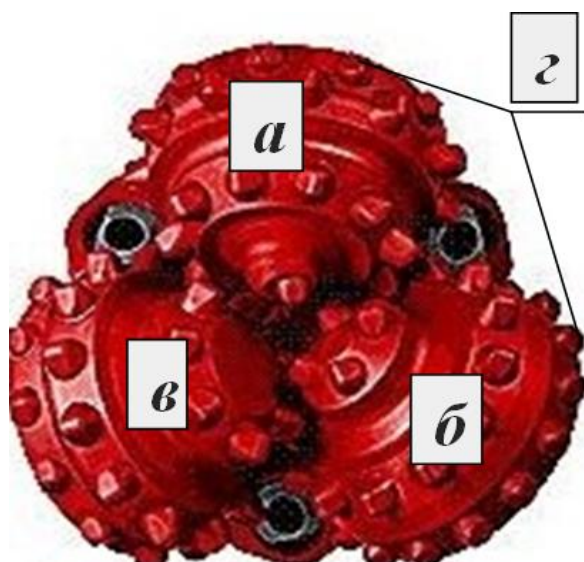
Долота типов М, МЗ, МС, МСЗ, С и СЗ относятся к группе дробяще-скалывающих. Они имеют смещенные в плане оси шарошек. Последнее обстоятельство обеспечивает продольное скольжение шарошки и разрушение забоя

за счет резания и скола породы [42, 43]. Величина смещения осей шарошек в плане - у для долот типов М и МЗ составляет от 4 до 10 мм в зависимости от диаметра долота (большим значениям диаметров соответствуют большие смещения). Для долот типов МС, МСЗ, С и СЗ от 2 до 6 мм. Угол наклона осей шарошек к оси долота составляет от 55° до $57^\circ 30'$.

Долота типов СТ, Т, ТЗ, ТК, ТКЗ, К и ОК относятся к группе дробящих долот, так как они не имеют смещения в плане и у этих долот отсутствует продольное скольжение. Угол наклона осей шарошек к оси долота у этих долот менее 52° [44].

Шарошки всех типов современных долот обычно самоочищающиеся. Каждая шарошка имеет один или несколько основных конусов и один периферийный конус. Шарошки отечественных долот выполняются обычно двух и трех конусными, тогда как зарубежные фирмы выпускают, в основном, двух конусные шарошки.

Шарошки в долоте имеют свой номер с первой по третью (рис. 2.1). Первой считается шарошка, несущая зубчатый венец, разрушающий забой в центре



**Рисунок 2.1 - Трех шарошечное долото с твердосплавным вооружением:
а - первая шарошка; б - вторая шарошка; в - третья шарошка; г - периферийные венцы шарошек.**

скважины (рис. 2.1 а). Венцы на каждой шарошке нумеруются, начиная с «центрального» – наименьшего и кончая «периферийным». На каждой шарошке

различают венцы, расположенные на основных конусах и периферийные венцы, расположенные на периферийном конусе шарошки (рис. 2.1 з).

Дорожки, разрушаемые периферийными венцами трех шарошек, перекрываются друг другом. Такая конструкция шарошек долота облегчает разрушение ближайшей к стенке части забоя скважины, обычно самой трудно разрушаемой. Дорожки, образуемые венцами долот дробяще-скалывающего действия, частично перекрываются, и между ними не остается не разрушенных целиков [44].

При работе долота его шарошки совершают сложное вращательное движение. Каждая из них, вращаясь вокруг своей оси, одновременно, вместе с корпусом, вращается вокруг некоторой оси долота. По мнению авторов работ [42,43,45,46,47], нескользящие точки шарошек у большинства дробяще-скалывающих долот находятся на кромках периферийных зубьев или вблизи них. При этом вся система – корпус долота и шарошки – движется вниз, совершая вертикальные возвратно-поступательные колебания из-за наличия зубчатой поверхности шарошек [42].

В свою очередь, процесс формообразования волнообразной поверхности забоя скважины обусловлен девиацией (отклонением оси долота от геометрической оси скважины) долота [12,18,33] в результате продольных, поперечных колебаний бурового става и относительно низкой жесткостью системы подачи [12].

С физической точки зрения, процесс шарошечного бурения сводится к отделению частиц породы от массива путем преодоления сил сопротивления движению долота по оси скважины (под действием осевого усилия подачи), в плоскости забоя скважины (под действием движущего момента вращателя) и транспортированию разрушенной породы из забоя к устью скважины [11,18,46].

В связи с вышеизложенным, при исследовании работы дробяще-скалывающих долот, нами приняты следующие допущения:

- при перекачивании шарошек по забою угол наклона к горизонтали мгновенной оси их вращения - ξ остается неизменным, равным 0,14 рад [45];

- положения нескользящих точек для всех шарошек долота находятся на кромках их периферийных зубьев;
- независимость интенсивности поражения забоя за один оборот долота от угловой скорости его вращения;
- система подачи долота на забой не является абсолютно жесткой (забой скважины может иметь волнообразную поверхность);
- при вертикальных колебаниях бурового става три шарошки долота поднимаются и опускаются одновременно;
- момент сопротивления движению долота в плоскости забоя скважины зависит от глубины внедрения шарошек в породу (величины осевого усилия) и качества очистки скважины от буровой мелочи.

Математическое описание реального процесса взаимодействия трех шарошечного долота с забоем скважины, сопровождающегося разрушением породы, с учетом ее упругих деформаций, в силу значительной степени неопределенности протекания физических явлений, весьма затруднительно [1]. Поэтому, на основе принятых нами допущений, воспользуемся упрощенной физической моделью процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой (см. рисунок 2.2) и найдем его кинематические и силовые характеристики.

Усилие подачи - F оказывает существенное влияние на скорость бурения, вне зависимости от его величины и при малом усилии подачи скорость внедрения долота в породу - V низка, из скважины выходит буровая мелочь в виде тонкодисперсной пыли и эта фаза разрушения породы называется абразивной, приводящей к быстрому износу долота.

Увеличение нагрузки на долото увеличивает проникновение его в породу. Если штыри (или зубья) шарошек погружаются в породу на 80% своей высоты под воздействием надлежащего усилия, откалывая при этом от забоя частицы достаточно крупного размера, долото будет бурить с максимальной эффективностью. В удаляемом из скважины воздушном потоке наблюдается малое количество пылевых частиц.

Как только достигнута фаза активного скола частиц, добавление нагрузки на долото дает отрицательный эффект, так как при полном погружении зубьев

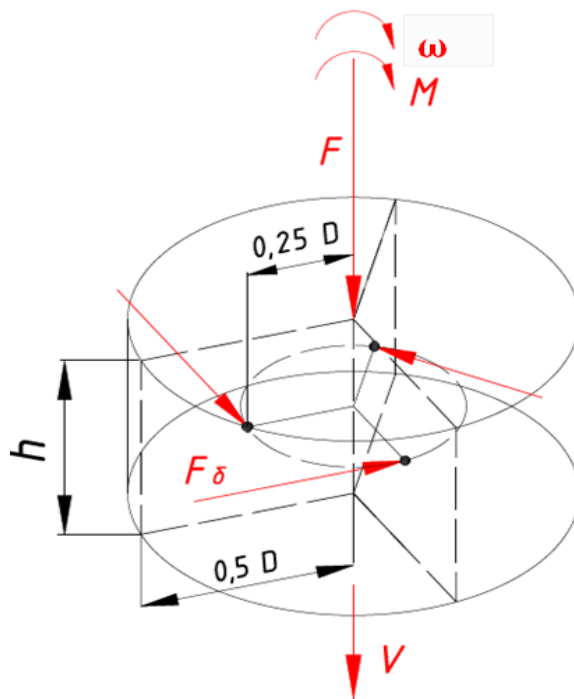


Рисунок 2.2 - Принятая физическая модель процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой.

шарошек долота, каждая из них ложится на свой конус, увеличивая сопротивление бурению.

Зависимость осевого усилия на трех шарошечное долото в фазе активного скола частиц породы прочностью - $\sigma_{сж}$ от диаметра долота - D , с достаточной степенью точности, с учетом результатов, полученных в работах [1,6], можно представить в виде:

$$F \geq k_{дп} K_D \sigma_{сж} D / \eta_T, \text{ Н} \quad (2.1)$$

где $k_{дп}$ - коэффициент динамичности системы подачи бурового станка;

K_D - размерный коэффициент пропорциональности отношения F/D к прочности одноосного сжатия буримой породы - $\sigma_{сж}$, равный $K_D = (6 \div 8)$, м, причем большее его значение соответствует бурению более крупными долотами [1];

η_T - коэффициент полезного действия трансмиссии механизма подачи.

Баланс мощности процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой имеет вид:

$$S_{\Gamma}V(H_{WB} + H_{W\Pi}) = N_{yB}\eta_B + N_{y\Pi}\eta_{\Pi}, \quad (2.2)$$

где S_{Γ} - площадь забоя скважины, м^2 ;

H_{WB} - энергоемкость вращения долота при его внедрении в забой, Нм/м^3 ;

$H_{W\Pi}$ - энергоемкость процесса внедрения долота в забой, Нм/м^3 ;

$N_{yB}, N_{y\Pi}$ - установленная мощность привода вращателя и системы подачи соответственно, кВт;

η_B - коэффициент полезного действия трансмиссии вращателя;

η_{Π} - коэффициент полезного действия системы подачи.

Решая уравнение (2.2) относительно величины скорости внедрения долота в породу - V , и, поделив результат на сумму установленных мощностей приводов вращателя и системы подачи, с учетом равенства $\eta_B = \eta_{\Pi} = \eta$, получим величину удельной скорости внедрения долота в породу - V^* , $(\text{м/с})/\text{Вт}$:

$$V^* = \eta[S_{\Gamma}(H_{WB} + H_{W\Pi})]^{-1}, (\text{м/с})/\text{Вт} \quad (2.3)$$

В свою очередь энергоемкость вращения долота при его внедрении в забой определится как:

$$H_{WB} = M/S_{\Gamma} h, \text{Нм/м}^3 \quad (2.4)$$

где h - величина внедрения долота в забой за один его оборот, м.

В соответствии с принятой нами физической моделью процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой (см. рис. 2.2), величина внедрения долота в забой за один его оборот составляет:

$$h = 2\pi V/\omega, \text{м} \quad (2.5)$$

Необходимый движущий момент привода вращения долота можно представить в виде суммы моментов сопротивления движению долота в фазе активного скола частиц породы прочностью - $\sigma_{\text{СК}}$ в плоскости его вращения - M_c и момента трения долота о забой и об стенки скважины - M_T :

$$M \geq (M_c + M_T)/\eta, \text{Нм} \quad (2.6)$$

Момент сопротивления движению долота в плоскости его вращения с учетом синфазности колебаний скорости осевого внедрения в породу и момента сопротивления вращению (с учетом процесса конверсии колебаний во вращательно-подающем механизме бурового станка, подробно рассмотренного канд. техн. наук Муминовым Р.О. в работе [6]), в соответствии с принятой нами физической моделью (см. рис. 2.2), определится следующим образом:

$$M_c = 0,25k_{оч}k_{дв}k_{дп}D \sum_1^3 F_{6i}, \text{ Нм} \quad (2.7)$$

где $k_{дв}$ - коэффициент динамичности привода вращения долота;

F_{6i} - сила сопротивления движению i -той шарошки долота в плоскости его вращения, Н, равная $F_{6i} = \frac{0,25}{\pi} k_i h D \sigma_{ск}$, Н (2.8);

k_i - коэффициент, учитывающий число венцов в i -той шарошке долота, участвующих в разрушении породы. Так для первой шарошки (см. рис. 2.1) с учетом периферийного венца $k_{i=1} = 0,4$, для второй и третьей $k_{i=2} = k_{i=3} = 0,3$, причем сумма этих коэффициентов равна единице $\sum_1^3 k_i = 1,0$ (2.9);

$k_{оч}$ - безразмерный коэффициент, зависящий от качества очистки скважины (равный: 125 для очень хорошей, 150 для удовлетворительной и 175 для плохой очистки скважины).

Зависимость (2.7) с учетом (2.8) и (2.9) принимает вид:

$$M_c = 0,125k_{оч}k_{дв}k_{дп}D^2 \sigma_{ск} \frac{V}{\omega}, \text{ Нм} \quad (2.10)$$

Известно что, статическая прочность скола и одноосного сжатия горной породы по М.М. Протодяконову [49] соотносятся следующим образом:

$$\sigma_{ск} : \sigma_{сж} = 1 : 1/3, \quad (2.11)$$

Таким образом, зависимость (2.10) с учетом соотношения (2.11) окончательно принимает вид:

$$M_c = 4 \cdot 10^{-2} k_{оч} k_{дв} k_{дп} D^2 \sigma_{сж} \frac{V}{\omega}, \text{ Нм} \quad (2.12)$$

В свою очередь, момент трения долота о забой и об стенки скважины в соответствии с принятой нами физической моделью процесса внедрения долота в забой, составит:

$$M_T = K_\alpha \mu_1 DF, \text{ Нм} \quad (2.13)$$

где μ_1 - коэффициент трения долота о забой и стенки скважины, $\mu_1 = 0,8 \div 1[1]$;

K_α - безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение момента трения долота о забой и стенки скважины в зависимости от угла ее отклонения от вертикали (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1

Коэффициент K_α	0,9-2,9	3-3,4	3,5-4,6	4,7-5,2
Угол отклонения оси скважины от вертикали – α , град (по Дмитриеву В.Н. [34])	0-6	7-9	10-25	26-35

Уравнение (2.6) с учетом ранее полученных выражений (2.1), (2.12) и (2.13) принимает вид:

$$M = k_{\text{дп}} D^2 \sigma_{\text{сж}} (4 \cdot 10^{-2} k_{\text{оч}} k_{\text{дв}} \frac{V}{\omega} + K_\alpha \mu_1 K_D) / \eta, \text{ Нм} \quad (2.14)$$

При этом энергоёмкость вращения долота при его внедрении в забой – (2.4) с учетом (2.5) и (2.14) составляет:

$$H_{WB} = \frac{2k_{\text{дп}}}{\pi^2 \eta} (4 \cdot 10^{-2} k_{\text{оч}} k_{\text{дв}} + K_\alpha \mu_1 K_D \frac{\omega}{V}) \sigma_{\text{сж}}, \text{ Нм/м}^3 \quad (2.15)$$

В свою очередь энергоёмкость процесса внедрения долота в забой - $H_{W\Pi}$ с учетом (2.1) составляет:

$$H_{W\Pi} = \frac{4k_{\text{дп}} K_D}{\pi D \eta} \sigma_{\text{сж}}, \text{ Нм/м}^3 \quad (2.16)$$

Таким образом, уравнение (2.3) с учетом полученных ранее результатов (2.15) и (2.16) после соответствующих алгебраических преобразований позволяет найти величину удельной скорости внедрения долота в породу - V^* :

$$V^* = \frac{2\eta^2}{D^2 k_{\text{дп}} \sigma_{\text{сж}} \left[\frac{1}{\pi} (4 \cdot 10^{-2} k_{\text{оч}} k_{\text{дв}} + K_\alpha \mu_1 K_D \frac{\omega}{V}) + \frac{2K_D}{D} \right]}, \text{ (м/с)/Вт} \quad (2.17)$$

Что касается величины отношения скорости вращения долота – ω к скорости подачи долота – V , то его можно получить из выражения (2.5) с учетом величины внедрения долота в забой за один его оборот, определяемой из силового соотношения [1]:

$$h = \frac{2F}{ZD \sigma_{\text{сж}} \left(tg \frac{\alpha_1}{2} + \mu_1 \right) K_3}, \text{ м} \quad (2.18)$$

где Z - число шарошек долота;

α_1 - угол заострения вооружения шарошки, $\alpha_1 = 120^\circ$, [1];

K_3 - коэффициент затупления вооружения шарошки, $K_3 = 1 \div 1,3$ – принимает большее значение для пород более высокой прочности и абразивности, [1].

После соответствующих алгебраических преобразований с учетом зависимости (2.18) и того что $\eta_v = \eta_n = \eta$, отношение скорости вращения долота – ω к скорости подачи долота – V , составит:

$$\omega/V = \frac{\pi Z \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} + \mu_1 \right) K_3}{k_{дп} K_D} \eta, \text{ рад/м} \quad (2.19)$$

Таким образом, уравнение (2.17), с учетом полученного выражения (2.19) окончательно принимает вид:

$$V^* = \frac{2\eta^2}{D^2 \sigma_{сж} \left[k_{дп} \left(\frac{4 \cdot 10^{-2}}{\pi} k_{оч} k_{дв} + \frac{2K_D}{D} \right) + Z \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} + \mu_1 \right) K_3 K_\alpha \mu_1 \eta \right]}, \text{ (м/с)/Вт} \quad (2.20)$$

Уравнение (2.20) представляет собой зависимость удельной скорости внедрения долота в породу от физико-механических свойств буримой породы ($\sigma_{сж}, \mu_1$), конструктивных (D, Z, α_1, K_3), кинематических (K_α), силовых ($K_D, \eta, k_{оч}$) и динамических ($k_{дп}, k_{дв}$) параметров вращательно-падающего механизма бурового станка, или многопараметрический математический аналог принятой нами ранее физической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой.

Алгоритм моделирования многопараметрического математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой приведен на рисунке 2.3. Алгоритм включает одиннадцать шагов, реализация которых позволяет получать числовые значения удельной скорости внедрения долота в породу – V^* в зависимости от трёх констант и вариаций десяти параметров, входящих в математический аналог исследуемого процесса (см. уравнение (2.20)).

На рисунке 2.4 представлены результаты моделирования зависимости (2.20) - удельной скорости внедрения долота в породу от коэффициента динамичности

системы подачи долота - $k_{дп}$. Моделирование выполнено по алгоритму, приведенному на рисунке 2.3, при нижеследующих исходных данных: диаметр

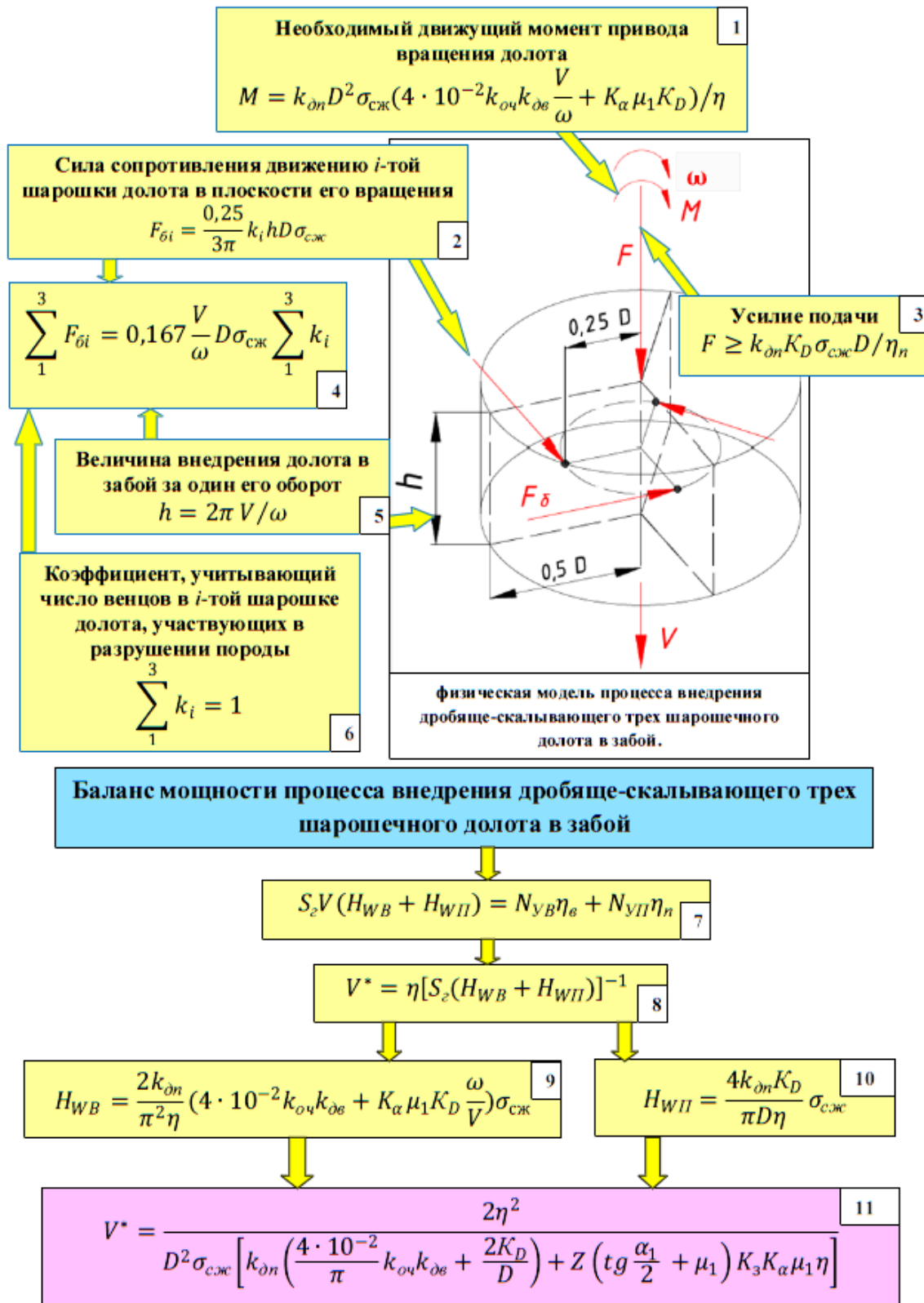


Рисунок 2.3 - Алгоритм моделирования многопараметрического математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой.

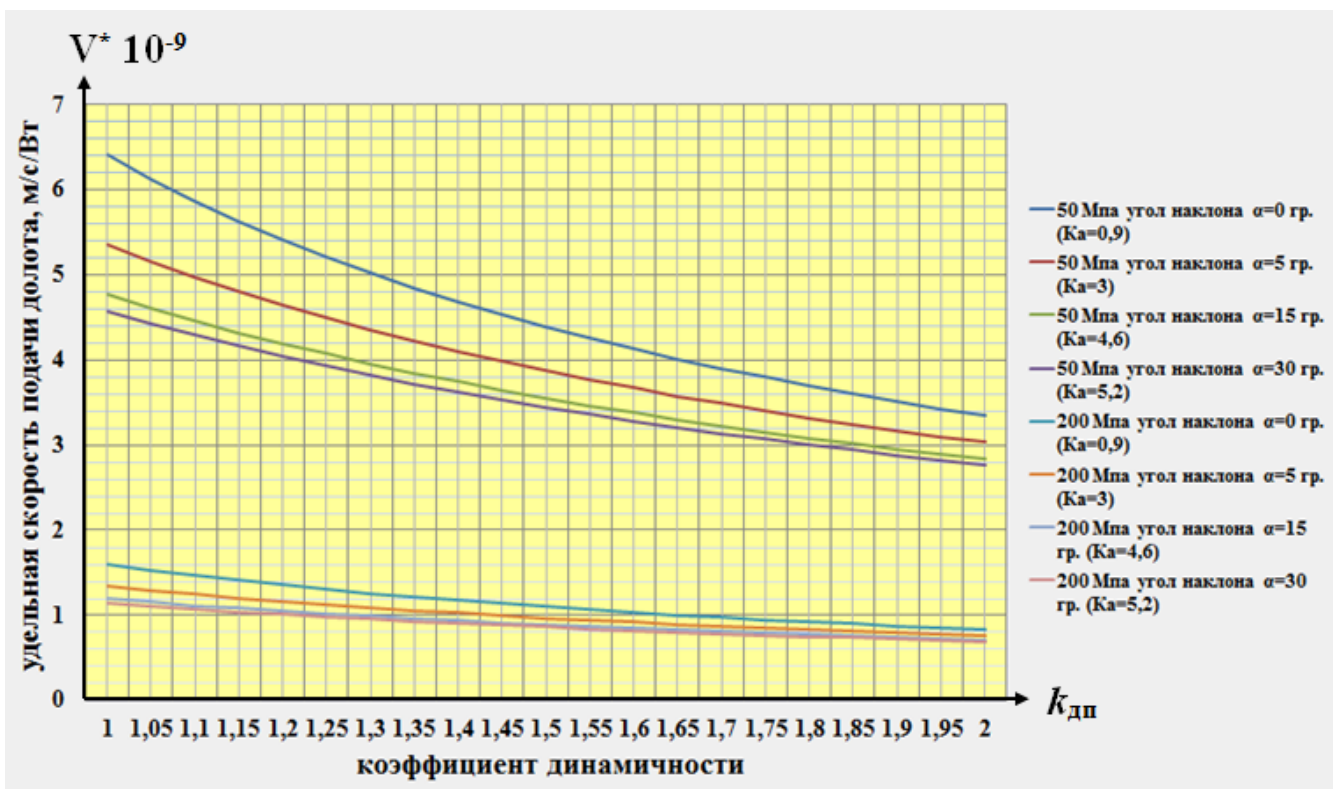


Рисунок 2.4 - Зависимость удельной скорости внедрения долота диаметром $D = 0,25$ м в породу в диапазонах изменения её прочности $50 \leq \sigma_{сж} \leq 200$ МПа и угла наклона оси скважины $0 \leq \alpha \leq \pi/6$ от коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$.

долота $D = 0,25$ м, прочность породы $\sigma_{сж} = 50$ МПа и $\sigma_{сж} = 200$ МПа, диапазон изменения угла наклона оси скважины $0 \leq \alpha \leq \pi/6$.

Анализ графической интерпретации уравнения (2.20), приведенной на рисунке (2.4), свидетельствует, что в диапазоне изменения коэффициента динамичности системы подачи $1 \leq k_{дп} \leq 2$ величина удельной скорости внедрения долота обратно пропорциональна увеличению прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$ с 50 до 200 МПа, углу отклонения оси скважины от вертикали - α от нуля до тридцати градусов и не линейно убывает с увеличением коэффициента динамичности системы подачи.

Причем, темп убывания величины удельной скорости внедрения долота в породу у слабых в 2 раз больше чем у прочных пород.

На рисунке 2.5 представлены результаты моделирования зависимости (2.20) - удельной скорости внедрения долота в породу от коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$. Моделирование выполнено при следующих исходных данных: диаметр долота $D = 0,25$ м, прочность породы $\sigma_{сж} = 50$ МПа и $\sigma_{сж} = 200$

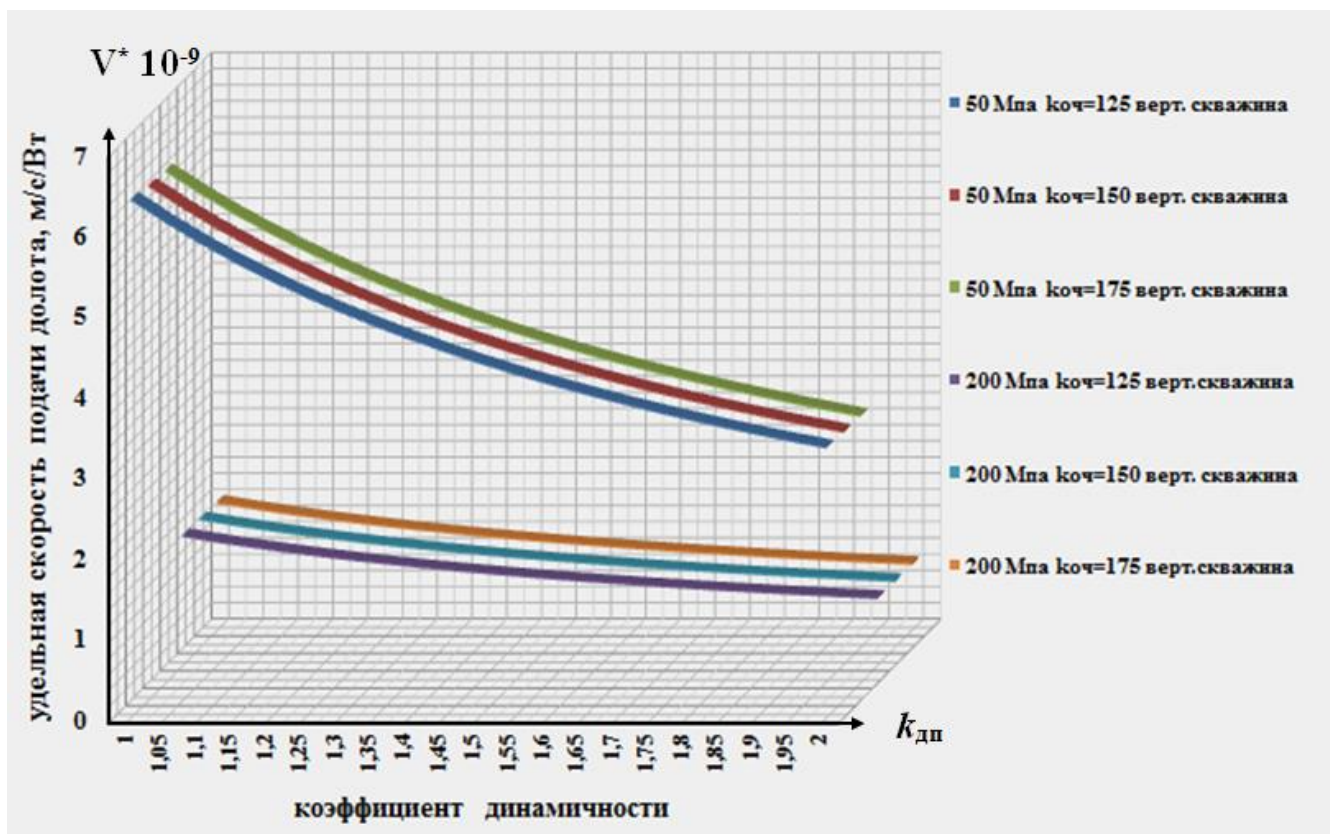


Рисунок 2.5 - Зависимость удельной скорости внедрения долота диаметром $D = 0,25$ м в породу для вертикальной скважины в диапазонах изменения её прочности $50 \leq \sigma_{сж} \leq 200$ МПа и степени очистки скважины $125 \leq k_{оч} \leq 175$ от коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$.

МПа, угол наклона оси скважины $\alpha = 0^\circ$, диапазон вариации величины безразмерного коэффициента – $125 \leq k_{оч} \leq 175$.

Анализируя результаты моделирования удельной скорости внедрения долота от коэффициента динамичности системы подачи – $k_{дп}$, (представленных в виде графика на рисунке 2.5), следует отметить, что удельная скорость внедрения не линейно убывает с увеличением последнего, причем величина безразмерного коэффициента – $k_{оч}$, характеризующего качество очистки скважины, не оказывает существенного влияния на уровень удельной скорости подачи – V^* при одной и той же прочности буримой породы – $\sigma_{сж}$.

Известно, что в процессе углубления скважины, особенно при её проходке в трещиноватых или слоистых породах, происходит стохастическое изменение прочности буримой породы – $\sigma_{сж}$ в диапазоне $\sigma_{min} < \sigma_{сж} < \sigma_{max}$. Что приводит к

значительным вертикальным колебаниям долота и как следствие к высоким ударным нагрузкам на него, резко увеличивая коэффициент динамичности системы подачи - $k_{дп}$. Это обстоятельство актуализирует поиск решения задачи снижения динамики системы подачи бурового станка.

2.2 Конструктивные параметры гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров систем подачи карьерных буровых станков

Установлено, что основным и характерным повреждением штоков гидроцилиндров подачи буровых станков СБШ-250 и СБШ-320 является их изгиб относительно продольной оси. Так, при замерах 25-ти штоков снятых с эксплуатации гидроцилиндров выявлен изгиб их осей, составляющий величину от 0,83 до 8,32 мм [22]. Причиной снятия гидроцилиндров с эксплуатации явилось их заклинивание при подаче или при возврате в исходное положение [23].

Силовые гидроцилиндры, применяемые в качестве линейных двигателей систем подачи карьерных буровых станков, на основе выполненного нами анализа в параграфе 1.1, в зависимости от условий закрепления гидроцилиндров и характера нагружения их штоков, могут быть представлены четырьмя типами, приведенными в таблице 2.2, в которой рассмотрены возможные принципиальные схемы их нагружения осевым усилием.

Штоки силовых гидроцилиндров системы подачи рассматриваются нами как тонкий прямой стержень круглого сечения, сжимаемый постепенно вдоль продольной оси силой - $F_{ц}$, при этом жесткость корпуса гидроцилиндра при расчете устойчивости не учитывается. Вначале шток будет оставаться прямым, но затем при некоторой нагрузке - $F_{кр}$, называемой **критической**, он начнет резко изгибаться. Это явление называют **потерей устойчивости**. При потере устойчивости напряжения в штоке быстро возрастают, что может привести к его разрушению. Для нормальной работы гидроцилиндров системы подачи потеря устойчивости недопустима. Обычно допускаемая нагрузка на шток не должна превышать $(0,5 \div 0,7) F_{кр}$ [50].

Формула для определения критической силы в случае центрального сжатия прямого стержня с шарнирно закрепленными концами получена Эйлером и имеет вид:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{l^2}, \text{ Н} \quad (2.21.)$$

где l - длина прямого стержня с шарнирно закрепленными концами, м;

E - модуль упругости материала стержня, Н/м²;

J - минимальный момент инерции сечения стержня, м⁴.

При других условиях закрепления сжатого стержня величина критической силы может быть найдена по формуле:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ}{(\nu l)^2}, \text{ Н} \quad (2.22)$$

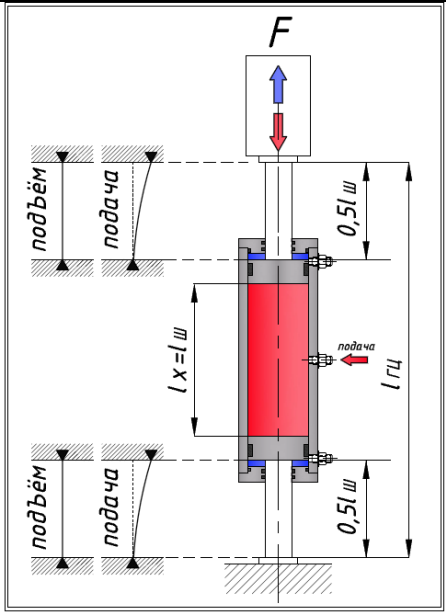
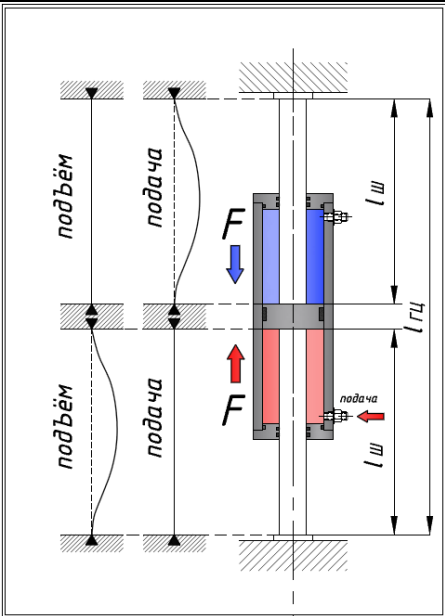
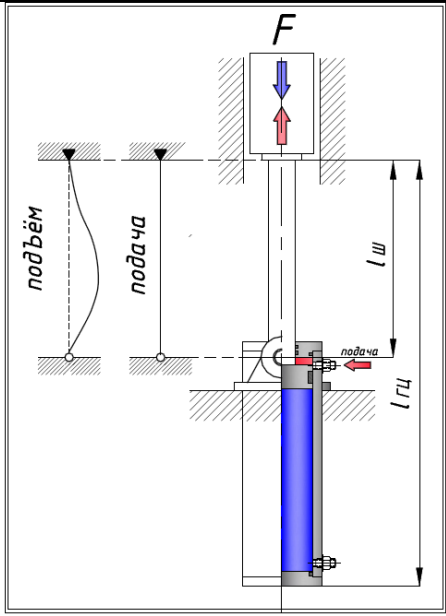
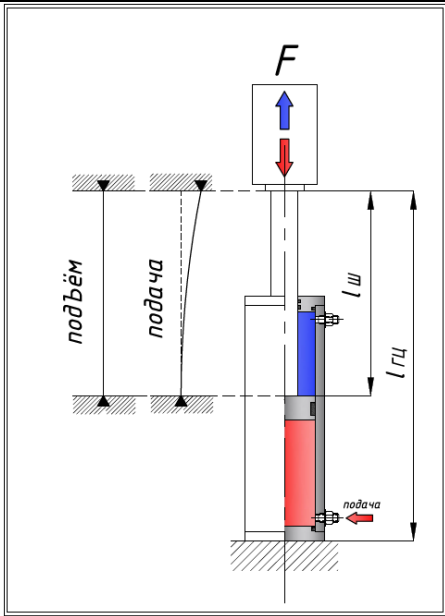
где ν - коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов стойки и показывающий, во сколько раз следует изменить длину шарнирно опертого стержня, чтобы критическая сила для него была равна критической силе для такого же стержня, но при рассматриваемых (заданных) условиях закрепления его торцов.

В свою очередь, сравнивая формы прогибов штоков силовых гидроцилиндров, отметим, что условия потери устойчивости будут у них также одинаковыми, если заменить длину нагруженного штока - $l_{\text{ш}}$ «приведенной» длиной его продольного изгиба - $l_{\text{пр}}$, равной:

$$l_{\text{пр}} = \nu l_{\text{ш}}, \text{ м}, \quad (2.23)$$

Суммарная длина гидроцилиндра - $l_{\text{ГЦ}}$ с выдвинутым штоком для всех типов гидроцилиндров с одинаковыми конструктивными параметрами (высота поршня, длина цилиндра, диаметр цилиндра, диаметр штока, толщина буксы, толщина задней крышки, толщина корпуса и т.п.) будет одинаковой. При этом для сравнения эффективности применения гидроцилиндров разных типов, представленных в таблице 2.2, с целью упрощения математического аппарата (практически без потери точности вычислений пренебрегаем высотой буксы гидроцилиндра, так как её величина намного меньше высоты гидроцилиндра) принимаем ход штока - $l_{\text{х}}$ равным его длине - $l_{\text{ш}}$.

Таблица 2.2

Типы гидроцилиндров	1. Гидроцилиндр с подвижным поршнем верхнего штока и «плавающим» корпусом. Нижний шток жестко закреплен в нижнем поясе мачты (TH-100 Ingersoll – Rand)	2. Гидроцилиндр с неподвижным поршнем и подвижным корпусом. Шток жестко закреплен в нижнем и верхнем поясе мачты (DM-M2 Ingersoll – Rand)	3. Гидроцилиндр с подвижным поршнем и неподвижным корпусом. Корпус шарнирно закреплен в нижнем поясе мачты (2СБШ – 200, 6СБШ – 200-60)	4. Гидроцилиндр с подвижным поршнем и неподвижным корпусом. Корпус жестко закреплен в нижнем поясе мачты (СБШ – 250МНА-32)
Монтажное положение гидроцилиндра и графическая схема нагрузки штока				
$l_{пр}$	$2l_{ш}$	$0,5l_{ш}$	$0,7l_{ш}$	$2 l_{ш}$
k_H	1	1	1,2	1,3
$i_{П}$	3	2	1	4
S_A	$S_{П}$	$S_{Ш}$	$S_{Ш}$	$S_{П}$

Из вышесказанного следует, что $l_{\text{пр}}$ - длина изгиба штока также как и критическая нагрузка - $F_{\text{кр}}$ зависят от условий закрепления и характера нагружения штока [50].

Критическое усилие, при котором шток гидроцилиндра теряет устойчивость, составит [50]:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{ш}}}{l_{\text{пр}}^2}, \text{ Н} \quad (2.24)$$

где E - модуль упругости материала штока, Н/м², для стали $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Н/м²;

$J_{\text{ш}}$ - минимальный момент инерции сечения штока, м⁴,

$$J_{\text{ш}} = \pi \cdot d_{\text{ш}}^4 / 64, \text{ м}^4 \quad (2.25)$$

(здесь $d_{\text{ш}}$ – наружный диаметр штока гидроцилиндра, м).

Аналитически условие устойчивости гидроцилиндров системы подачи [51, 52, 53] в общем случае определится следующим образом:

$$\frac{F_{\text{кр}}}{k_y} \geq \frac{i_{\text{п}} k_{\text{дп}} [P] k_{\text{кл}} S_A k_{\text{н}}}{n}, \text{ Н} \quad (2.26)$$

где k_y - коэффициент устойчивости гидроцилиндра;

n - число гидроцилиндров в системе подачи, ед.;

$i_{\text{п}}$ - коэффициент полиспадности системы подачи;

$k_{\text{дп}}$ - коэффициент динамичности работы системы подачи;

$[P]$ - давление настройки предохранительного клапана, Па (для отечественных станков $[P] = 25$ МПа, для станков зарубежного производства $[P] = 32$ МПа) [58, 59];

$k_{\text{кл}}$ - коэффициент точности срабатывания предохранительного клапана, $k_{\text{кл}} = 1,33$ [55, 56, 57];

S_A - площадь активного сечения гидроцилиндра, м² (см. табл. 2.2), в зависимости от схемы применения гидроцилиндра она может быть равна $S_A = S_{\text{п}}$, либо $S_A = S_{\text{ш}}$ ($S_{\text{п}}$ и $S_{\text{ш}}$ – площади поршневой и штоковой полостей соответственно);

$k_{\text{н}}$ - коэффициент неравномерности нагрузки при работе нескольких

гидроцилиндров (в соответствии с рекомендациями работ [51, 52, 53, 54]) приведен в таблице 2.2.

Решая неравенство (2.26) относительно коэффициента устойчивости - k_y с учетом выражения (2.24) и (2.25) имеем:

$$k_y \geq \frac{n\pi^2 EJ_{ш}}{i_{\Pi} k_{дп} [P] k_{кл} S_A k_n l_{пр}^2}, \quad (2.27)$$

Для оценки эффективности конструктивных параметров системы подачи бурового станка, в зависимости от схемы нагрузки штока осевым усилием различных типов гидроцилиндров, определим относительные коэффициенты их устойчивости для каждой монтажной схемы, приведенной в таблице 2.2. В качестве эталонного коэффициента устойчивости примем коэффициент устойчивости монтажной схемы – 4 таблицы 2.2.

Для штока одного и того же диаметра изготовленного из одного и того же материала, а также при одном и том же давлении настройки предохранительного клапана гидросистемы подачи, относительный коэффициент устойчивости составит величину:

$$\frac{k_{yi}}{k_{y4}} = \frac{n_i i_{\Pi 4} S_{A4} k_{n4} l_{пр4}^2}{n_4 i_{\Pi i} S_{Ai} k_{ni} l_{при}^2}, \quad (2.28)$$

где i - номер конструкции гидроцилиндра системы подачи в таблице 2.2

В РФ диаметр штока принимается по ГОСТу 6540-68 или определяется из условия:

$$d_{ш}/d_{\Pi} = z, \quad (2.29)$$

где d_{Π} - наружный диаметр поршня гидроцилиндра, м;

z - Коэффициент пропорциональности, равный $z = 0,3 \div 0,7$, большее значение принимается для случая сжимающей нагрузки [56, 58, 59].

В уравнении (2.28) для случая $S_{A4}/S_{Ai} = S_{\Pi}/S_{ш}$ это отношение с учетом выражения (2.29) принимает вид:

$$S_{\Pi}/S_{ш} = 1/(1 - z^2) = 1,96, \quad (2.30)$$

Результаты расчета относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра для каждого его монтажного положения, выполненные в

соответствии с выражением (2.28) с учетом уравнения (2.30), приведены в таблице 2.3.

Таблица 2.3

Относительный коэффициент устойчивости	Монтажное положение гидроцилиндра			
	1	2	3	4
k_{yi}/k_{y4}	0,867	40,768	69,333	1,000

Анализ результатов расчета свидетельствует, что:

- минимальное значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 0,867$, при коэффициенте полиспадности $i_{\Pi} = 3$, имеет его монтажное положение – 1 (табл. 2.2) с подвижным поршнем верхнего штока и «плавающим» корпусом. Нижний шток жестко закреплен в нижнем поясе мачты (станок ТН-100 Ingersoll – Rand);
- максимальное значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 69,333$ имеет его монтажное положение – 3 (табл. 2.2) с подвижным поршнем и неподвижным корпусом. Корпус шарнирно закреплен в нижнем поясе мачты. При коэффициенте полиспадности $i_{\Pi} = 1$ (причем у станков 2СБШ – 200 и 6СБШ – 200-60 ход штока равен $l_{\text{ш}} = 1$ м);
- монтажное положение гидроцилиндра - 2 (табл. 2.2) с неподвижным поршнем и штоком, жестко закрепленным в нижнем и верхнем поясе мачты, и подвижным корпусом (станок DM-M2 Ingersoll – Rand), при коэффициенте полиспадности $i_{\Pi} = 2$, имеет достаточно большое значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 40,768$.

Что касается монтажного положения гидроцилиндра, принятого в качестве эталонного (схема – 4 табл. 2.2 - буровой станок СБШ – 250МНА-32 и его модификации, имеющие ход штока $l_{\text{ш}} = 2,5$ м), то здесь следует отметить следующее - условие закрепления гидроцилиндра (жесткое крепление его корпуса к нижнему поясу мачты и отсутствие направляющих штока), определяющее характер нагружения штока и, значительную по величине, приведенную длину его

продольного изгиба (равную $l_{пр} = 2l_{ш}$), дает основание признать такое конструктивное решение закрепления гидроцилиндра неудачным.

Для увеличения устойчивости гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций, нами рекомендуется (см. рис. 2.6):

- **использование шарнирной опоры крепления корпуса** каждого гидроцилиндра, причем шарнир следует установить в плоскости вращения блоков, установленных на его штоке (см. рис. 2.6, в, сечение А-А);

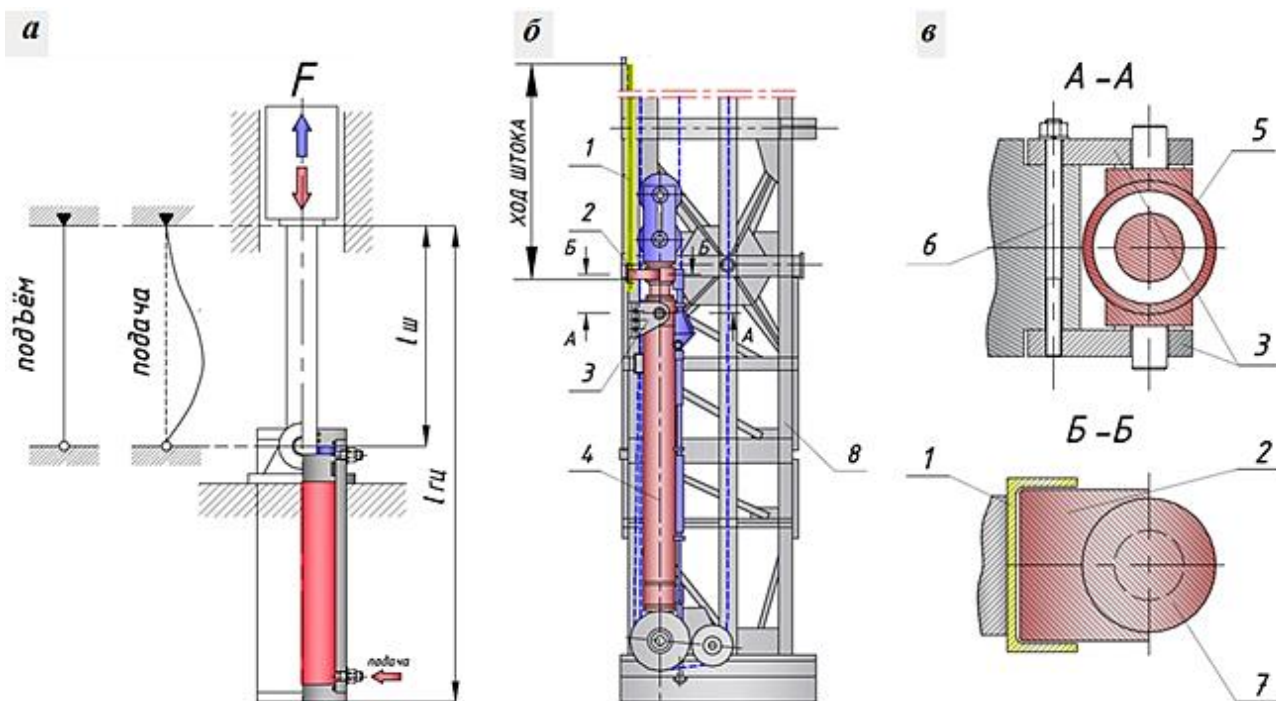


Рисунок 2.6 - Рекомендуемая монтажная схема гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций: *а* - монтажное положение гидроцилиндра и графическая схема нагрузки штока, *б* - возможное размещение шарнирной опоры крепления корпуса гидроцилиндра в мачте и направляющей ограничения поперечных перемещений штока, *в* - варианты конструкции шарнирной опоры гидроцилиндра и направляющей ограничения поперечных перемещений штока.
 1 - направляющая ограничения поперечных перемещений штока; 2 - направляющий сухарь штока; 3 - шарнирная опора гидроцилиндра; 4 - гидроцилиндр подачи; 5 - корпус гидроцилиндра системы подачи; 6 - крепежная шпилька шарнирной опоры; 7 - шток гидроцилиндра; 8 - мачта станка.

- **ограничение поперечных перемещений штока** посредством направляющих проушин блоков в виде швеллеров, закрепленных на задней панели каркаса мачты

на полный ход штоков (см. рис. 2.6, *в*, сечение *Б-Б*). Что позволит увеличить устойчивость гидроцилиндров системы подачи (коэффициент устойчивости) бурового станка более чем в **восемь раз**.

2.3 Исследование жесткостных параметров системы подачи бурового станка

В динамической системе подачи бурового станка причиной механических колебаний (вибраций) является неравномерное по траектории движение долота. Под динамической системой подразумевают совокупность тел, обладающих массой и способных совершать относительное движение [60].

Под воздействием периодически изменяющихся сил узлы бурового станка совершают вынужденные упругие колебания, которые становятся особенно сильными в зоне резонанса, когда частота возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний системы подачи. Вероятность возникновения резонансного режима возрастает с увеличением скорости движения долота.

Борьба с колебаниями становится неотъемлемым условием обеспечения высокого качества бурового станка. Она ведется на этапах проектирования, доводки, серийного производства и эксплуатации машины. Уменьшение вертикальных колебаний бурового става станка может быть обеспечено, либо изменением частот собственных колебаний (в основном за счет изменения осевой жесткости), либо увеличением демпфирования.

Задача исследования состоит в разработке эквивалентной динамической схемы системы подачи, позволяющей определить частоту и форму собственных колебаний и в изыскании способов и средств уменьшения амплитуд колебаний при резонансе.

Выполненный нами ранее анализ условий закрепления гидроцилиндров, характера нагружения их штоков, устойчивости схемы их применения, показал, что системы подачи современных буровых станков должны быть сконструированы на основе монтажного положения гидроцилиндра (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$ [56]) схемы - 2 таблицы 2.2, или монтажного положения гидроцилиндра (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$ [56]), приведенного на рисунке 2.6 *а*.

Эквивалентные динамические схемы систем подачи в режиме бурения, включающих канатные *двух ветвевые* полиспасты (с коэффициентом полиспастности $i_{\Pi} > 1$) и гидроцилиндр с коэффициентами мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$ или два гидроцилиндра с коэффициентами мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$, приведены на рисунке 2.7.

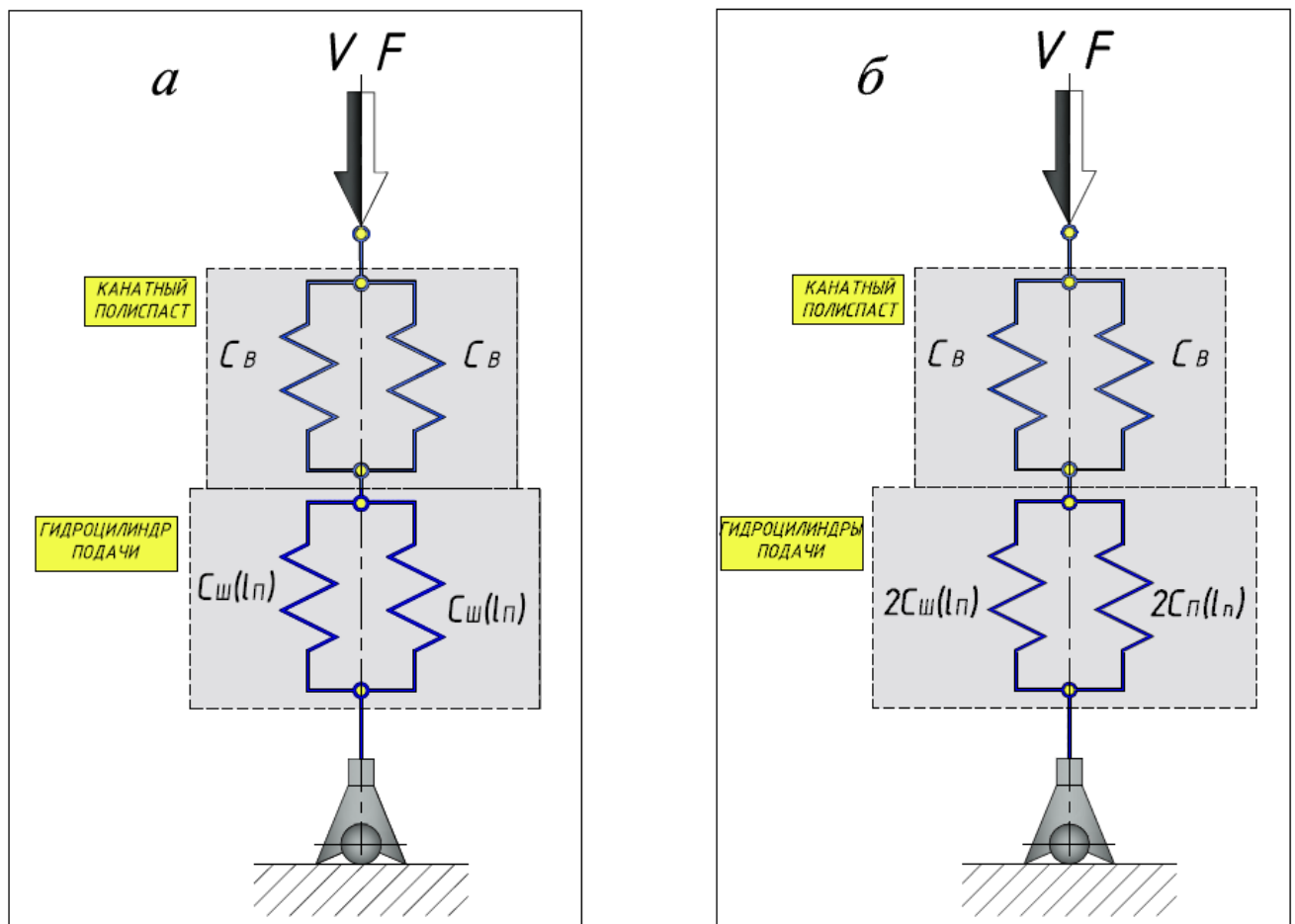


Рисунок 2.7 - Эквивалентная динамическая схема системы подачи бурового станка: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$).

В полиспасте системы подачи стальной канат испытывает большие растягивающие усилия и может быть представлен как жесткий металлический стержень, поперечное сечение - $S_{\text{кан}}$ которого определяется с учетом полноты его заполнения металлом, характеризуемой коэффициентом $k_{\text{к}}$ [62,63,64,65].

Так, осевую жесткость канатов - $C_{\text{в}}$ одной ветви полиспаста системы подачи бурового станка можно представить в виде [62,63]:

$$C_B = k_K \frac{S_{\text{кан}} E}{l_K}, \text{ Н/м} \quad (2.31)$$

где k_K - безразмерный коэффициент, учитывающий полноту заполнения сечения каната металлом, равный $k_K = \pi/4$; (2.32)

$S_{\text{кан}}$ - сечение каната, м^2 , равное:

$$S_{\text{кан}} = \pi d_K^2 / 4, \text{ м}^2 \quad (2.33)$$

здесь: d_K - наружный диаметр каната, м;

E - модуль упругости материала каната при растяжении, Н/м^2 , равный для стальных канатов $E = 2,1 \cdot 10^{11}$, Н/м^2 ;

l_K - длина одной ветви каната полиспаста системы подачи, м.

Длина одной ветви каната полиспаста - l_K составляет:

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$:

$$l_K = l_\Pi / i_\Pi, \text{ м}, i_\Pi = 2 \quad (2.34)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$

$$l_K = i_\Pi l_\Pi, \text{ м}, i_\Pi = 4 \quad (2.35)$$

где l_Π - ход непрерывной подачи долота, м.

Уравнение (2.31) с учетом выражений (2.32), (2.34) и (2.35) принимает вид:

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$

(см. рис. 2.7 а):

$$C_{\text{ва}} = E \frac{\pi}{4} \frac{i_\Pi}{l_\Pi} S_{\text{кан}} = E \frac{\pi}{2} \frac{S_{\text{кан}}}{l_\Pi}, \text{ Н/м} \quad (2.36)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$

(см. рис. 2.7 б):

$$C_{\text{вб}} = E \frac{\pi}{4} \frac{S_{\text{кан}}}{i_\Pi l_\Pi} = E \frac{\pi}{16} \frac{S_{\text{кан}}}{l_\Pi}, \text{ Н/м} \quad (2.37)$$

В соответствии с результатами, приведенными в работах [66,67,68], жесткость i - той полости гидроцилиндра - C_i без учета жесткости трубопровода определяется упругой деформацией объема рабочей жидкости - V_i находящегося под давлением по известной зависимости:

$$C_i = \frac{E_{\text{ж}} S_i^2}{V_i}, \text{ Н/м} \quad (2.38)$$

где $E_{ж}$ - модуль упругости рабочей жидкости (минерального масла), Па,
 $E_{ж} = 1,4 \cdot 10^9$, Па [69];

S_i - площадь активного сечения i -той полости гидроцилиндра, м².

Причем, его суммарная продольная жесткость гидроцилиндра - C_{Σ} определяется из условия одновременной деформации объемов рабочей жидкости в полостях давления и противодействия в соответствии с расчетными схемами, приведенными на рисунке 2.8 а, б:

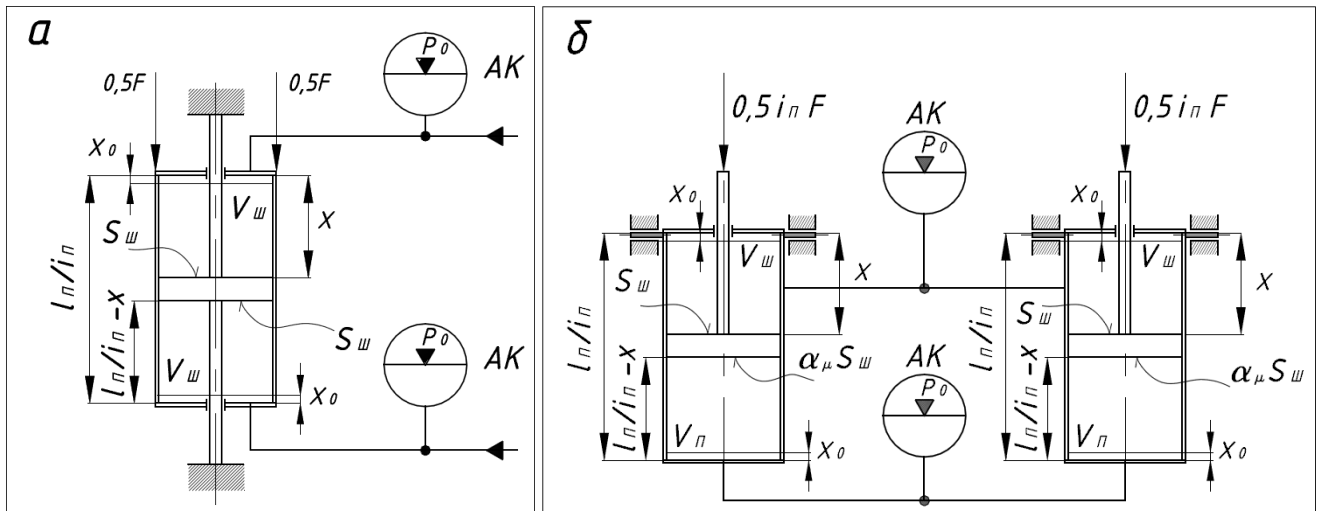


Рисунок 2.8 - Расчетная схема определения полной (суммарной) продольной жесткости гидроцилиндра: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$).

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$ (см. рис. 2.8 а):

$$C_{\Sigma a} = C_{ш1a} + C_{ш2a}, \text{ Н/м} \quad (2.39)$$

где $C_{ш1a}$ - жесткость полости высокого давления, $C_{ш1a} = E_{ж} S_{ш} \frac{1}{\frac{l_n}{i_n} - x}$, Н/м; (2.40)

$C_{ш2a}$ - жесткость полости низкого давления, $C_{ш2a} = E_{ж} S_{ш} \frac{1}{x}$, Н/м. (2.41)

Уравнение (2.39) с учетом выражений (2.40) и (2.41) принимает вид:

$$C_{\Sigma a} = E_{ж} S_{ш} \left(\frac{1}{\frac{l_n}{i_n} - x} + \frac{1}{x} \right), \text{ Н/м} \quad (2.42)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$ (см. рис. 2.8 б) при $V_\Pi = \alpha_\mu S_\Pi \left(\frac{l_\Pi}{i_\Pi} - x \right)$, м³, (2.43); $V_\Pi = S_\Pi x$, м³ (2.44):

$$C_{\Sigma 6} = C_{\Pi 6} + C_{\Pi 6}, \text{ Н/м} \quad (2.45)$$

где $C_{\Pi 6}$ жесткость полости высокого давления, $C_{\Pi 6} = E_\Pi S_\Pi \frac{\alpha_\mu}{\frac{l_\Pi}{i_\Pi} - x}$, Н/м (2.46)

$C_{\Pi 6}$ жесткость полости низкого давления, $C_{\Pi 6} = E_\Pi S_\Pi \frac{1}{x}$, Н/м (2.47)

здесь $x_0 \leq x \leq l_\Pi / i_\Pi - x_0$ – диапазон изменения хода штока - x , м (x_0 – высота масляной «подушки» полости гидроцилиндра, $x_0 = 10^{-2} l_\Pi / i_\Pi$, м (2.48)).

Уравнение (2.45) с учетом выражений (2.46) и (2.47) принимает вид:

$$C_{\Sigma 6} = E_\Pi S_\Pi \left(\frac{\alpha_\mu}{\frac{l_\Pi}{i_\Pi} - x} + \frac{1}{x} \right), \text{ Н/м} \quad (2.49)$$

Далее, рассмотрим работу гидроцилиндров подачи с применением пневмогидравлических аккумуляторов, присоединенных в режиме бурения как к полости высокого давления, так и к полости низкого давления. Принцип работы аккумулятора основан на законах термодинамики, и его рабочее давление определяется соотношением между его объемом и давлением газа, заключенного в газовой полости.

Основным уравнением, характеризующим рабочий процесс пневмогидравлического аккумулятора, является уравнение газового состояния [56] в его пневматической полости:

$$p_i V_{Ai}^{n_v} = \text{const} \quad (2.50)$$

где p_i – давление в пневматической полости аккумулятора, Па;

V_A – объем пневматической полости аккумулятора, м³;

n_v – показатель политропы.

При изотермическом процессе работы пневмогидравлического аккумулятора (полный теплообмен) показатель политропы (изотермы) равен $n_v = 1$.

При адиабатическом процессе работы пневмогидравлического аккумулятора (теплообмен газа с окружающей средой отсутствует) показатель политропы (адиабаты) составляет $n_v = 1,4$.

На практике изменение состояния газа происходит в зависимости от скорости изменения осевого усилия на долоте в диапазоне между изотермическим и адиабатическим процессами. Такое изменение состояния газа называется политропным $1 \leq n_v \leq 1,4$.

В настоящем исследовании принят показатель равный $n_v = 1,4$ [56], характеризующий отсутствие теплообмена газа с окружающей средой (самый тяжелый режим теплообмена).

Жесткость аккумулятора, в соответствии с результатами, полученными в работе [70, 71], подключённого:

- к штоковой полости гидроцилиндра (см. рис.2.8 а):

$$C_{акш} = \frac{n_v S_{ак}^2}{\Delta h_{n\ max} (1 + \frac{\Delta h_n}{\Delta h_{n\ max}})^{n_v+1}} p_0, \text{ Н/м} \quad (2.51)$$

- к поршневой полости гидроцилиндра (см. рис.2.8 б):

$$C_{акп} = \frac{n_v S_{ак}^2}{\Delta h_{n\ max} (1 + \frac{\Delta h_n}{\Delta h_{n\ max}})^{n_v+1}} \alpha_\mu p_0, \text{ Н/м} \quad (2.52)$$

где $S_{ак}$ - площадь эффективного сечения аккумулятора, м²;

Δh_n - уменьшение текущего значения осевого перемещения поршня (корпуса) гидроцилиндра подачи от деформации эластичной камеры аккумулятора заполненной газом, м;

$\Delta h_{n\ max}$ - максимальное значение уменьшения осевого перемещения поршня (корпуса) гидроцилиндра подачи от деформации эластичной камеры аккумулятора заполненной газом, м, равное $\Delta h_{n\ max} = 0,1x_0 = 10^{-3} l_{п}/i_{п}$, (2.53);

p_0 - зарядное давление в газовой полости аккумулятора (максимальное избыточное давление компрессора бурового станка), Па.

Опираясь на результаты, полученные кандидатом технических наук Губенко А.А. в работе [70] с достаточной степенью точности отношение $\Delta h_n / \Delta h_{n\ max}$ можно принять равным: $\Delta h_n / \Delta h_{n\ max} = 0,1$, (2.54).

Уравнения (2.51) и (2.52) с учетом (2.53) и (2.54) принимают вид:

$$C_{акш} = 10^3 \frac{n_v S_{ак}^2}{1,1^{n_v+1} l_{п}/i_{п}} p_0, \text{ Н/м} \quad (2.55)$$

$$C_{акп} = 10^3 \frac{n_v S_{ак}^2}{1,1 n_v + 1 l_{п}/i_{п}} \alpha_{\mu} p_0, \text{ Н/м} \quad (2.56)$$

Суммарная продольная жесткость гидроцилиндра - C_{Σ} , при условии применения пневмогидравлических аккумуляторов в обеих полостях, определится, в соответствии с расчетными схемами, приведенными на рисунке 2.8 а, б, и уравнениями (2.39), (2.45), (2.55) и (2.56):

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$ (см. рис. 2.8 а):

$$C_{\Sigma а} = \frac{C_{ш1а} C_{акш}}{C_{ш1а} + C_{акш}} + \frac{C_{ш2а} C_{акш}}{C_{ш2а} + C_{акш}}, \text{ Н/м} \quad (2.57)$$

или

$$C_{\Sigma а} = \frac{\frac{n_v S_{ак}^2}{\left(\frac{l_{п}}{i_{п}} - x\right) 1,1 n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}{\frac{1}{10^3 \left(\frac{l_{п}}{i_{п}} - x\right) p_0} + \frac{n_v S_{ак}^2}{E_{ж} S_{ш1,1} n_v + 1 l_{п}/i_{п}}} + \frac{\frac{n_v S_{ак}^2}{x 1,1 n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}{\frac{1}{10^3 x p_0} + \frac{n_v S_{ак}^2}{E_{ж} S_{ш1,1} n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}, \text{ Н/м} \quad (2.58)$$

- для системы подачи с гидроцилиндром с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$ (см. рис. 2.8 б):

$$C_{\Sigma б} = \frac{2 C_{шб} C_{акш}}{2 C_{шб} + C_{акш}} + \frac{2 C_{пб} C_{акп}}{2 C_{пб} + C_{акп}}, \text{ Н/м} \quad (2.59)$$

или

$$C_{\Sigma б} = \frac{\frac{n_v S_{ак}^2}{1,1 n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}{\frac{1}{10^3 p_0} + \frac{x}{2 E_{ж} S_{ш1,1} n_v + 1 l_{п}/i_{п}}} + \frac{\frac{n_v S_{ак}^2 \alpha_{\mu}}{\left(\frac{l_{п}}{i_{п}} - x\right) 1,1 n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}{\frac{1}{10^3 \left(\frac{l_{п}}{i_{п}} - x\right) p_0} + \frac{n_v S_{ак}^2}{2 E_{ж} S_{ш1,1} n_v + 1 l_{п}/i_{п}}}}, \text{ Н/м} \quad (2.60)$$

Далее в соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунке 2.9 а, полная (приведенная) податливость системы подачи с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$) - $1/\Sigma C_a$ определится как сумма податливостей гидроцилиндра с пневмогидравлическими аккумуляторами обеих полостей и двухветвевое полиспаста:

$$\frac{1}{\Sigma C_a} = \frac{1}{C_{\Sigma а}} + \frac{1}{2 C_{ва}} = \frac{2 C_{ва} + C_{\Sigma а}}{2 C_{ва} C_{\Sigma а}}, \text{ м/Н} \quad (2.61)$$

Откуда полная (приведенная) жесткость системы подачи составит:

$$\Sigma C_a = \frac{2 C_{ва} C_{\Sigma а}}{2 C_{ва} + C_{\Sigma а}}, \text{ Н/м} \quad (2.62)$$

В свою очередь согласно схеме (см. рис. 2.9 б) для системы подачи с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu \geq 1$ каждый) полная (приведенная) податливость системы подачи - $1/\Sigma C_6$ определится как сумма податливостей гидроцилиндров с пневмогидравлическими аккумуляторами обеих полостей и двух ветвевых полиспаста:

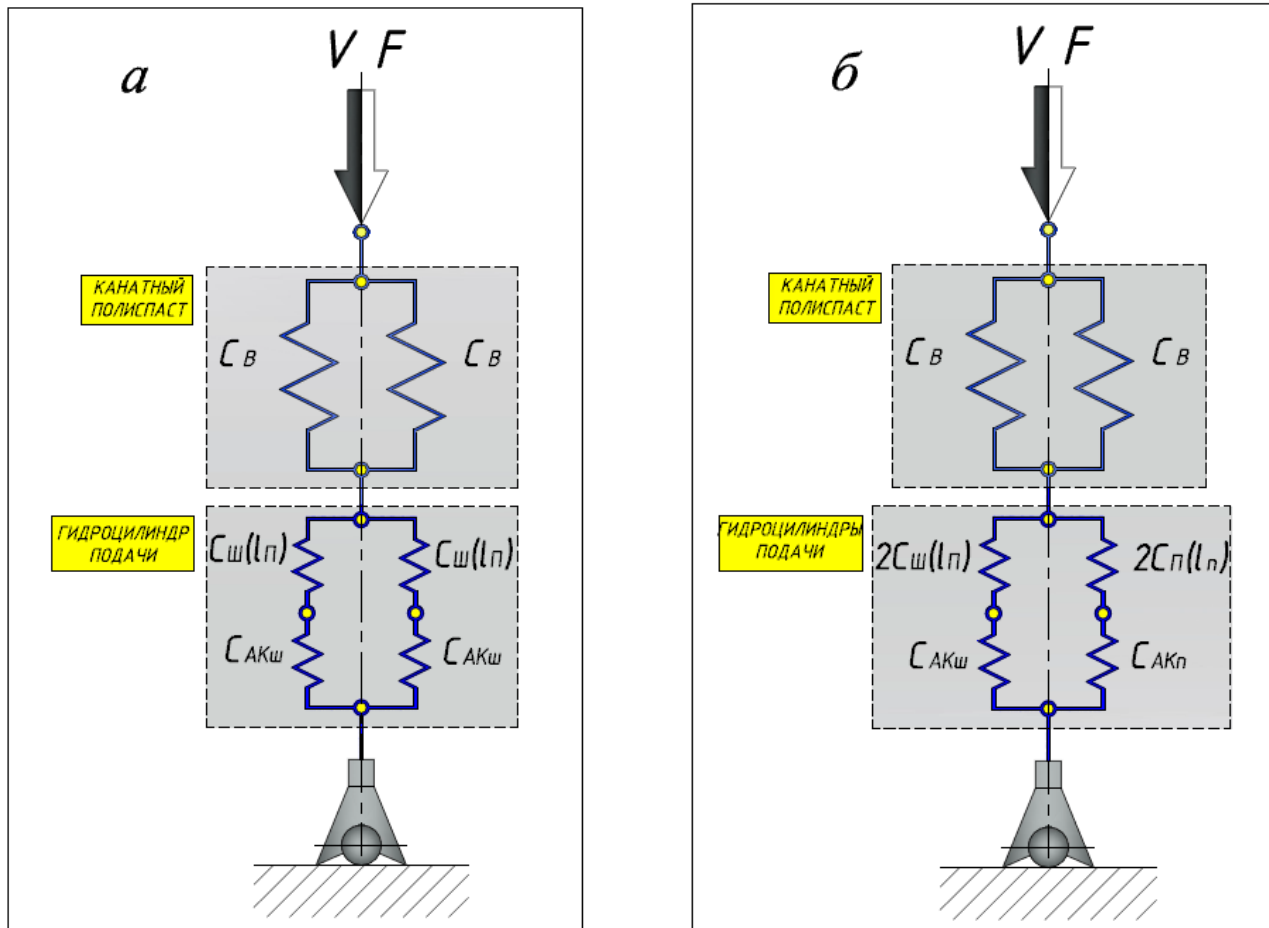


Рисунок 2.9 - Эквивалентная динамическая схема системы подачи бурового станка с учетом применения пневмогидравлического аккумулятора: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$).

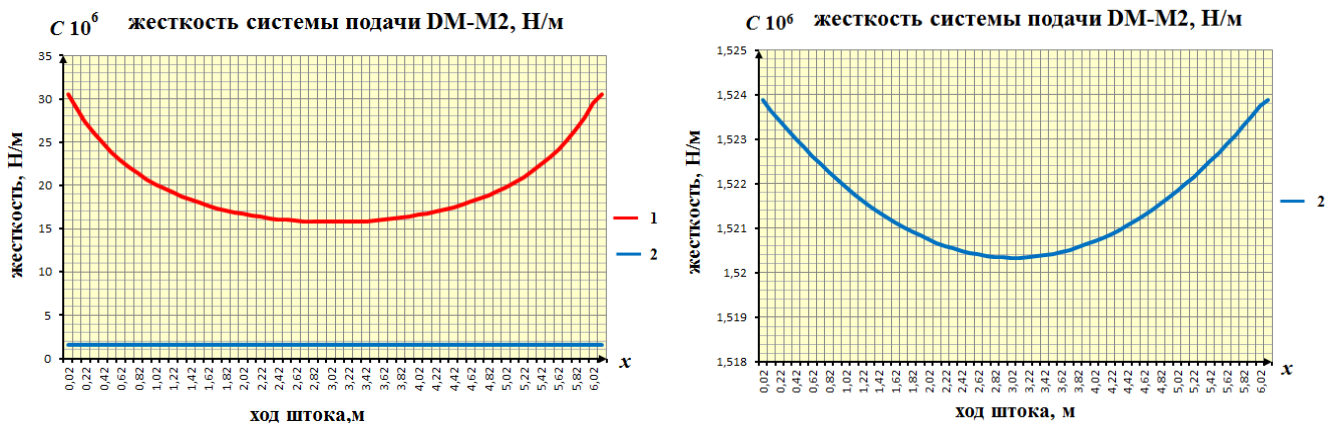
$$\frac{1}{\Sigma C_6} = \frac{1}{C_{\Sigma 6}} + \frac{1}{2C_{B6}}, \text{ м/Н} \quad (2.63)$$

Соответственно уравнение полной (приведенной) жесткости системы подачи имеет вид:

$$\Sigma C_6 = \frac{2C_B C_{\Sigma 6}}{2C_B + C_{\Sigma 6}}, \text{ Н/м} \quad (2.64)$$

На рисунке 2.10 *а, б* представлены результаты моделирования зависимостей (2.62) и (2.64) полной (приведенной) продольной жесткости систем подачи с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$) и с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu \geq 1$ каждый) от изменения хода штока – x (в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{\text{п}}/i_{\text{п}} - x_0$) в режиме бурения.

а



б

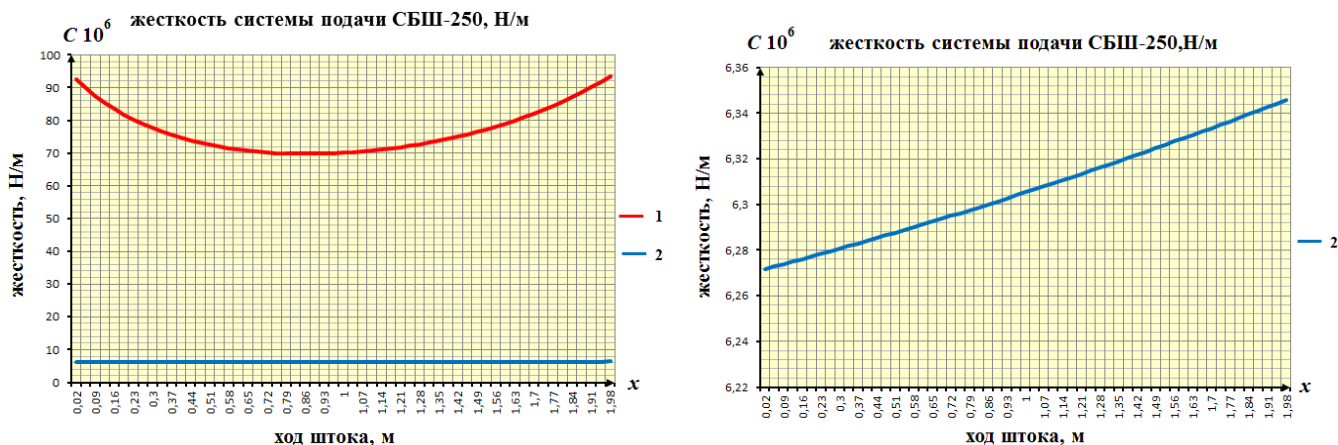


Рисунок 2.10 - Зависимость полной (суммарной) продольной жесткости системы подачи бурового станка от изменения хода штока гидроцилиндра: *а* – для бурового станка DM-M2 Ingersoll – Rand; *б* – для бурового станка СБШ-250МНА-32.

Моделирование выполнено с использованием пакета прикладных программ Microsoft Excel при нижеследующих исходных данных:

а - для системы подачи бурового станка DM-M 2 фирмы Ingersoll – Rand США:

- коэффициент полиспадности - $i_{\text{п}} = 2$;

- длина подачи – $l_{\Pi} = 12,2$ м;
- диаметр каната – $d_{\kappa} = 27 \cdot 10^{-3}$ м;
- наружный диаметр поршня гидроцилиндра – $d_{\Pi} = 0,3$ м;
- наружный диаметр штока гидроцилиндра – $d_{\text{ш}} = 0,212$ м;
- площадь штоковой полости - $S_{\text{ш}} = 0,035$ м²;
- условный внутренний диаметр пневмогидравлического аккумулятора
 $d_{\text{ак}} = 38 \cdot 10^{-2}$ м;
- площадь эффективного сечения аккумулятора - $S_{\text{ак}} = 96 \cdot 10^{-3}$ м²;
- конструктивный объем пневмогидравлического аккумулятора – $V_{\kappa} = 25 \cdot 10^{-4}$ м³;
- показатель адиабаты $n_{\nu} = 1,4$;
- зарядное давление в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора -
 $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па;
- давление настройки предохранительного клапана гидросистемы подачи бурового станка - $[P] = 32 \cdot 10^6$ Па;
- высота масляной «подушки» полости гидроцилиндра - $x_0 = 2 \cdot 10^{-2}$ м;
- модуль упругости рабочей жидкости - $E_{\text{ж}} = 1,4 \cdot 10^9$ Па.

б - для системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32:

- коэффициент полиспадности - $i_{\Pi} = 4$;
- длина подачи - $l_{\Pi} = 8$ м;
- диаметром каната - $d_{\kappa} = 27 \cdot 10^{-3}$ м;
- наружный диаметр поршня гидроцилиндра – $d_{\Pi} = 0,28$ м;
- наружный диаметр штока гидроцилиндра – $d_{\text{ш}} = 0,18$ м;
- условный внутренний диаметр пневмогидравлического аккумулятора –
 $d_{\text{ак}} = 38 \cdot 10^{-2}$ м;
- площадь эффективного сечения пневмогидравлического аккумулятора - $S_{\text{ак}} = 96 \cdot 10^{-3}$ м²;
- конструктивный объем пневмогидравлического аккумулятора – $V_{\kappa} = 25 \cdot 10^{-4}$ м³;
- показатель адиабаты $n_{\nu} = 1,4$;

- зарядное давление в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора - $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па;
- давление настройки предохранительного клапана гидросистемы подачи бурового станка - $[P] = 25 \cdot 10^6$ Па;
- высота масляной «подушки» полости гидроцилиндра - $x_0 = 2 \cdot 10^{-2}$ м;
- модуль упругости рабочей жидкости - $E_{\text{ж}} = 1,4 \cdot 10^9$ Па;
- безразмерный коэффициент - $k_E = 1,5 \cdot 10^2$;
- коэффициент мультипликации гидроцилиндра системы подачи - $\alpha_\mu = 1,7$.

Анализ графических интерпретаций уравнений (2.62) и (2.64) с учетом выражений (2.58) и (2.60), приведенных на рисунке 2.10, свидетельствует, что в режиме бурения:

- жесткость системы подачи буровых станков нелинейно изменяется с увеличением хода штока как у модели станка DM-M2, так и у модели станка СБШ-250МНА-32. Причем система подачи станка DM-M2 (рис. 2.10 а, кривая 1) имеет жесткость в 2 раза, а система подачи станка СБШ-250МНА-32 (рис. 2.10 б, кривая 1) в 1,28 раза большую в начале и в конце хода штока гидроцилиндра подачи, чем в его середине. При этом система подачи станка СБШ-250МНА-32 имеет жесткость в начале и в конце хода штока в три раза, а в середине в 4,7 раза большую жесткость, чем жесткость системы подачи станка DM-M2 в этих же точках;
- применение пневмогидравлических аккумуляторов в системе подачи (как с одним гидроцилиндром (модель станка DM-M2, $\alpha_\mu = 1$), так и с двумя гидроцилиндрами (модель станка СБШ-250МНА-32, $\alpha_\mu \geq 1$ у каждого гидроцилиндра) в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{\text{п}}/i_{\text{п}} - x_0$ изменения хода штока – x снижает полную (приведенную) жесткость системы у модели станка DM-M2 в 10 раз (см. рис. 2.10 а, кривые 1,2), а у модели станка СБШ-250МНА-32 в 11 раз (см. рис. 2.10 б, кривые 1,2);
- в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_{\text{п}}/i_{\text{п}} - x_0$ изменения хода штока – x гидроцилиндра системы подачи станка DM-M2 ее полная (приведенная) жесткость изменяется на 0,26 % (см. рис. 2.10 а, кривая 2), а у системы подачи станка СБШ-250МНА-32 на 1,28 % (см. рис. 2.10 б, кривая 2). Следовательно, полную (приведенную) жесткость системы

подачи буровых станков, оснащенной пневмогидравлическими аккумуляторами, можно принять не зависящей от изменения хода штока и составляющей для системы подачи станка DM-M2 $1,52 \cdot 10^6$ Н/м, а для СБШ-250МНА-32 $6,3 \cdot 10^6$ Н/м при зарядном давлении аккумулятора $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па.

Выводы по главе

1. Установлено, что:

- аналитическое описание реального процесса взаимодействия трех шарошечного долота с забоем скважины, сопровождающегося разрушением породы (с учетом ее упругих деформаций) в силу значительной степени неопределенности протекания физических явлений, весьма сложно и затруднительно;
- на основе принятых нами допущений, разработана физическая модель процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой и определены его кинематические и силовые характеристики.

2. Аналитически разработан многопараметрический математический аналог принятой физической модели;

- установлена зависимость удельной скорости внедрения долота в породу от ее физико-механических свойств $(\sigma_{сж}, \mu_1)$, конструктивных (D, Z, α_1, K_3) , кинематических (K_α) , силовых $(K_D, \eta, k_{оч})$ и динамических $(k_{дп}, k_{дв})$ параметров вращательно-падающего механизма бурового станка.

3. Разработан алгоритм моделирования многопараметрического математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой.

4. Моделированием многопараметрического математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой - удельной скорости внедрения долота в породу - V^* от величины коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$ установлено что:

- удельная скорость внедрения долота в породу не линейно убывает с увеличением коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$, причем величина

безразмерного коэффициента – $k_{оч}$, характеризующего качество очистки скважины, не оказывает существенного влияния на уровень удельной скорости подачи – V^* при одной и той же прочности буримой породы – $\sigma_{сж}$;

- в диапазоне $1 \leq k_{дп} \leq 2$ изменения коэффициента динамичности системы подачи удельная скорость внедрения долота - V^* обратно пропорциональна прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$ с 50 до 200 МПа, причем, темп убывания удельной скорости внедрения долота у слабых пород в два раза больше чем у прочных пород.

5. Выполнена систематизация (табл. 2.2) и анализ линейных двигателей систем подачи карьерных буровых станков в зависимости от условий их закрепления и характера нагружения их штоков осевым усилием, в результате которых установлено, что:

- минимальное значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 0,867$, при коэффициенте полиспадности $i_{П} = 3$, имеет его монтажное положение – 1 (табл. 2.2) с подвижным поршнем верхнего штока и «плавающим» корпусом. Нижний шток жестко закреплен в нижнем поясе мачты (станок ТН-100 Ingersoll – Rand);

- максимальное значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 69,333$ имеет его монтажное положение – 3 (табл. 2.2) с подвижным поршнем и неподвижным корпусом. Корпус шарнирно закреплен в нижнем поясе мачты. При коэффициенте полиспадности $i_{П} = 1$ (причем у станков 2СБШ – 200 и 6СБШ – 200-60 ход штока равен $l_{ш} = 1$ м);

- монтажное положение гидроцилиндра - 2 (табл. 2.2) с неподвижным поршнем и штоком, жестко закрепленным в нижнем и верхнем поясе мачты, и подвижным корпусом (станок DM-M2 Ingersoll – Rand), при коэффициенте полиспадности $i_{П} = 2$, имеет достаточно большое значение величины относительного коэффициента устойчивости гидроцилиндра $k_{yi}/k_{y4} = 40,768$. Что касается монтажного положения гидроцилиндра, принятого в качестве эталонного (схема – 4 табл. 2.2 - буровой станок СБШ – 250МНА-32 и его модификации, имеющие ход штока $l_{ш} = 2,5$ м), то здесь следует отметить следующее: - условие закрепления

гидроцилиндра (жесткое крепление его корпуса к нижнему поясу мачты и отсутствие направляющих штока), определяющее характер нагружения штока и, значительную по величине, приведенную длину его продольного изгиба (равную $l_{пр} = 2l_{ш}$), дает основание признать такое конструктивное решение закрепления гидроцилиндра неудачным.

6. Установлено что, для увеличения устойчивости гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций, нами рекомендуется (см. рис. 2.6):

- **использование шарнирной опоры крепления корпуса** каждого гидроцилиндра, причем шарнир следует установить в плоскости вращения блоков, установленных на его штоке (см. рис. 2.6, сечение А-А);

- **ограничение поперечных перемещений штока** посредством направляющих проушин блоков в виде швеллеров, закрепленных на задней панели каркаса мачты на полный ход штоков (см. рис. 2.6 сечение Б-Б). Что позволит увеличить устойчивость гидроцилиндров системы подачи (коэффициент устойчивости) бурового станка более чем в восемь раз.

7. Разработана эквивалентная динамическая схема и аналитическая математическая модель системы подачи бурового станка с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} = 1$) и с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_{\mu} > 1$ каждый), полости которых оснащены пневмогидравлическими аккумуляторами.

8. Результаты моделирования жесткостных параметров (уравнения (2.62) и (2.64) с учетом выражений (2.58) и (2.60)) эквивалентной динамической схемы системы подачи бурового станка свидетельствует, что в режиме бурения:

- жесткость системы подачи буровых станков нелинейно изменяется с увеличением хода штока как у модели станка ДМ-М2, так и у модели станка СБШ-250МНА-32. Причем система подачи станка ДМ-М2 имеет жесткость в 2 раза, а система подачи станка СБШ-250МНА-32 в 1,28 раза большую в начале и в конце хода штока гидроцилиндра подачи, чем в его середине. При этом система подачи станка СБШ-250МНА-32 имеет жесткость в начале и в конце хода штока в три раза, а в середине

в 4,7 раза большую жесткость, чем жесткость системы подачи станка DM-M2 в этих же точках;

- применение пневмогидравлических аккумуляторов в системе подачи (как с одним гидроцилиндром (модель станка DM-M2, $\alpha_\mu = 1$), так и с двумя гидроцилиндрами (модель станка СБШ-250МНА-32, $\alpha_\mu \geq 1$ у каждого гидроцилиндра) в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_\Pi / i_\Pi - x_0$ изменения хода штока – x снижает полную (приведенную) жесткость системы у модели станка DM-M2 в 10 раз, а у модели станка СБШ-250МНА-32 в 11 раз;

- в диапазоне $x_0 \leq x \leq l_\Pi / i_\Pi - x_0$ изменения хода штока – x гидроцилиндра системы подачи станка DM-M2 ее полная (приведенная) жесткость изменяется на 0,26 %, а у системы подачи станка СБШ-250МНА-32 на 1,28 %. Следовательно, полную (приведенную) жесткость системы подачи буровых станков, оснащенной пневмогидравлическими аккумуляторами, можно принять не зависящей от изменения хода штока и составляющей для системы подачи станка DM-M2 $1,52 \cdot 10^6$ Н/м, а для СБШ-250МНА-32 $6,3 \cdot 10^6$ Н/м при зарядном давлении аккумулятора $p_0 = 0,5 \cdot 10^6$ Па.

9. Для уменьшения потерь производительности бурового станка актуализируется задача снижения динамики приводов вращательно – подающего механизма в процессе взаимодействия шарошечного долота с породой ($k_{дп} \rightarrow \min$, $k_{дв} \rightarrow \min$).

3 Исследование статических и динамических характеристик гидрообъемной системы подачи бурового станка

3.1 Исследование потоков мощности в традиционной гидрообъемной системе подачи бурового станка в режиме бурения

Сегодня находящиеся в эксплуатации на карьерах и разрезах Российской Федерации буровые станки имеют два типа привода системы подачи вращательного (СБШ - 270 ИЗ, производитель ООО «ИЗ - КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова»; СБШ - 160/200 - 40, изготовитель «УГМК - РУДГОРМАШ») и поступательного (все модификации станка СБШ-250, изготовитель «УГМК - РУДГОРМАШ») действия. Причем в количественном отношении (до 90%) преобладают буровые станки с полиспастной системой подачи и с гидрообъемным приводом поступательного действия [72,73], в которых регулирование скорости подачи осуществляется при помощи дросселя [74]. Такие механизмы подачи отличаются простотой конструкции нерегулируемых гидромашин, компактностью и надежностью в работе. В то время как в буровых станках зарубежных производителей (например, фирм «Atlas Copco» и «Tamrock - Drilltech») регулирование скорости подачи осуществляется путем изменения объема рабочих камер насоса [73].

Характерный фрагмент осциллограммы изменения скорости подачи долота во времени, полученной канд. техн. наук Доброзраковым А.В. при испытании бурового станка 6СБШ-200-32 на карьере ПО «Ураласбест» [35], представлен на рисунке 3.1 *а*. На осциллограмме явно просматривается полигармонический характер колебания скорости подачи долота в пределах одного его оборота.

Это обстоятельство объясняется:

- недостаточной жесткостью системы подачи долота на забой с гидрообъемным приводом при проходке скважины в трещиноватых слоистых породах: первая низкочастотная составляющая колебания скорости, кратная одному обороту долота, вторая низкочастотная составляющая, кратная числу шарошек долота;
- и различным положением вооружения шарошки долота относительно забоя скважины в зависимости от амплитуды колебаний скорости, противофазной колебаниям осевому сопротивлению подачи (см. рис. 3.1 *б*, I, II, III).

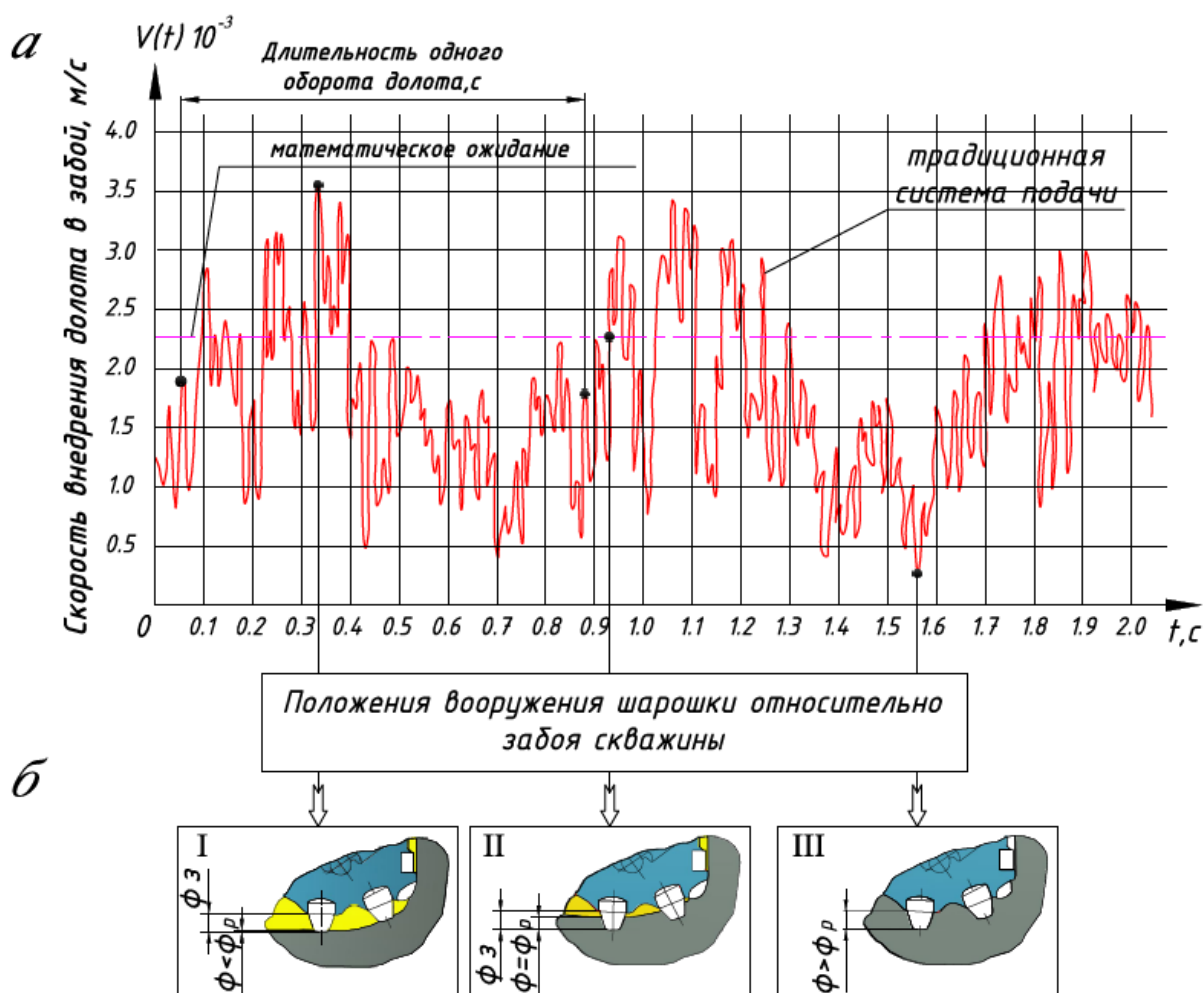


Рисунок 3.1 - Глубина внедрения зуба шарошки долота в зависимости от амплитуды колебания скорости подачи: *a* - характерный фрагмент осциллограммы изменения скорости подачи долота во времени; *б* - положение вооружения шарошки долота относительно забоя скважины в зависимости от амплитуды колебания скорости подачи (ϕ - глубина внедрения твердосплавного зуба шарошки, ϕ_p - расчетная глубина внедрения твердосплавного зуба шарошки, ϕ_3 - высота твердосплавного зуба).

Следует отметить что, система подачи долота на забой с гидрообъемным приводом поступательного действия (с гидроцилиндрами подачи) с дроссельным регулированием скорости [42] в современных отечественных и зарубежных буровых станках практически не применяется.

Традиционная гидравлическая система подачи долота на забой (рис.3.2 *a*) включает: регулируемый насос – «Н» с объемной постоянной - q_n (м³/рад), и

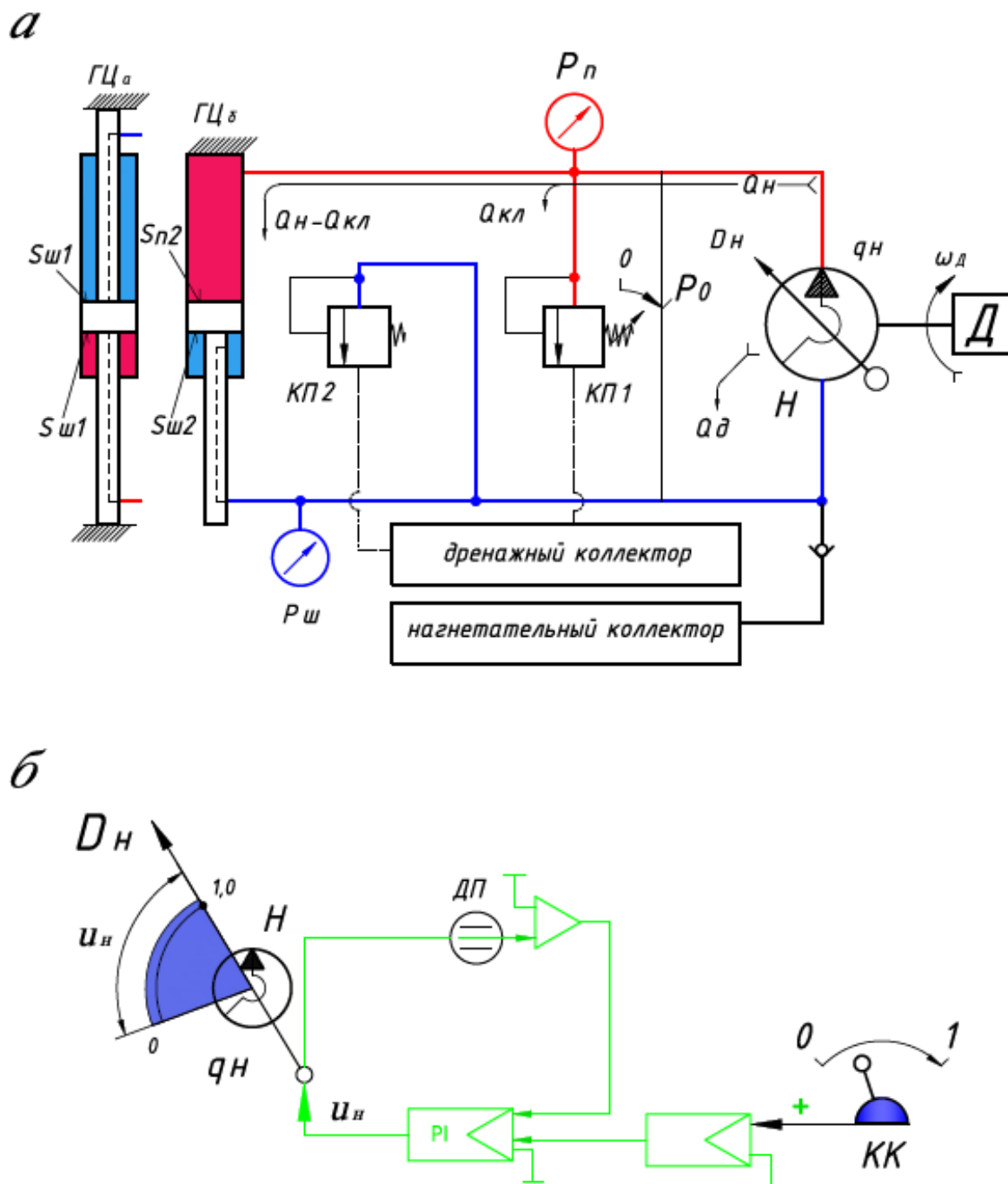


Рисунок 3.2 - Принципиальная схема гидрообъемного привода традиционной системы подачи в режиме бурения: а – схема потоков рабочей жидкости; б – принципиальная мехатронная схема регулирования скорости.

объемным КПД - η_n , гидроцилиндр системы подачи - «ГЦ» (с неподвижным поршнем и подвижным корпусом - $\alpha_\mu = 1$ - «ГЦ_а» - равно полостной, с подвижным поршнем и неподвижным корпусом - $\alpha_\mu \geq 1$ - «ГЦ_б» - разно полостной), предохранительный клапан подающей магистрали - «КП1» и мехатронную систему

управления регулятором объема рабочих камер насоса подачи «Н» – D_n (см. рис. 3.2 б).

Мехатронная система управления регулятором D_n объема рабочих камер насоса подачи «Н» (с параметрами регулирования насоса – u_n) включает [75,76]:

- командоконтроллер *управления скоростью подачи долота* на забой – «КК» (управления положением регулятора объема рабочих камер D_n насоса подачи «Н» (рис.3.2 б)), при этом задается величина параметров регулирования насоса – u_n ;
- датчик *перемещения регулятора объема рабочих камер насоса* – «ДП», определяющий действительное положение регулятора объема рабочих камер насоса;
- пропорционально-интегральный регулятор «PI», вырабатывающий сигнал управления объемом рабочих камер насоса «Н», в зависимости от алгебраической суммы сигналов (напряжений), заданных командоконтроллером «КК» и датчиком положения «ДП» [77, 78].

В современных гидравлических системах подачи максимальное осевое усилие ограничивается настройкой нормально закрытого предохранительного клапана «КП1» (рис.3.2 а) на давление настройки – P_0 (Па), соответствующее осевому усилию достаточному для преодоления прочности буримой породы – $\sigma_{сж}$ (Па) [81]. При этом регулятор объема рабочих камер насоса подачи «Н» – D_n находится в нулевом положении (параметр регулирования насоса равен $u_n = 0$, см. мехатронную схему регулирования скорости подачи в режиме бурения, рис. 3.2 б). При заданной скорости вращения долота – ω (рад/с) машинист активирует командоконтроллером «КК» (см. рис. 3.2 б) регулятор – D_n до величины параметра регулирования $u_n > 0$, при котором достигается максимально возможная скорость бурения – V_n (м/с) и соответственно максимально - возможный расход рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр «ГЦ» равный – $Q_n - Q_{кл}$ (м³/с) в данной породе. При этом предохранительный клапан «КП1» – *открыт*, а давление в поршневой полости гидроцилиндра – «ГЦ» составляет величину – P_n (Па).

На рисунке 3.3. а показана расходная характеристика предохранительного клапана «КП1».

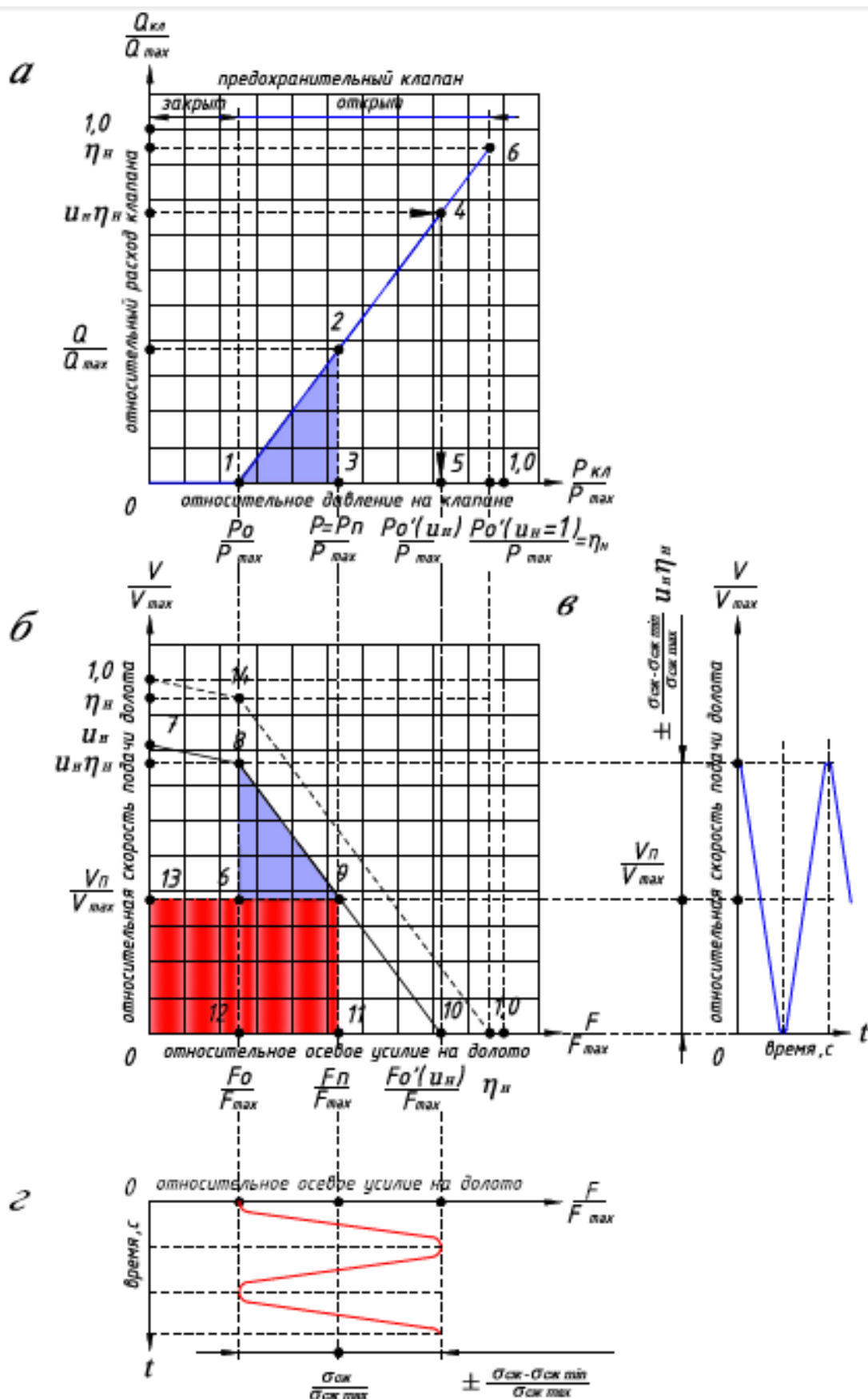


Рисунок 3.3 - Расходная характеристика предохранительного клапана – а; статическая - б и динамическая – в, г характеристики гидрообъемного привода традиционной системы подачи в режиме бурения.

Расходная характеристика предохранительного клапана «КП1» в координатах «относительный расход клапана – относительное давление на клапане» с целью упрощения математического аппарата представлена в виде прямых отрезков «0 – 1» и «1 – 4», показанных на рисунке 3.3 а, с координатами точек «1» ($\frac{P_{кл}}{P_{max}} = \frac{P_0}{P_{max}}; \frac{Q_{кл}}{Q_{max}} = 0$) и «4» ($\frac{P_{кл}}{P_{max}} = \frac{P'_0(u_H)}{P_{max}}; \frac{Q_{кл}}{Q_{max}} = u_H \eta_H$).

Таким образом расходная характеристика предохранительного клапана «КП1» (рис.3.2 а) в относительных координатах (уравнение прямой отрезка «1 – 4») имеет вид [61]:

$$\frac{Q_{кл}}{Q_{max}} = u_H \eta_H \left[\frac{\frac{P_{кл}}{P_{max}} - \frac{P_0}{P_{max}}}{\frac{P'_0(u_H)}{P_{max}} - \frac{P_0}{P_{max}}} \right], \quad (3.1)$$

Максимальный относительный расход через клапан «КП1» может составлять только величину:

$$\left(\frac{Q_{кл}}{Q_{max}} \right)_{max} = \eta_H, \quad (3.2)$$

С учетом уравнения (3.2) относительное давление на клапане при любой величине относительного расхода определится из уравнения (3.1) следующим образом:

$$\frac{P'_0(u_H)}{P_{max}} = (1 - u_H) \frac{P_0}{P_{max}} + u_H \frac{P_{кл}}{P_{max}}, \quad (3.3)$$

При параметре регулирования объема рабочих камер насоса - «H» равном $u_H = 1,0$, относительное давление на клапане составит:

$$\frac{P'_0(u_H=1)}{P_{max}} = \eta_H, \quad (3.4)$$

А при равном $u_H = 0$, предохранительный клапан «КП1» закрыт и его относительное давление составит величину, равную относительному давлению его открытия:

$$\frac{P'_0(u_H=0)}{P_{max}} = \frac{P_0}{P_{max}}, \quad (3.5)$$

На рисунке 3.3 б приведена статическая механическая характеристика гидрообъемного привода подачи в режиме бурения в координатах «относительная

скорость подачи долота – относительное усилие на долото», которая аналитически может быть представлена в виде прямых отрезков «7 - 8» и «8 - 10» с координатами точек «7» $\left(\frac{F}{F_{max}} = 0; \frac{V}{V_{max}} = u_n\right)$, «8» $\left(\frac{F}{F_{max}} = \frac{F_0}{F_{max}}; \frac{V}{V_{max}} = u_n \eta_n\right)$ и «10» $\left(\frac{F}{F_{max}} = \frac{F'_0(u_n)}{F_{max}}; \frac{V}{V_{max}} = 0\right)$.

Таким образом, **статическая механическая характеристика** гидрообъемного привода подачи в режиме бурения (рис.3.2 а) в относительных координатах **при закрытом предохранительном клапане «КП1»** (уравнение прямой отрезка «7– 8») имеет вид:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_n \left[1 - (1 - \eta_n) \frac{\frac{F}{F_{max}} - \frac{F_0}{F_{max}}}{\frac{F'_0(u_n)}{F_{max}} - \frac{F_0}{F_{max}}} \right], \quad (3.6)$$

В свою очередь, уравнение отрезка прямой «8 – 10» - **статическая характеристика** гидрообъемного привода подачи в режиме бурения **при открытом предохранительном клапане «КП1»** в относительных координатах (уравнение расхода рабочей жидкости на входе в гидроцилиндр «ГЦ» в относительных координатах) имеет вид:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_n \eta_n \left[1 - \frac{\frac{F}{F_{max}} - \frac{F_0}{F_{max}}}{\frac{F'_0(u_n)}{F_{max}} - \frac{F_0}{F_{max}}} \right], \quad (3.7)$$

Выражение относительного осевого усилия на долото при его стопорении в забое по аналогии с уравнением (3.3) принимает вид:

$$u_n \frac{F}{F_{max}} = \frac{F'_0(u_n)}{F_{max}} + (u_n - 1) \frac{F_0}{F_{max}}, \quad (3.8)$$

При параметре регулирования объема рабочих камер насоса - «Н» равном $u_n = 1,0$, относительное осевое усилие и относительная скорость подачи долота (см. рис. 3.3 б) имеет параметры:

$$\frac{F}{F_{max}} = \frac{F'_0(u_n)}{F_{max}}, \quad \frac{V}{V_{max}} = 0, \quad (3.9)$$

А при равном $u_n = 0$, предохранительный клапан «КП1» закрыт (его относительное давление равно относительному давлению его открытия), а

уравнения (3.7) и (3.8) имеют математический смысл только при нижеследующих значениях параметров:

$$\frac{F}{F_{max}} = 0, \quad \frac{V}{V_{max}} = 0, \quad (3.10)$$

Что касается **динамических характеристик привода подачи в режиме бурения** (рис. 3.3 в, г), то здесь следует отметить, что в процессе углубления скважины, особенно при её проходке трещиноватых или слоистых пород, происходит стохастическое изменение прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$ в диапазоне:

$$\sigma_{сж min} \leq \sigma_{сж} \leq \sigma_{сж max} \quad (3.11)$$

Записав уравнение (2.1) в относительной форме для одного и того же диаметра долота, имеем:

$$\frac{F}{F_{max}} = \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж max}}, \quad (3.12)$$

В режиме бурения традиционная схема гидрообъемного привода подачи (рис. 3.2 а) работает на участке статической механической характеристики между точками 8 и 10 (см. рис. 3.3 б) при **открытом** предохранительном клапане «КП1».

Следовательно, неравенство (3.11) с учетом уравнения (3.12) можно записать в относительной форме следующим образом:

$$\frac{F_{min}}{F_{max}} = \frac{P_0}{P_{max}} = \frac{\sigma_{сж min}}{\sigma_{сж max}} \leq \frac{F}{F_{max}} \leq \frac{F'_0(u_n)}{F_{max}} = \frac{P'_0(u_n)}{P_{max}} = \frac{\sigma_{сж max}}{\sigma_{сж max}}, \quad (3.13)$$

В свою очередь усилие подачи гидроцилиндра «ГЦ» (рис. 3.2 а) определится как:

$$F = S_{ш}(\alpha_{\mu}P_{п} - P_{ш}), \text{ Н} \quad (3.14)$$

где α_{μ} - коэффициент мультипликации равный $\alpha_{\mu} = S_{п}/S_{ш}$;

$P_{ш}$ - давление в штоковой полости, Па.

В свою очередь **максимальное** значение усилия подачи - F_{max} , развиваемое гидроцилиндром «ГЦ», определится из уравнения (3.14) с учетом того, что давление в его штоковой полости равно нулю ($P_{ш} = 0$) и составит величину при работе системы подачи (см. рис.3.3 б на участке механической статической характеристики от точки 8 до точки 10) при открытом клапане «КП1»:

$$F_{max} = S_{ш}\alpha_{\mu}P_{п max}, \text{ Н} \quad (3.15)$$

Поделив выражение (3.14) на (3.15) с учетом неравенства (3.13) в относительной форме частное от деления принимает вид:

$$F/F_{max} = P_{\pi}/P_{\pi max}, \quad (3.16)$$

Известно что, давление настройки предохранительного клапана «КПП» составляет εP_{max} , где ε - коэффициент кратности давления настройки предохранительного клапана. По данным исследований, приведенных в работе [57], коэффициент кратности давления настройки предохранительного клапана равен $\varepsilon = 0,15 \div 0,2$. То есть давление, соответствующее минимальному расходу через клапан «КПП» составит:

$$P_0 = (0,15 \div 0,2)P_{\pi max}, \text{ Па} \quad (3.17)$$

Следует отметить, что площадь ограниченная точками 1 – 2 - 3 и 6 – 8 - 9 статических механических характеристик клапана «КПП» (рис.3.3 а) и традиционного привода подачи (рис. 3.3 б), с учетом объемных потерь в насосе - «Н», соответственно, характеризует относительную мощность – $\widetilde{N}_{кл}$ потока рабочей жидкости – $Q_{кл}$, проходящей через открытый предохранительный клапан – «КПП», которая не участвует в разрушении буримой породы, а идет только на её нагрев, уменьшая КПД всей системы подачи.

Из рисунка 3.3 а следует что, площадь ограниченная точками 1 – 2 - 3 составляет:

$$\widetilde{N}_{кл} = 0,5 \frac{Q_{кл}}{Q_{max}} \frac{P_{\pi} - P_0}{P_{\pi max}}, \quad (3.18)$$

где в соответствии с рисунком 3.3 б: $\frac{Q_{кл}}{Q_{max}} = u_{\pi} \eta_{\pi} - \frac{V_{\pi}}{V_{max}}$ (3.19)

Подставляя результат (3.19) в (3.18) окончательно имеем, что относительная мощность потока рабочей жидкости, проходящей через открытый предохранительный клапан – «КПП» составляет величину:

$$\widetilde{N}_{кл} = 0,5 \left(u_{\pi} \eta_{\pi} - \frac{V_{\pi}}{V_{max}} \right) \frac{P_{\pi} - P_0}{P_{\pi max}}, \quad (3.20)$$

Коэффициент полезного действия традиционной гидрообъемной системы подачи бурового станка в режиме бурения - $\eta_{\text{ТС}}$ определится как отношение мощности, участвующей в разрушении горной породы - $\widetilde{N}_{\delta}$ к затраченной – $\widetilde{N}_{\delta} + \widetilde{N}_{кл}$.

$$\eta_{\text{ТС}} = \eta_{\text{МП}} \eta_0 \frac{1}{1 + \bar{N}_{\text{кл}} / \bar{N}_6}, \quad (3.21)$$

где $\eta_{\text{МП}}$ - КПД, характеризующий механические потери в приводе системы подачи;

η_0 - КПД, характеризующий объемные потери в приводе системы подачи.

3.2 Исследование потоков мощности в инновационной рекуперативной гидрообъемной системе подачи бурового станка в режиме бурения

Предлагаемая схема *рекуперативной гидравлической системы подачи* долота на забой направлена на *устранение, присущих традиционной системе подачи* [79, 80], *негативных свойств*, а именно:

- большого коэффициента крутизны рабочей части статической механической характеристики (отрезок «8 - 10» см. рис. 3.3 б) гидрообъемного привода подачи;
- наличия мощности, не участвующей в разрушении породы (за счет расхода рабочей жидкости под давлением на предохранительном клапане);
- и значительных по амплитуде колебаний скорости внедрения долота в забой (за счет стохастического изменения прочности буримой породы).

В отличие от рассмотренной выше (см. рис.3.2 а), *рекуперативная гидравлическая система подачи* долота на забой включает (см. рис.3.4):

- дополнительную регулируемую гидравлическую машину – «М» (с объемной постоянной - $q_m = q_n (\text{м}^3/\text{рад})$, и объемным КПД - $\eta_m = \eta_n$ (3.22)). Дополнительная гидравлическая машина – «М» в режиме бурения установлена по направлению потока рабочей жидкости между штоковой полостью гидроцилиндра – «ГЦ» и всасывающей магистралью насоса подачи – «Н» (см. рис.3.4 а), причем её вал получает вращение от приводного электродвигателя со скоростью - ω_d (рад/с) равной скорости вращения вала насоса «Н»;
- потенциометрический датчик давления «ПДД», подключенный к гидролинии поршневой полости цилиндра «ГЦ»;
- поддерживающий клапан «КП», установленный по направлению потока рабочей жидкости между магистралью низкого давления насоса (мотора) и дренажным

коллектором;

- и мехатронную систему управления регуляторами объема рабочих камер насоса подачи «Н» – D_H и мотора – «М» - D_M (см. рис. 3.4 б).

Мехатронная система управления (см. рис.3.4 б) регуляторами D_H и D_M объема рабочих камер насоса подачи «Н» и мотора «М», в свою очередь, состоит из:

- командоконтроллера управления положением регуляторов объема рабочих камер D_H и D_M насоса подачи «Н» и мотора «М» – «КК1» (рис.3.4 б) (*управления скоростью подачи долота на забой*), которым одновременно задаются и *синхронно* изменяются величины параметров регулирования насоса и мотора – u_H и u_M (см. рис. 3.5 а);

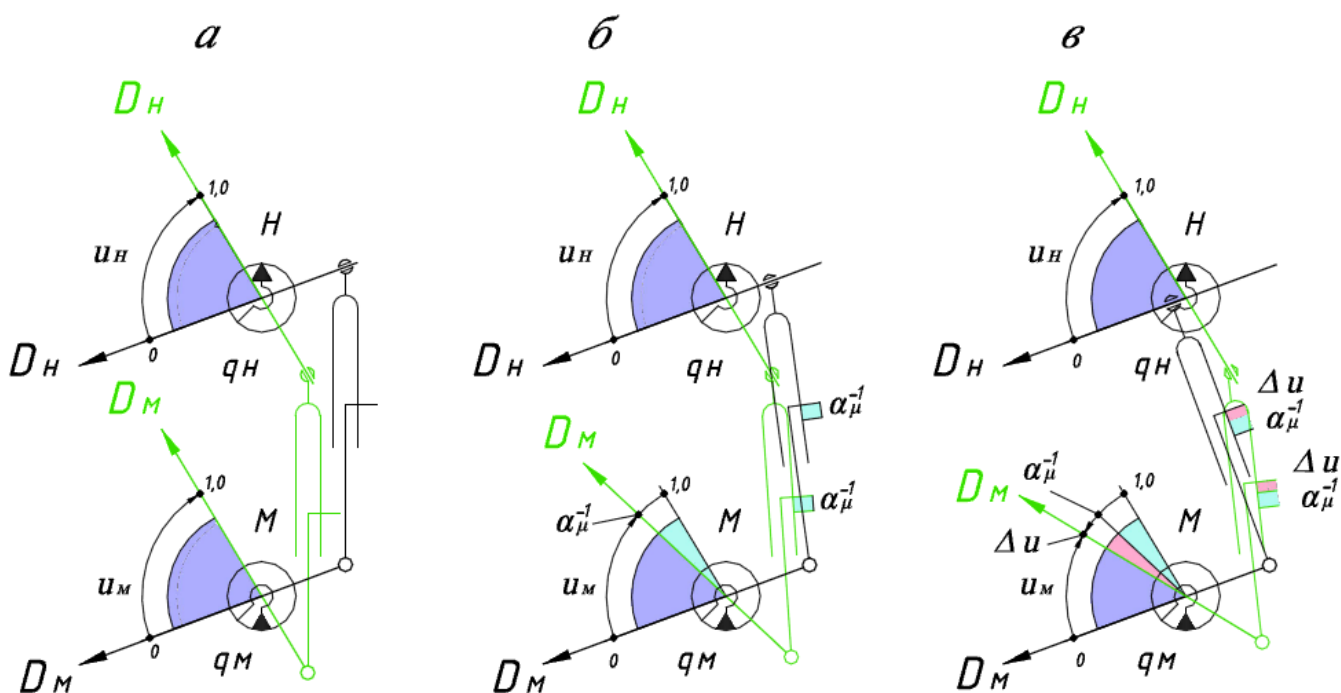


Рисунок 3.5 - Диапазоны изменения параметров регулирования объёмов рабочих камер насоса - u_H и мотора - u_M гидрообъемного привода подачи в режиме бурения гидроцилиндром с параметрами: $S_{\Pi} = S_{\Pi} (\alpha_{\mu} = 1, 0)$ - а; $S_{\Pi} > S_{\Pi} (\alpha_{\mu} > 1, 0)$ - б; $S_{\Pi} > S_{\Pi} (\alpha_{\mu} > 1, 0)$ при рекуперации мощности – в.

- командоконтроллера управления положением регулятора объема рабочих камер D_M мотора «М» – «КК2» (*ограничения осевого усилия на долото*);
- сумматора сигналов « Σ »;
- блока перемножения сигналов « Π »;

- операционных усилителей сигналов «У1».....«У6»;
- потенциометрического датчика давления «ПДД»;
- триггера Шмитта – «ST» [77, 82];
- датчиков положения регуляторов объема рабочих камер насоса - «ДПН» и мотора «ДПМ» определяющих действительное положение регуляторов;
- пропорционально-интегральных регуляторов «РІН» и «РІМ», вырабатывающих сигналы управления объемами рабочих камер насоса «Н» и мотора «М», в зависимости от алгебраической суммы сигналов (напряжений) заданных:
 - командоконтроллерами «КК1», «КК2»;
 - датчиками положения «ДПН» и «ДПМ» регуляторов объемов их рабочих камер;
 - и триггером Шмитта «ST».
- переменных резисторов опорных напряжений [82]:
 - «R1», «R2» ограничения диапазона регулирования объемов рабочих камер мотора «М»;
 - и «R3» ограничения диапазона входного сигнала триггера Шмитта.

Мехатронная схема позволяет обеспечить: в режиме бурения оперативное независимое регулирование объёмов рабочих камер насоса и мотора командоконтроллерами «КК1» и «КК2», а в режиме стопорения (при срабатывании «ПДД») на входе в пропорционально-интегральные регуляторы «РІН» и «РІМ» сигнал противоположного знака сигналам от командоконтроллеров «КК1» и «КК2», и за 0,16 с синхронно перевести регуляторы объемов рабочих камер насоса «Н» и мотора «М» в нулевое положение.

Мехатронная система управления регуляторами D_H и D_M объема рабочих камер насоса подачи «Н» и мотора «М» работает следующим образом. **В исходном положении** регуляторы объема рабочих камер насоса подачи «Н» – D_H (командоконтроллер «КК1») и мотора – «М» - D_M (командоконтроллер «КК2») **не активированы и находятся в нулевом положении** ($u_M = u_H = 0$).

При движении поршня гидроцилиндра подачи «ГЦ» со скоростью - V_{Π} при любом давлении в его полостях, условие неразрывности потока рабочей жидкости определится как:

$$V_{\Pi} = \frac{u_{\Pi}}{S_{\Pi}} q_{\Pi} \omega_{\Pi} \eta_{\Pi} = \frac{u_{\Pi}}{S_{\Pi}} q_{\Pi} \omega_{\Pi} \eta_{\Pi}, \text{ м/с} \quad (3.23)$$

Решая равенство (3.23) с учетом условия (3.22) имеем:

$$\frac{u_{\Pi}}{u_{\Pi}} = \alpha_{\mu}^{-1}, \quad (3.24)$$

То есть, если у гидроцилиндра подачи «ГЦ» сечения полостей не равны («ГЦ_б»), то из условия неразрывности потока рабочей жидкости от насоса «Н» к мотору «М», за счет разности активных сечений поршневой - S_{Π} и штоковой - S_{Π} полостей, требуется начальное ограничение диапазона регулирования параметра - u_{Π} мотора до величины α_{μ}^{-1} (путем устанавливаемых резисторами «R1» и «R2» опорных напряжений, см. рис. 3.5 б).

Далее, машинист активирует командоконтроллер **ограничения осевого усилия на долото** – «KK2». Сигналы командоконтроллера «KK2», с учетом опорного напряжения резистора «R1», через сумматор «Σ», и командоконтроллера «KK1» подаются на блок перемножения сигналов «Π». Последний подает произведение этих сигналов на пропорционально-интегральный регулятор «ПИМ» управления объемом рабочих камер мотора «М». Регулятор «ПИМ» вырабатывает конечный сигнал (напряжение) управления объемом рабочих камер мотора «М», в зависимости от разности сигналов (напряжений) блока перемножения «Π» и датчика положения «ДПМ». Вследствие этого происходит уменьшение диапазона параметра регулирования - u_{Π} объема рабочих камер мотора на величину Δu . То есть:

$$\frac{u_{\Pi}}{u_{\Pi}} = \alpha_{\mu}^{-1} - \Delta u, \quad (3.25)$$

Где, Δu – уменьшение параметра регулирования - u_{Π} объема рабочих камер мотора «М» (см. рис.3.5 в).

При заданной скорости вращения долота – ω (рад/с) машинист командоконтроллером «KK1» (см. рис. 3.4 б) активирует регуляторы объемов рабочих камер насоса – D_{Π} и мотора – D_{Π} , синхронно задавая через

пропорционально-интегральные регуляторы - «*PIH*» и «*PIM*» конечные сигналы (напряжения) *управления скоростью подачи долота* на забой в диапазоне:

$$0 < u_n \leq 1,0,$$

по зависимости:

$$u_n = u_m / (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u), \quad (3.26)$$

сохраняя отношение u_m / u_n постоянной величиной.

При $\Delta u = 0$ давление в штоковой полости с целью упрощения математического аппарата принимается $P_{ш} = 0$, (3.27).

Активация командоконтроллера *ограничения осевого усилия на долото* – «*KK2*» может происходить до максимального значения уменьшения параметра регулирования объема рабочих камер мотора «*М*» - Δu , которое определится из уравнения (3.26) при $u_m = 0$ и составит величину:

$$\Delta u = \alpha_\mu^{-1}, \quad (3.28)$$

При этом силы от давления в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра подачи уравниваются, и скорость подачи долота становится равной нулю - $V_{п} = 0$, а давление в штоковой полости составит величину:

$$P_{ш} = \alpha_\mu P_{п}, \text{ Па} \quad (3.29)$$

Таким образом, зависимость давления в штоковой полости - $P_{ш}$ от уменьшения параметра регулирования объема рабочих камер мотора «*М*» - Δu с учетом уравнений (3.27), (3.28) и (3.29) принимает вид:

$$P_{ш} = \alpha_\mu^2 \Delta u P_{п}, \text{ Па} \quad (3.30)$$

Уравнение (3.30) получено аналитически как отрезок прямой, проходящей через две точки с координатами $(\Delta u = 0; P_{ш} = 0)$ и $(\Delta u = \alpha_\mu^{-1}; P_{ш} = \alpha_\mu P_{п})$.

Далее, подставляя результат (3.30) в уравнение (3.14), и поделив последнее на величину выражения (3.15), получим зависимость усилия подачи на долото в относительной форме от уменьшения параметра регулирования объема рабочих камер мотора «*М*» - Δu :

$$\frac{F}{F_{max}} = 1 - \alpha_\mu \Delta u, \quad (3.31)$$

Следует отметить, что рекуперация мощности в системе подачи возможна только при условии, когда давление рабочей жидкости на входе в мотор «М» (на выходе из штоковой полости гидроцилиндра «ГЦ») больше нуля - $P_{ш} > 0$. Это возможно только при $\Delta u > 0$.

Скорость подачи долота на забой в рекуперативном гидрообъемном приводе в режиме бурения определяется только расходом рабочей жидкости в гидромоторе «М», отнесенным к сечению штоковой полости гидроцилиндра подачи «ГЦ».

Скорость подачи долота на забой в относительной форме определим аналогично уравнению (3.6) при $\frac{F_0}{F_{max}} = 1$:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_m \left[1 - (1 - \eta_{pc}) \frac{F}{F_{max}} \right], \quad (3.32)$$

где η_{pc} - коэффициент полезного действия рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка в режиме бурения.

Уравнение (3.32) с учетом выражения (3.26) принимает вид:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_n (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u) \left[1 - (1 - \eta_{pc}) \frac{F}{F_{max}} \right], \quad (3.33)$$

В свою очередь, уравнение (3.33) с учетом выражения (3.31) определится как:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_n (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u) [1 - (1 - \eta_{pc})(1 - \alpha_\mu \Delta u)], \quad (3.34)$$

Причем, при отсутствии рекуперации ($\Delta u = 0$) зависимость (3.34) с учетом уравнения (3.26) принимает вид:

$$\frac{V}{V_{max}} = u_m \eta_{pc}, \quad (3.35)$$

а при максимальном значении уменьшения параметра регулирования объема рабочих камер $\Delta u = \alpha_\mu^{-1}$, относительная скорость подачи долота становится равной нулю:

$$\frac{V}{V_{max}} = 0, \quad (3.36)$$

Что касается коэффициента полезного действия рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка в режиме бурения - η_{pc} , то он определится из выражения (3.21) при $\widetilde{N}_{кл} = 0$ и составит величину:

$$\eta_{pc} = \eta_{мп} \eta_o, \quad (3.37)$$

где $\eta_{мп}$ - КПД, характеризующий механические потери в приводе рекуперативной системы подачи (потери в насосе - $\eta_{мн}$ и в моторе - $\eta_{мм}$), равный:

$$\eta_{мп} = \eta_{мн}\eta_{мм}, \quad (3.38)$$

η_o - КПД, характеризующий объемные потери в приводе рекуперативной системы подачи (потери в насосе - $\eta_{он}$ и в моторе - $\eta_{ом}$), равный:

$$\eta_o = \eta_{он}\eta_{ом}, \quad (3.39)$$

С учетом равенства (3.22) зависимости (3.37) и (3.38) принимают вид:

$$\eta_{мп} = \eta_{мн}^2, \quad (3.40)$$

$$\eta_o = \eta_{он}^2, \quad (3.41)$$

Тогда коэффициент полезного действия рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка в режиме бурения - $\eta_{рс}$ с учетом выражений (3.40) и (3.41) определится как:

$$\eta_{рс} = \eta_{мн}^2\eta_{он}^2, \quad (3.42)$$

Статические характеристики рекуперативного гидрообъемного привода системы подачи в режиме бурения (статические характеристики мотора – «М»), с гидроцилиндрами - «ГЦ_а» (с коэффициентом мультипликации $\alpha_\mu = 1,0$) и «ГЦ_б» (с коэффициентом мультипликации $\alpha_\mu \geq 1,0$), приведены в координатах:

- «относительная скорость подачи долота – относительное осевое усилие на долото» (уравнение (3.33)) на рисунке 3.6 а;
- «относительная скорость подачи долота – уменьшение параметра регулирования объема рабочих камер мотора» (уравнение (3.34)) на рисунке 3.6 б;
- «относительное осевое усилие на долото - уменьшение параметра регулирования объема рабочих камер мотора» (уравнение (3.31)) на рисунке 3.6 в.

Далее запишем уравнение относительного усилия на долото - (3.31) в точке 4 статической характеристики привода подачи (см. рис. 3.6 а) для гидроцилиндров:

- «ГЦ_а» (рис. 3.4 а) с коэффициентом мультипликации $\alpha_\mu = 1$:

$$\frac{F_\Pi}{F_{max}} = 1 - \Delta u_1, \quad (3.43)$$

- «ГЦ_б» (рис. 3.4 а) с коэффициентом мультипликации $\alpha_\mu > 1$:

$$\frac{F_{\Pi}}{F_{max}} = 1 - \alpha_{\mu} \Delta u_2, \quad (3.44)$$

где $\Delta u_1, \Delta u_2$ - уменьшение параметра регулирования объёма рабочих камер мотора в рекуперативной системе подачи с гидроцилиндром «ГЦ_а» и «ГЦ_б» соответственно.

Приравнявая выражение (3.43) к (3.44) имеем:

$$\Delta u_1/\Delta u_2 = \alpha_\mu, \quad (3.45)$$

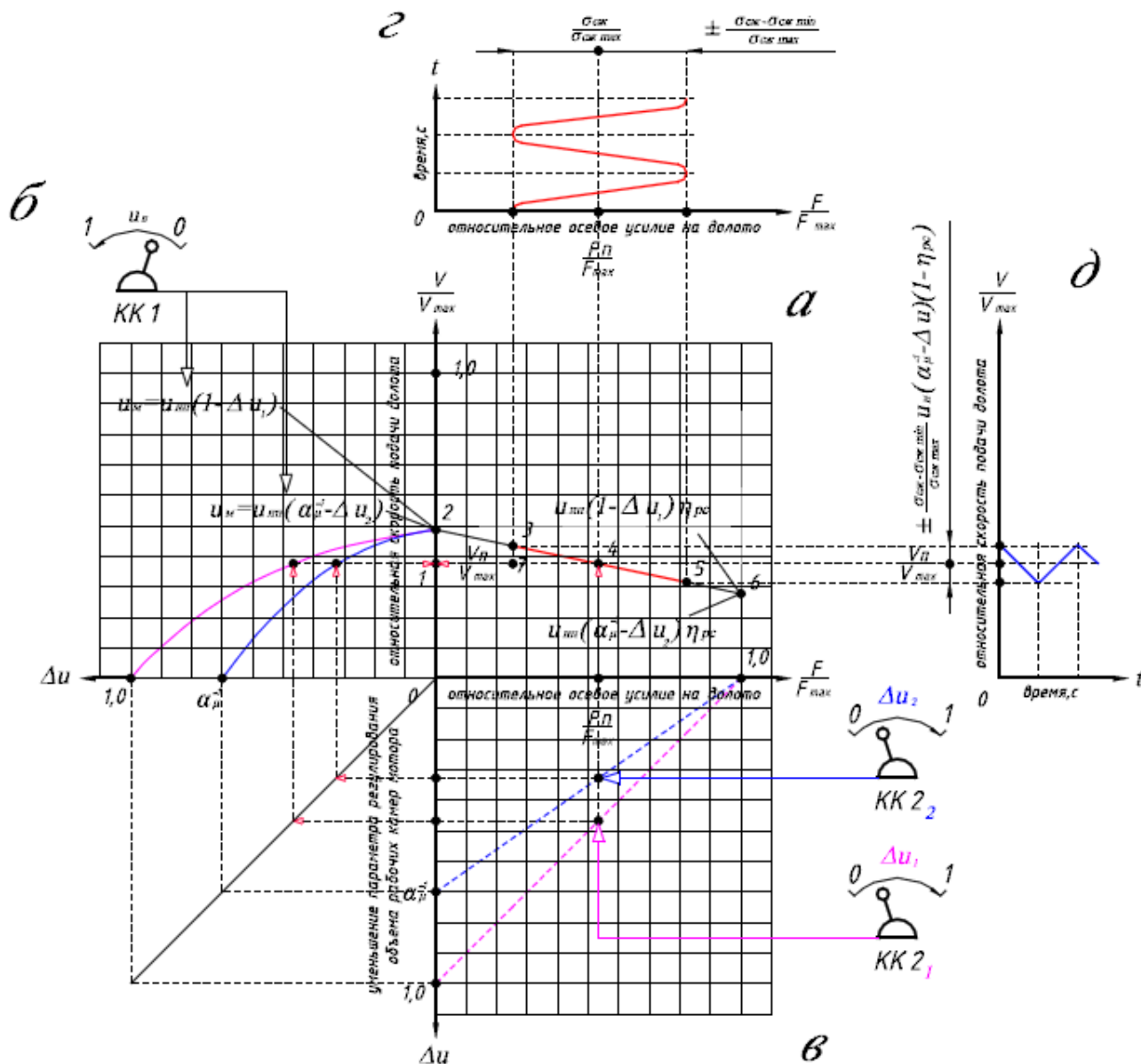


Рисунок 3.6 - Статические – а, б, в и динамические – г, д характеристики рекуперативного гидрообъемного привода подачи в режиме бурения.

Следует отметить, что отношение (3.45) справедливо только при условии

$$S_{ш1} = S_{п2} = \alpha_{\mu} S_{ш2}, \text{ м}^2 \quad (3.46)$$

где $S_{ш1}$ - активное сечение штоковых полостей гидроцилиндра «ГЦ_а» (см. рис. 3.4 а), м^2 ;

$S_{п2}, S_{ш2}$ - активное сечение поршневой и штоковой полости гидроцилиндра «ГЦ_б», соответственно, м^2 .

3.3 Сопоставительный анализ статических и динамических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка в режиме бурения

Полученное ранее неравенство (3.13) характеризует стохастическое изменение прочности буримой породы, приводящее к колебаниям относительного осевого усилия на долоте (колебаниям относительного давления в полостях с активным сечением - $S_{ш1}$ с $\alpha_{\mu} = 1$ или $S_{п2}$ с $\alpha_{\mu} > 1$ гидроцилиндров подачи различных конструкций, приведенных на рисунке 3.2 а) и соответственно к значительным (по амплитуде) колебаниям относительной скорости - V/V_{max} подачи долота, вызывающим высокие ударные нагрузки, существенно уменьшая ресурс долота.

Следует отметить, что колебания осевого усилия и скорости подачи долота (см. рис. 3.3 в, г) протекают в противофазе (со сдвигом фазы колебаний равным π). Так при бурении породы, имеющей пустоты или трещины, сопротивление внедрению долота падает, и долото ускоряется до максимальной скорости. Когда прочность буримой породы резко повышается, буровой став резко теряет скорость до минимальной, при этом возникают удары, разрушающие долото и всю систему подачи.

Для уяснения влияния стохастического изменения прочности буримой породы на параметры традиционной (рис. 3.2 а) и рекуперативной (рис. 3.4 а) систем подачи бурового станка в режиме бурения выполним сравнительный анализ их статических (рис. 3.7 а) и динамических характеристик (рис. 3.7 б, в).

Для этого, найдем амплитуду стохастических колебаний относительного осевого усилия - A_F из рисунка 3.3 б для традиционной системы подачи и из

рисунка 3.6 а для рекуперативной системы подачи, как половину относительного размаха стохастического изменения прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$.

$$A_F = \frac{\sigma_{сж} - \sigma_{сж \min}}{\sigma_{сж \max}} = \frac{\sigma_{сж \max} - \sigma_{сж \min}}{2\sigma_{сж \max}}, \quad (3.47)$$

С той же целью найдем амплитуду колебаний относительной скорости подачи долота - $A_{V_{TC}}$ в *традиционной системе подачи* из рисунка 3.2 а:

$$A_{V_{TC}} = 0,5(1 - \frac{\sigma_{сж \min}}{\sigma_{сж \max}})u_n \eta_n, \quad (3.48)$$

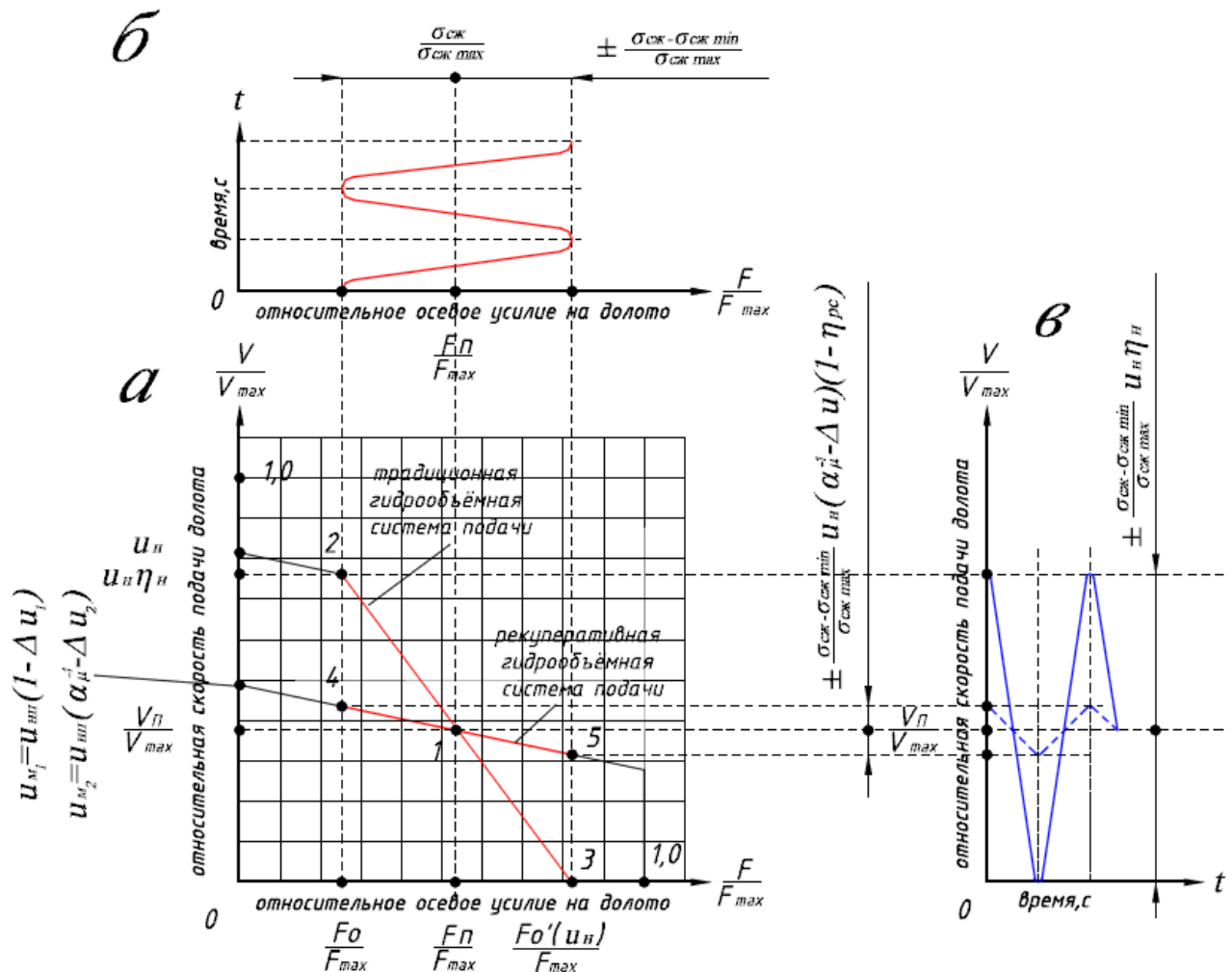


Рисунок 3.7 - Статические – а, и динамические – б, в характеристики традиционной (рис. 3.2 а) и рекуперативной (рис. 3.4 а) системы подачи бурового станка в режиме бурения.

С той же целью найдем амплитуду колебаний относительной скорости подачи долота - $A_{V_{PC}}$ в *рекуперативной системе подачи* из рисунка 3.4 а:

$$A_{V_{PC}} = \frac{\sigma_{сж \max} - \sigma_{сж \min}}{2\sigma_{сж \max}} u_n (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u) (1 - \eta_{pc}), \quad (3.49)$$

Из уравнения (3.31) следует, что:

$$\Delta u = \alpha_{\mu}^{-1} \left(1 - \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж\ max}} \right), \quad (3.50)$$

Подставляя результат (3.50) в уравнение (3.49), имеем:

$$A_{V\ pc} = \frac{\sigma_{сж\ max} - \sigma_{сж\ min}}{2\sigma_{сж\ max}} u_n \alpha_{\mu}^{-1} \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж\ max}} (1 - \eta_{pc}), \quad (3.51)$$

Решая равенство (3.47) относительно $\frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж\ max}}$ получаем, что:

$$\frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж\ max}} = \frac{\sigma_{сж\ max} + \sigma_{сж\ min}}{2\sigma_{сж\ max}}, \quad (3.52)$$

И подставляя результат (3.52) в уравнение (3.51), окончательно получим:

$$A_{V\ pc} = 0,25 \left(1 - \left(\frac{\sigma_{сж\ min}}{\sigma_{сж\ max}} \right)^2 \right) u_n \alpha_{\mu}^{-1} (1 - \eta_{pc}), \quad (3.53)$$

Следовательно, реализация во времени относительного осевого усилия на долото (рис. 3.7. б) при стохастическом изменении прочности буримой породы с относительной амплитудой $\pm \frac{\sigma_{сж\ max} - \sigma_{сж\ min}}{2\sigma_{сж\ max}}$ приводит к колебаниям относительной скорости подачи долота (рис. 3.7. в) с амплитудой, определяемой уравнением (3.48) в традиционной системе и уравнением (3.53) в рекуперативной системе подачи.

При бурении изотропных монолитов практически отсутствует стохастическое изменение их прочности - $\sigma_{сж\ min} = \sigma_{сж\ max}$ ($A_{F\ tc} = A_{F\ pc} = 0$, $A_{V\ tc} = A_{V\ pc} = 0$). Бурение таких пород отражено на рисунке 3.7 а точкой пересечения статических механических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи – 1. В этом случае колебания относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются только податливостью (подробно рассмотренной нами в параграфе 2.3 настоящего исследования) двухветвевое полиспада и гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

Что касается величины нижнего предела относительной прочности буримой породы - $\sigma_{сж\ min} / \sigma_{сж\ max}$ в уравнениях (3.48) и (3.53), то здесь следует отметить, что станки, производимые в РФ, предназначены для бурения взрывных скважин в монолитных и трещиноватых породах с коэффициентом крепости по шкале профессора М.М. Протоdjяконова $f = 5 \div 20$ ($\sigma_{сж\ min} = 50$ МПа, $\sigma_{сж\ max} = 200$

МПа) [1], то есть $\sigma_{сж\ min} / \sigma_{сж\ max} = 0,25$. То есть, диапазон изменения относительной прочности буримой породы составляет:

$$0,25 \leq \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_{сж\ max}} \leq 1,0, \quad (3.54)$$

С учетом выше изложенного, максимальные амплитуды относительной скорости бурения анизотропной породы (с максимальной амплитудой стохастических колебаний относительного осевого усилия - $A_F = 0,375$) станком с традиционной и с рекуперативной системами подачи, определяются как:

$$A_{V\ tc\ max} = 0,375u_n\eta_n, \quad (3.55)$$

$$A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu > 1)} = 0,166u_n(1 - \eta_{pc}), \quad (3.56)$$

$$A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu = 1)} = 0,234u_n(1 - \eta_{pc}), \quad (3.57)$$

А их отношение при $\eta_n = \eta_{mn}\eta_{on}$, $\eta_{pc} = \eta_{mn}\eta_{on}\eta_{mm}\eta_{om}$, $\eta_{mn} = \eta_{mm} = \eta_{on} = \eta_{om} = 0,95$ составит для системы подачи станка с гидроцилиндром:

- разно полостным ($\alpha_\mu > 1$)

$$\frac{A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu > 1)}}{A_{V\ tc\ max}} = 0,09, \quad (3.58)$$

или

$$A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu > 1)} = 0,09A_{V\ tc\ max}, \quad (3.59)$$

- равно полостным ($\alpha_\mu = 1$)

$$\frac{A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu = 1)}}{A_{V\ tc\ max}} = 0,13, \quad (3.60)$$

или

$$A_{V\ pc\ max(\alpha_\mu = 1)} = 0,13A_{V\ tc\ max}, \quad (3.61)$$

Анализ результатов (3.59) и (3.61) свидетельствует, что отношение амплитуд относительной скорости внедрения долота в породу при бурении станком с рекуперативной и с традиционной системами подачи зависит от соотношения полостей гидроцилиндра подачи (от коэффициента мультипликации - $\alpha_\mu = 1$ или $\alpha_\mu = \sqrt{2}$). Причем, максимальная амплитуда относительной скорости бурения анизотропной породы у бурового станка с рекуперативной схемой системы подачи практически на порядок меньше чем у станка с традиционной схемой.

Бурение анизотропных пород отражено на рисунке 3.7 а линиями 2 – 3 и 4 – 5 статических механических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи соответственно. В этом случае колебания относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей статических механических характеристик системы подачи, двухветвевого полиспаста и гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

3.4 Уравнение движения (математическая модель) динамической системы подачи бурового станка

Известно, что в горных машинах причиной механических колебаний является знакопеременное движение их динамических систем. Под динамической системой понимают совокупность абсолютно твердых и упругих тел, обладающих массой и способных совершать относительное движение.

В последние десятилетия двадцатого века выполнено значительное число аналитических и экспериментальных исследований [6, 16, 21, 85, 86, 87, 88] по изучению динамических процессов протекающих в системах вращения и подачи долота буровых станков.

Принципиально эквивалентную динамическую модель подачи долота на забой можно представить в виде одно массовой колебательной системы (см. рис. 3.8) с

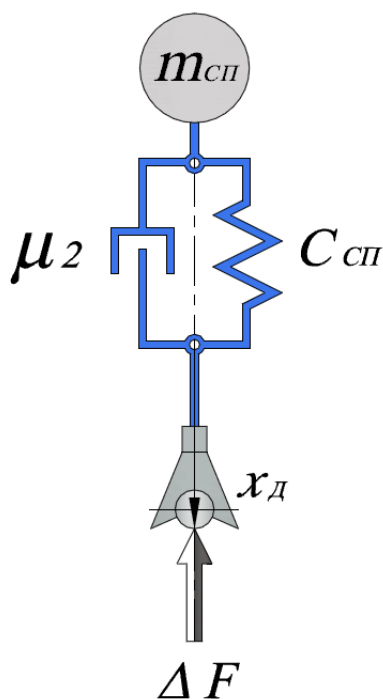


Рисунок 3.8 – Эквивалентная динамическая модель системы подачи долота на забой.

подвижной сосредоточенной массой – $m_{\text{сп}}$ (массой бурового става, приводного двигателя и редуктора вращателя с опорным узлом и воздушным коллектором), жесткостью – $C_{\text{сп}}$ (суммарной жесткостью системы подачи, приведенной к долоту) и коэффициентом демпфирования – μ_2 (характеризующим потери энергии в приводе системы подачи).

В общем случае при вынужденных колебаниях одно массовой системы вращательного действия (см. рис. 3.8) с трением, влияние последнего сказывается не только на затухании собственных колебаний системы, но и на изменении характера ее установившихся вынужденных колебаний. Влияние трения становится заметным лишь вблизи состояния резонанса, так, как ограничивается амплитуда колеблющейся массы до некоторой конечной величины. Если принять, что сопротивление пропорционально скорости, а на колеблющийся буровой став действует периодическая сила – $\Delta F \sin \omega_b t$, то дифференциальное уравнение движения системы подачи бурового станка имеет вид [60, 89]:

$$m_{\text{сп}} \frac{d^2 x_d}{dt^2} + C_{\text{сп}} x_d + \mu_2 \frac{dx_d}{dt} = \Delta F \sin \omega_b t, \quad (3.62)$$

где x_d – обобщенная координата осевой деформации системы подачи, м;

$m_{\text{сп}}$ – приведенная к долоту суммарная динамическая масса системы подачи, кг;

$C_{\text{сп}}$ – приведенная к долоту суммарная жесткость системы подачи, Н/м;

μ_2 – приведенный к долоту суммарный коэффициент демпфирования системы подачи, Нс/м;

ΔF – амплитуда вынужденных осевых колебаний долота, Н;

ω_b – вынужденная частота осевых колебаний долота, рад/с.

Амплитудно-частотная характеристика – $\frac{x_d}{x_{d \text{ ст}}} (\omega_b / \omega_c)$ одно массовой колебательной системы (модели [6, 60, 89]) подачи бурового станка (см. рис. 3.8), с учетом её статической механической характеристики (см. рис. 3.7 а), имеет вид:

$$\frac{x_d}{x_{d \text{ ст}}} (\omega_b / \omega_c) = \frac{\chi_{\text{тс}} (\text{pc})}{C_{\text{сп}} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega_b}{\omega_c}\right)^2 + \left(\frac{\mu_2 \omega_b}{m_{\text{сп}} \omega_c^2}\right)^2}}, \quad (3.63)$$

где $x_{д ст}$ - осевая статическая деформация системы подачи, м;

ω_c - собственная частота осевых колебаний долота, рад/с;

$\chi_{тс(рс)}$ - безразмерная функция, характеризующая влияние статических механических характеристик привода традиционной и рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка, равная:

$$\chi_{тс(рс)} = 1 + \frac{A_{V_{тс(рс)}}}{V_{п}/V_{max}}, \quad (3.64)$$

Зависимость (3.64) с учетом уравнений (3.48), (3.7) и (3.49), (3.33) и условия (3.13) после соответствующих алгебраических преобразований соответственно принимает вид:

- при бурении изотропных монолитов ($A_{V_{тс(рс)}} = 0$, $A_F = 0$) буровым станком с традиционной и рекуперативной системами подачи:

$$\chi_{тс}^и = \chi_{рс}^и = 1,0, \quad (3.65)$$

- при бурении анизотропных пород ($A_F = 0,375$) буровым станком с традиционной системой подачи:

$$\chi_{тс}^а = 1,75, \quad (3.66)$$

- а с рекуперативной системой подачи:

$$\chi_{рс}^а = 1,078, \quad (3.67)$$

Для установления влияния статических механических характеристик привода гидрообъемной системы подачи бурового станка с учетом жесткостных и демпфирующих параметров на спектр её колебания примем коэффициент динамичности [6, 22, 35, 44, 89, 91, 92] в виде:

$$k_{дп}(\omega_в/\omega_c) = 1 + \frac{x_{д ст}}{x_{д ст}}(\omega_в/\omega_c), \quad (3.68)$$

Известно, что [60] резонанс возникает при совпадении частоты периодического осевого усилия с частотой осевой деформации системы подачи ($\omega_в/\omega_c = 1$). При

этом инерционные и упругие силы системы уравниваются, и вся работа возмущающих сил идет на преодоление сил сопротивления.

В отдельных случаях потери при резонансе достигают до 10% от эффективной мощности силовой установки горной машины [90]. В гидравлических системах подачи амплитуда колебаний при резонансе (в резонансной зоне) ограничена, в связи с наличием диссипативных сил, характеризуемых коэффициентом демпфирования - μ_2

Зависимость (3.68) с учетом (3.63) и (3.64) окончательно принимает вид:

$$k_{\text{дп}}(\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}) = 1 + \left(1 + \frac{A_{V_{\text{тс}}(\text{рс})}}{V_{\text{п}}/V_{\text{max}}}\right) \frac{\left[\left(1 - \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}}\right)^2 + \left(\frac{\mu_2 \omega_{\text{в}}}{m_{\text{сп}} \omega_{\text{с}}^2}\right)^2\right]^{-0,5}}{C_{\text{сп}}}, \quad (3.69)$$

Приведенная к долоту суммарная динамическая масса системы подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 (учитывающая массу буровой каретки, тяжелой штанги с долотом и штока с поршнем обоих гидроцилиндров подачи) составляет - $m_{\text{сп}} = 4830$ кг.

Что касается коэффициента демпфирования - μ_2 , то здесь следует отметить, что он определяется потерями мощности в гидрообъемном приводе системы подачи.

Так приведенный коэффициент демпфирования динамической системы подачи бурового станка определяется по зависимости [56]:

$$\mu_{2 \text{ тс (рс)}} = i_{\text{п}} \frac{S_{\text{ш}} E_{\text{ж}}}{V_{\text{п}}} (1 - (\chi_{\text{тс (рс)}} - 1) \eta_{\text{тс (рс)}}), \text{ Нс/м} \quad (3.70)$$

где $E_{\text{ж}}$ - модуль упругости рабочей жидкости (минерального масла), Па,
 $E_{\text{ж}} = 1,4 \cdot 10^9$, Па [69];

$i_{\text{п}}$ - коэффициент полиспадности системы подачи;

$\eta_{\text{тс (рс)}}$ - КПД традиционной и рекуперативной системы подачи, соответственно;

$V_{\text{п}}$ - скорость подачи долота на забой, м/с, определяемая из уравнения:

$$V_{\text{п}} = 0,5 \mu_{\text{тр}} \frac{S_{\text{тр}}}{S_{\text{ш}}} V_{\text{тр}}, \text{ м/с} \quad (3.71)$$

где $\mu_{\text{тр}}$ - коэффициент расхода рабочей жидкости при истечении

(дросселировании) со штоковой полости гидроцилиндра в трубопровод, $\mu_{тр} = 0,62$ [56];

$S_{тр}$ - площадь сечения трубопровода, $S_{тр} = 0,018 \text{ м}^2$;

$V_{тр}$ - расчетная скорость потока рабочей жидкости в трубопроводе, $V_{тр} = 4 \text{ м/с}$ [56];

$S_{ш}$ - площадь штоковой полости гидроцилиндра подачи, м^2 .

Подставляя результат (3.71) в уравнение (3.70) окончательно имеем:

$$\mu_{2 \text{ тс (рс)}} = i_{\Pi} \frac{S_{ш}^2 E_{ж}}{0,5 \mu_{тр} S_{тр} V_{тр}} (1 - (\chi_{\text{тс (рс)}} - 1) \eta_{\text{тс (рс)}}), \text{ Нс/м} \quad (3.72)$$

Расчеты приведенного к долоту суммарного коэффициента демпфирования системы подачи - $\mu_{2 \text{ тс (рс)}}$ по зависимости (3.72) с учетом результатов (3.21), (3.42) и (3.65), (3.66), (3.67) показали, что в резонансной зоне коэффициент демпфирования составляет величину:

- при бурении изотропных монолитов (точка пересечения статических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи – 1 рис. 3.7 а):

$$\mu_{2 \text{ тс}}^{\text{и}} = 3,251 \cdot 10^8, \text{ Нс/м} \quad (3.73)$$

$$\mu_{2 \text{ рс}}^{\text{и}} = 3,251 \cdot 10^8, \text{ Нс/м} \quad (3.74)$$

- при бурении анизотропных (слоистых и трещиноватых) пород (линии 2 – 3 и 4 – 5 статических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи соответственно):

$$\mu_{2 \text{ тс}}^{\text{а}} = 1,051 \cdot 10^8, \text{ Нс/м} \quad (3.75)$$

$$\mu_{2 \text{ рс}}^{\text{а}} = 3,045 \cdot 10^8, \text{ Нс/м} \quad (3.76)$$

Далее, найдём зависимость отношения вынужденных и собственных частот системы подачи в резонансной зоне от величины $\chi_{\text{тс(рс)}}$ из уравнения (3.63) положив, что $\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}} = 1,0$. Решая уравнение (3.63) относительно величины - $\omega_{\text{в}}/\omega_{\text{с}}$, с учетом вышеизложенного, имеем:

$$\frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\text{с}}} = \chi_{\text{тс(рс)}}, \quad (3.77)$$

Зависимость величины отношения вынужденных и собственных частот – ω_b/ω_c и суммарного коэффициента демпфирования системы подачи – $\mu_{2\text{ тс (рс)}}$ от величины безразмерной функции – $\chi_{\text{тс (рс)}}$, характеризующей влияние статических механических характеристик привода традиционной и рекуперативной гидрообъемной системы подачи бурового станка, приведена на рисунке 3.9.

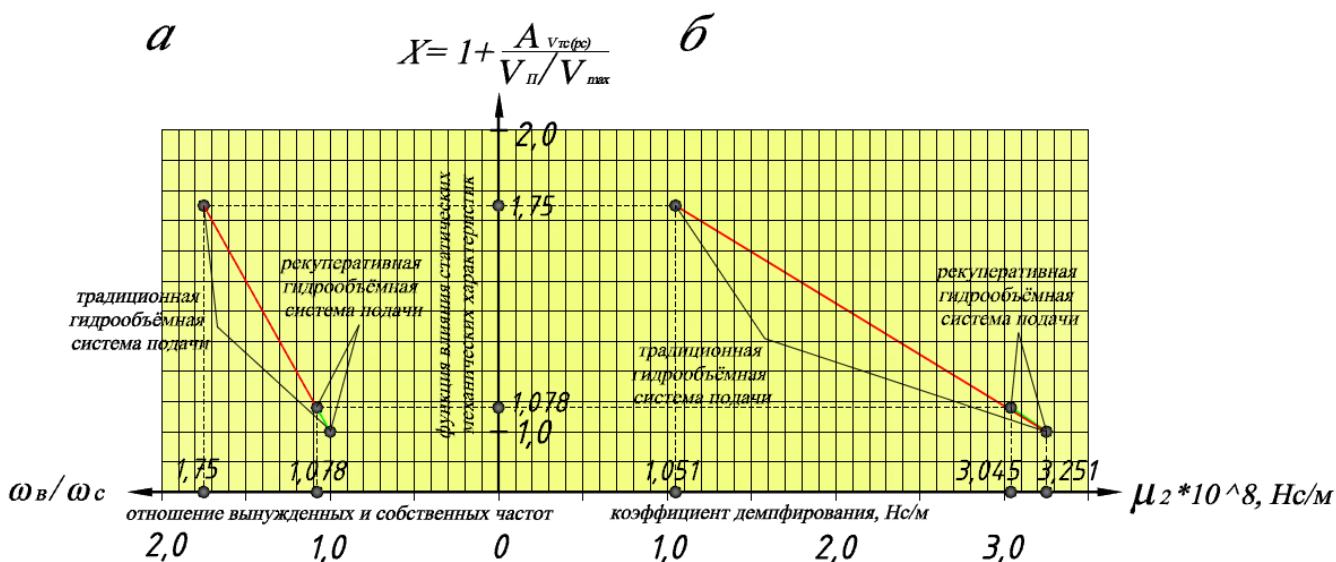


Рисунок 3.9 - Зависимость величины безразмерной функции – $\chi_{\text{тс (рс)}}$ от отношения вынужденных и собственных частот – а и от суммарного коэффициента демпфирования системы подачи – б.

Анализ зависимостей, приведенных на рисунке 3.9, свидетельствует, что с ростом величины – $\chi_{\text{тс (рс)}}$ отношение вынужденных и собственных частот – ω_b/ω_c линейно возрастает, а коэффициент демпфирования – $\mu_{2\text{ тс (рс)}}$ линейно убывает как для традиционной, так и для рекуперативной схемы систем подачи. Для традиционной схемы системы подачи диапазоны изменения отношения частот и коэффициента демпфирования составляют – $1,0 \leq \omega_b/\omega_c \leq 1,75$ и $1,051 \leq \mu_{2\text{ тс}} \leq 3,251$ соответственно, а для рекуперативной схемы подачи соответственно равны – $1,0 \leq \omega_b/\omega_c \leq 1,078$ и $3,045 \leq \mu_{2\text{ рс}} \leq 3,251$.

Причем, при стохастическом изменении прочности буримых пород (особенно при бурении анизотропных слоистых и трещиноватых $A_F = 0,375$) величина – $\chi_{\text{тс (рс)}}$ у традиционной схемы привода практически в 1,62 раза больше, чем у

системы подачи бурового станка с рекуперативной схемой. Это объясняется тем, что бурение анизотропных слоистых и трещиноватых пород, при стохастическом изменении их прочности, происходит по линии 2 – 3 статической механической характеристики при бурении буровым станком с традиционным приводом системы подачи (см. рис. 3.7 а). В то время, как бурение этих же пород буровым станком с рекуперативным приводом системы подачи происходит по линии 4 – 5 его статической механической характеристики (см. рис. 3.7 а).

Как было установлено ранее нелинейная зависимость полной (суммарной) продольной жесткости системы подачи - $\Sigma C_6(x)$ бурового станка СБШ-250МНА-32 (с учетом жесткостей пневмогидравлических аккумуляторов, установленных в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров подачи (см. рис. 2.10 б)) от изменения хода штока гидроцилиндра – x не позволяет воспользоваться решением (3.63) линейного однородного дифференциального уравнения (3.62). Поэтому воспользуемся средним интегральным значением величины - $\Sigma C_6(x)$ за один ход гидроцилиндра подачи.

$$C_{\text{сп}} = \widetilde{\Sigma C_6} = \frac{\int_0^{x_{\text{max}}} \Sigma C_6(x) dx}{x_{\text{max}}}, \text{ Н/м} \quad (3.78)$$

Расчеты показали, что среднее интегральное значение продольной жесткости системы подачи станка СБШ-250МНА-32 составляет величину:

$$C_{\text{сп}} = 6,31 \cdot 10^6, \text{ Н/м} \quad (3.79)$$

После определения величин массовых, жесткостных - (3.79) и демпфирующих – (3.72) параметров динамической системы подачи бурового станка с помощью пакета прикладной программы Math CAD выполнено моделирование коэффициента динамичности – (3.69). Использование прикладной программы Math CAD обеспечило при вычислении коэффициента динамичности в резонансной зоне – $0 \leq \omega_B / \omega_C \leq 2,5$ относительную ошибку не более: по амплитуде 5 %, а по частоте 0,5%.

Результаты моделирования коэффициентов динамичности – $k_{\text{дп}}(\omega_B / \omega_C)_{\text{тс (рс)}}$

традиционной (рис. 3.2 а) и рекуперативной систем подачи (рис. 3.4 а) долота приведены на рисунке 3.10. а, б.

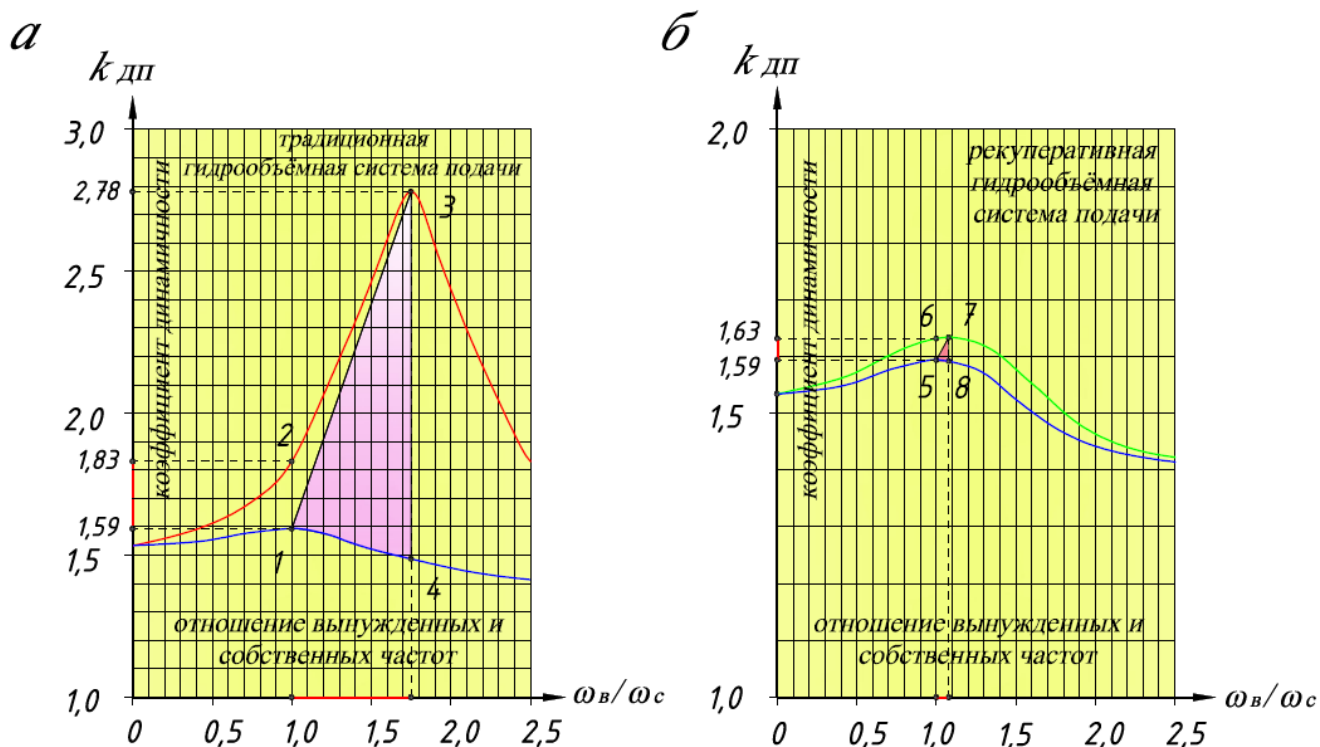


Рисунок 3.10 - Зависимость коэффициента динамичности - $k_{дп}$ традиционной - а и рекуперативной - б систем подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 от отношения вынужденных и собственных частот - ω_v/ω_c .

Анализ результатов моделирования коэффициента динамичности - $k_{дп}$ традиционной - а и рекуперативной - б систем подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 от отношения вынужденных и собственных частот - ω_v/ω_c свидетельствует, что при увеличении амплитуды стохастического изменения прочности буримой породы увеличивается коэффициент динамичности системы подачи в зоне резонанса у традиционной схемы в спектре - $1,59 \leq k_{дп} \leq 1,83$, а у рекуперативной схемы - $1,59 \leq k_{дп} \leq 1,63$ (см. рис. 3.10 а, б).

Для уяснения влияния статических механических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи на динамику процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой воспользуемся разработанными ранее многопараметрическим математическим аналогом принятой нами физической

модели (см. уравнение (2.20)) и алгоритмом моделирования удельной скорости подачи (см. рис. 2.3) при нижеследующих исходных данных:

- диаметр долота - $D = 0,25$ м;
- прочность породы: $\sigma_{сж} = 50$ МПа и $\sigma_{сж} = 200$ МПа;
- коэффициент очистки скважины - $k_{оч} = 125$;
- коэффициент динамичности привода вращения долота $k_{дв} = 1,35$;
- коэффициент пропорциональности отношения F/D к прочности одноосного сжатия буримой пород - $K_D = 8$ м [1];
- число шарошек долота - $Z = 3$;
- угол заострения вооружения шарошки - $\alpha_1 = 120^\circ$, [1];
- коэффициент затупления вооружения шарошки - $K_3 = 1,2$, [1];
- коэффициент трения долота о забой и стенки скважины - $\mu_1 = 0,1$ [1];
- угол отклонения оси скважины от вертикали - $\alpha = 30^\circ$;
- безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение момента трения долота о забой и стенки скважины в зависимости от угла ее отклонения от вертикали - $K_\alpha = 5$ [34];
- коэффициент динамичности системы подачи бурового станка - $1,0 \leq k_{дп} \leq 2,0$;
- коэффициент полезного действия:
 - трансмиссии вращателя $\eta_v = 0,85$;
 - традиционной системы подачи $\eta_{тс} = 0,902$;
 - рекуперативной системы подачи $\eta_{рс} = 0,814$.

Результаты моделирования удельной скорости подачи долота на забой при вышеприведенных исходных данных от коэффициента динамичности системы подачи бурового станка представлены на рисунке 3.11.

Анализ зависимости удельной скорости подачи долота от коэффициента динамичности системы подачи (см. уравнение (2.20)), приведенной на рисунке 3.11 свидетельствует, что:

- при **бурении изотропных монолитов** буровым станком, как с традиционной, так и с рекуперативной системами подачи коэффициент динамичности - $k_{дп}$ составляет

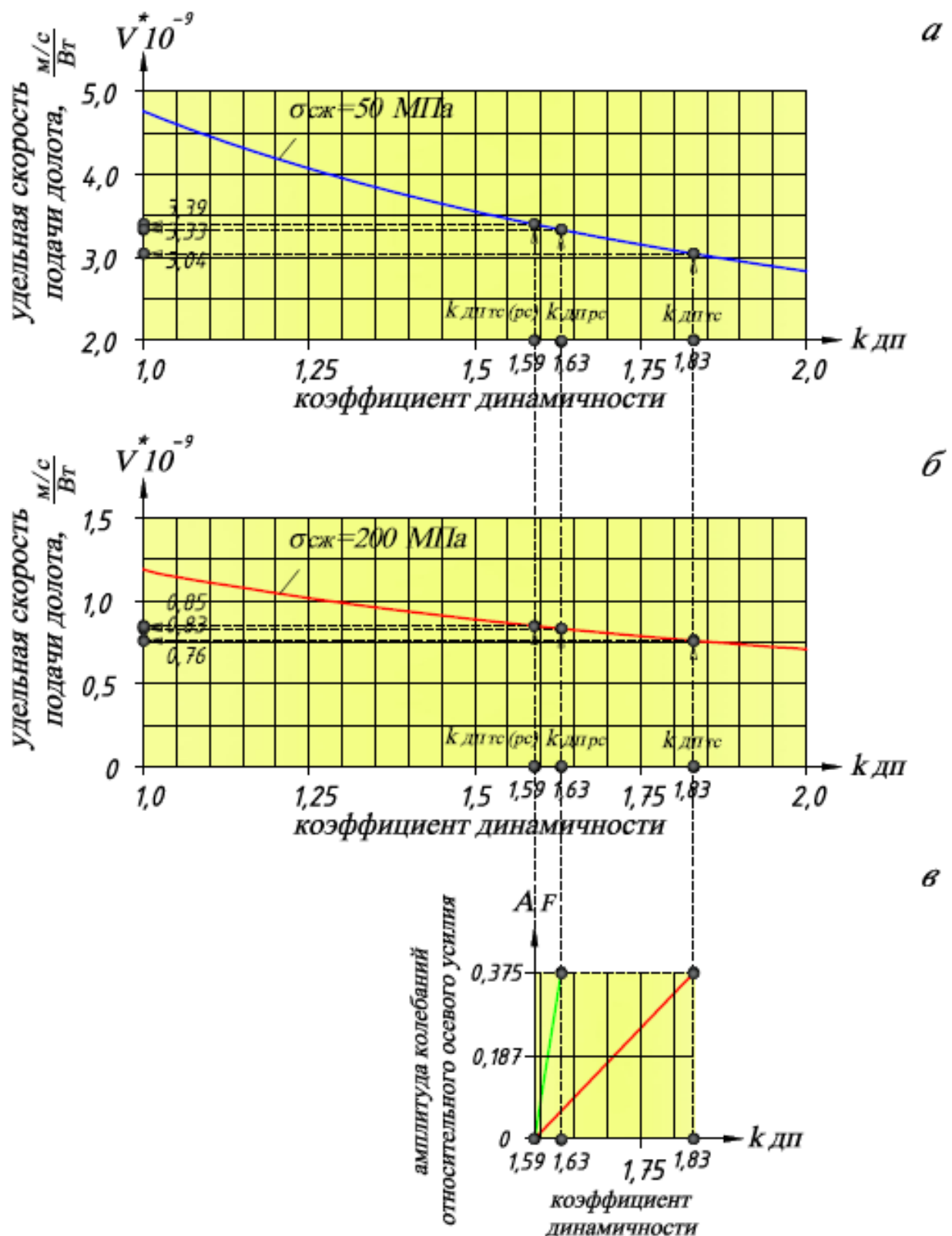


Рисунок 3.11 - Зависимость удельной скорости подачи долота от коэффициента динамичности - $k_{дп}$ традиционной и рекуперативной систем подачи для пород прочностью: $\sigma_{сж} = 50$ МПа – а и $\sigma_{сж} = 200$ МПа – б. Зависимость коэффициента динамичности - $k_{дп}$ от амплитуды колебаний относительного осевого усилия - A_F – в.

1,59. При этом удельная скорость бурения $-V^*$ изотропных пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа равна $3,39 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт, а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа составляет $0,85 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (см. рис. 3.11 а, б);

- при **бурении анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород** стохастическое изменение их прочности с максимальной амплитудой $A_F = 0,375$ приводит к **увеличению коэффициента динамичности** - $k_{дп}$ бурового станка:

- с традиционной системой подачи с 1,59 до 1,83 (см. рис. 3.11 в) и к **уменьшению его удельной скорости бурения** пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,04 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 10,3%), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,76 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 10,6 %);
- с рекуперативной системой подачи с 1,59 до 1,63 и к **уменьшению его удельной скорости бурения** пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,33 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 1,8 %), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,83 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 2,4 %) (см. рис. 3.11 а, б).

На рисунке 3.12 приведены реализации изменения скорости подачи долота во времени при испытании бурового станка 6СБШ-200-32 с традиционной системой подачи на карьере ПО «Ураласбест» [35] (бурение трещиноватых и слоистых серпентинитов), и с рекуперативной системой подачи – прогнозный вариант.

Анализ результатов, приведенных на рисунке 3.12, показал, что при проходке скважины в анизотропных, трещиноватых и слоистых породах буровым станком 6СБШ-200-32 с предлагаемой в работе рекуперативной системой подачи (см. рис. 3.4):

- математическое ожидание скорости подачи долота на 12,3 % больше чем при бурении этих же пород станком с традиционной системой подачи, поскольку их математические ожидания обратно пропорциональны коэффициентам динамичности систем подачи (см. результаты, приведенные на рис. 3.11 в);
- а максимальная амплитуда относительной скорости бурения анизотропной породы у бурового станка с рекуперативной системой подачи практически на порядок меньше чем у станка с традиционной системой (см. уравнения (3.59) и (3.61)).

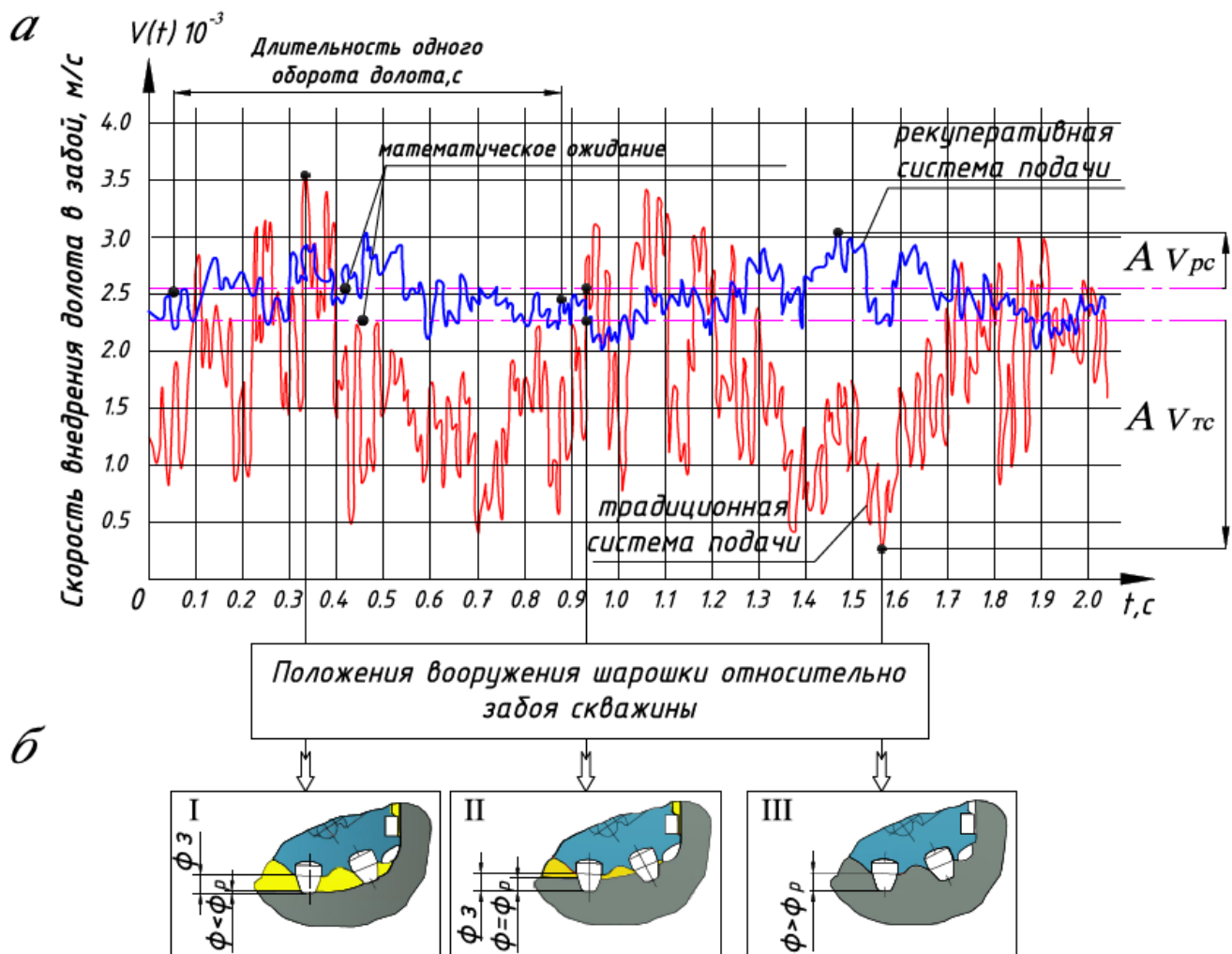


Рисунок 3.12 - Характерный фрагмент осциллограммы изменения скорости подачи долота во времени при бурении анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород - а; положения твердосплавного вооружения шарошки долота относительно забоя скважины - б (ϕ_3 - высота твердосплавного вооружения шарошки; глубина внедрения: ϕ - фактическая; ϕ_p - рациональная).

Таким образом, бурение анизотропных, трещиноватых и слоистых пород (с одинаковой относительной амплитудой колебаний осевого усилия подачи - $A_F = 0,375$) буровым станком с рекуперативной системой подачи, даже при стохастическом изменении их прочности, позволяет обеспечить за один оборот долота внедрение твердосплавного вооружения шарошки на рациональную глубину $0,75 \div 0,8$ [1] его высоты (см. рис. 3.12 б II). В то время как, при бурении этих же пород станком с традиционной системой подачи за один оборот долота глубина внедрения твердосплавного вооружения шарошки колеблется от минимального

значения (см. рис. 3.12 б I) до максимального (см. рис. 3.12 б III), практически равного его высоте.

Выводы по главе.

1. Установлено, что при проходке скважины в трещиноватых или слоистых породах буровым станком с *традиционной системой подачи* характер изменения скорости подачи долота во времени в пределах одного его оборота является полигармоническим с частотами, кратными одному обороту долота, числу шарошек долота и числу сколов вооружением шарошки. Что в зависимости от величины амплитуды колебания приводит к различным положениям его вооружения относительно забоя скважины (см. рис. 3.1 б, I, II, III).

2. Установлено, что *привод традиционной гидрообъемной системы* подачи бурового станка работает не на статической механической характеристике насоса подачи, а *на расходной характеристике открытого предохранительного клапана* с большим коэффициентом крутизны рабочей части механической характеристики. При этом *мощность потока рабочей жидкости* проходящего через предохранительный клапан *не участвует в разрушении* буримой породы, а *идет только на нагрев* рабочей жидкости, уменьшая КПД системы подачи.

3. Аналитически получены в относительных координатах *характеристики традиционного гидрообъемного привода подачи* в режиме бурения:

- *расходная характеристика предохранительного клапана* - «расход – давление»;
- *статические механические характеристики* привода подачи при *закрытом и открытом предохранительном клапане* - «скорость подачи – осевое усилие»,

и установлено, что за счет *стохастического изменения прочности* буримой породы имеют место значительные по амплитуде *колебания осевого усилия и скорости подачи* долота, протекающие в противофазе со сдвигом на угол – π .

4. Предложена принципиальная гидравлическая *схема привода рекуперативной системы подачи бурового станка*:

- *исключающая* в режиме бурения:

- *поток рабочей жидкости не участвующий в разрушении* буримой породы;

- значительные по амплитуде **колебания осевого усилия и скорости подачи** при **стохастическом изменении прочности** буримой породы;

- **отличающаяся от привода традиционной схемы** наличием дополнительного регулируемого гидромотора, установленного в режиме бурения по направлению потока рабочей жидкости между штоковой полостью гидроцилиндра подачи и всасывающей магистралью насоса подачи, причем вал мотора получает вращение от приводного электродвигателя со скоростью насоса подачи.

5. Для управления **скоростью** и величиной **ограничения осевого усилия рекуперативной системы подачи** в режиме бурения разработана принципиальная мехатронная схема, позволяющая (при заданном коэффициенте мультипликации гидроцилиндра подачи) обеспечить **оперативное регулирование** объёмов рабочих камер насоса и мотора **по** установленным нами **аналитическим зависимостям** в функции уменьшения параметра регулирования **объема рабочих камер мотора:**

- давления в штоковой полости гидроцилиндра;
- отношения параметров объёмов рабочих камер насоса и мотора;
- относительного осевого усилия подачи на долото;
- относительной скорости подачи долота.

6. Аналитически получена в относительных координатах в режиме бурения **статическая механическая характеристика рекуперативного гидрообъемного привода подачи** - «скорость подачи – осевое усилие», и установлено, что:

- скорость подачи долота на забой в рекуперативном гидрообъемном приводе в режиме бурения определяется только расходом рабочей жидкости в гидромоторе отнесенным к сечению штоковой полости гидроцилиндра подачи;
- КПД привода системы подачи определяется только механическими и объемными потерями в насосе и моторе;
- рекуперация мощности в системе подачи достигается **отличным от нуля** значением уменьшения параметра регулирования **объема рабочих камер мотора, приводящим** к увеличению давления рабочей жидкости на входе в мотор (на выходе из штоковой полости гидроцилиндра).

7. Установлено, что при бурении анизотропной породы максимальная амплитуда относительной скорости бурения у бурового станка с рекуперативной системой подачи практически на порядок меньше, чем у станка с традиционной, и амплитуды колебаний относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей:

- статических механических характеристик системы подачи;
- двухветвевое полиспада;
- гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

8. Установлено, что при бурении изотропных монолитов практически отсутствует стохастическое изменение их прочности, и амплитуды колебаний относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей только двухветвевое полиспада и гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

9. Аналитически установлена зависимость коэффициента динамичности системы подачи бурового станка от её одно массовой амплитудно-частотной характеристики.

10. Моделированием коэффициента динамичности системы подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 в диапазоне $0 \leq \omega_b/\omega_c \leq 2,5$ отношения вынужденных и собственных частот установлено, что при увеличении относительной амплитуды стохастического изменения прочности буримой породы от нуля до 0,375 его величина возрастает:

- у традиционной системы подачи в резонансной зоне $1,0 \leq \omega_b/\omega_c \leq 1,75$ с 1,59 до 1,83;
- у рекуперативной системы подачи в резонансной зоне $1,0 \leq \omega_b/\omega_c \leq 1,078$ с 1,59 до 1,63.

11. Анализ реализаций изменения скорости подачи долота во времени при испытании бурового станка 6СБШ-200-32 с традиционной системой подачи на карьере ПО «Ураласбест» (бурение трещиноватых и слоистых серпентинитов), и с рекуперативной системой подачи (прогнозируемый вариант), показал, что:

- математическое ожидание скорости подачи долота при бурении станком с рекуперативной системой подачи на 12,3 % больше чем при бурении этих же пород

станком с традиционной системой подачи, поскольку их математические ожидания обратно пропорциональны коэффициентам динамичности систем подачи;

- максимальная амплитуда относительной скорости бурения анизотропной породы у бурового станка с рекуперативной системой подачи практически на порядок меньше чем у станка с традиционной системой.

Таким образом, бурение анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород (с амплитудой колебаний осевого усилия подачи) буровым станком с рекуперативной системой подачи даже при стохастическом изменении их прочности позволяет обеспечить за один оборот долота внедрение твердосплавного вооружения шарошки на рациональную глубину $0,75 \div 0,8$ его высоты.

12. Моделированием удельной скорости подачи долота на забой установлено, что:

- при **бурении станком** СБШ-250МНА-32 (как с традиционной, так и с рекуперативной системами подачи) изотропных пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа удельная скорость бурения составляет $3,39 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт, а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - $0,85 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (при равных коэффициентах динамичности - 1,59);

- при **бурении анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород** стохастическое изменение их прочности с максимальной амплитудой $A_F = 0,375$ приводит к **увеличению коэффициента динамичности** бурового станка:

- с традиционной системой подачи с 1,59 до 1,83 и к **уменьшению его удельной скорости бурения** пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,04 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 10,3%), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,76 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 10,6%) соответственно;

- с рекуперативной системой подачи с 1,59 до 1,63 и к **уменьшению его удельной скорости бурения** пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,33 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 1,8 %), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,83 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 2,4 %) соответственно.

Заключение

В диссертационной работе на основе выполненных автором исследований дано новое решение актуальной научной задачи, состоящей в обосновании и выборе статических характеристик и динамических параметров системы подачи карьерного бурового станка, а так же в разработке технических решений, позволяющих повысить эффективность эксплуатации карьерных буровых станков на карьерах и разрезах Российской Федерации.

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

1. Опыт эксплуатации карьерных буровых станков, анализ работы ведущих предприятий по добыче угля, руд черных и цветных металлов, драгоценных минералов, а также анализ результатов работ научно-исследовательских, проектно-конструкторских и других организаций (ФГУП «ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского», ИПКОН РАН, НИИКМА им. Л.Д. Шевякова, ОАО ХК «СДС-УГОЛЬ», ОАО «ВНИПИпромтехнологии», АК «АЛРОСА», «УкрНИИпроект, НИПКИ угольной промышленности») показали, что в ближайшее время наиболее емкими потребителями карьерных буровых станков в РФ будут являться угольные разрезы и карьеры по добыче драгоценных минералов, руд черных и цветных металлов и нерудных строительных материалов.
2. С учетом принятых допущений разработаны физическая и многопараметрическая математическая модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой и установлены его кинематические и силовые характеристики.
3. Разработан алгоритм моделирования процесса внедрения долота в забой, в результате реализации которого установлена зависимость удельной скорости внедрения долота в породу от ее физико-механических свойств ($\sigma_{сж}, \mu_1$), конструктивных (D, Z, α_1, K_3), кинематических (K_α), силовых ($K_D, \eta, k_{оч}$) и динамических ($k_{дп}, k_{дв}$) параметров вращательно-падающего механизма бурового станка.

4. Моделированием многопараметрической математической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трех шарошечного долота в забой - удельной скорости внедрения долота в породу - V^* от величины коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$ установлено что:

- удельная скорость внедрения долота в породу не линейно убывает с увеличением коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$, причем величина безразмерного коэффициента - $k_{оч}$, характеризующего качество очистки скважины, не оказывает существенного влияния на уровень удельной скорости подачи - V^* при одной и той же прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$;

- в диапазоне $1 \leq k_{дп} \leq 2$ изменения коэффициента динамичности системы подачи - удельная скорость внедрения долота - V^* обратно пропорциональна прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$ с 50 до 200 МПа, причем, темп убывания удельной скорости внедрения долота у слабых в два раза больше чем у прочных пород.

5. Предложена принципиальная гидравлическая **схема привода рекуперативной системы подачи бурового станка:**

- **исключающая** в режиме бурения:

- **поток рабочей жидкости не участвующий в разрушении** буримой породы;
- значительные по амплитуде **колебания осевого усилия и скорости подачи** при **стохастическом изменении прочности** буримой породы;

- **отличающаяся от привода традиционной схемы** наличием дополнительного регулируемого гидромотора, установленного в режиме бурения по направлению потока рабочей жидкости между штоковой полостью гидроцилиндра подачи и всасывающей магистралью насоса подачи, причем вал мотора получает вращение от приводного электродвигателя со скоростью насоса подачи. Для управления **скоростью** и величиной **ограничения осевого усилия рекуперативной системы подачи** в режиме бурения разработана принципиальная мехатронная схема, позволяющая (при заданном коэффициенте мультипликации гидроцилиндра подачи) обеспечить **оперативное регулирование** объёмов рабочих камер насоса и мотора **по**

установленным в работе *аналитическим зависимостям* в функции уменьшения параметра регулирования *объема рабочих камер мотора*:

- давления в штоковой полости гидроцилиндра;
- отношения параметров объемов рабочих камер насоса и мотора;
- относительного осевого усилия подачи долота;
- относительной скорости подачи долота.

6. Установлено, что при бурении:

- изотропных монолитов практически отсутствует стохастическое изменение их прочности, и амплитуды колебаний относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей только двухветвевое полиспаста и гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами;

- анизотропных пород максимальная амплитуда относительной скорости бурения у бурового станка с рекуперативной системой подачи практически на порядок меньше, чем у станка с традиционной, и амплитуды колебаний относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей:

- статических механических характеристик системы подачи;
- двухветвевое полиспаста;
- гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

7. Моделированием удельной скорости подачи долота на забой установлено, что:

- при *бурении станком* СБШ-250МНА-32 (как с традиционной, так и с рекуперативной системами подачи) изотропных пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа удельная скорость бурения составляет $3,39 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт, а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - $0,85 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (при равных коэффициентах динамичности - 1,59);

- при *бурении анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород* стохастическое изменение их прочности с максимальной амплитудой $A_F = 0,375$ приводит к *увеличению коэффициента динамичности* бурового станка:

- с традиционной системой подачи с 1,59 до 1,83 и к *уменьшению его удельной скорости бурения* пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,04 \cdot 10^{-9}$

(10,3%) (м/с)/Вт, а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,76 \cdot 10^{-9}$ (10,6%) (м/с)/Вт соответственно;

- с рекуперативной системой подачи с 1,59 до 1,63 и к *уменьшению его удельной скорости бурения* пород прочностью $\sigma_{сж} = 50$ МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,33 \cdot 10^{-9}$ (1,8%) (м/с)/Вт, а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,83 \cdot 10^{-9}$ (2,4%) (м/с)/Вт соответственно.

8. Анализом реализаций изменения скорости подачи долота во времени при испытании бурового станка 6СБШ-200-32 с традиционной системой подачи на карьере ПО «Ураласбест» (бурение трещиноватых и слоистых серпентинитов), и с рекуперативной системой подачи (прогнозируемый вариант), установлено, что рекуперативная система подачи обеспечивает:

- увеличение математического ожидания скорости подачи долота на 12,3% по сравнению с традиционной системой подачи;
- внедрение твердосплавного вооружения шарошки за один оборот долота на рациональную глубину - $0,75 \div 0,8$ его высоты.

9. Основные результаты диссертационной работы нашли применение в плановых научно-технических разработках на 2015-2016 г ООО «ИЗ-КАРТЭКС им. П.Г. Коробкова» по совершенствованию существующих и созданию инновационных конструкций карьерного бурового станка.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы:

исследовать переходные и тепловые процессы в приводе рекуперативной системы подачи бурового станка с учетом изменений во времени: - движущего момента приводного электродвигателя; - объема рабочей жидкости вследствие её сжимаемости и температуры (изменения вязкости) в линиях высокого давления насоса и мотора.

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 [68, 79, 80, 81, 93, 94, 95] личный вклад состоит в формировании основной идеи, выборе метода исследований, анализе полученных результатов.

Список использованных источников информации.

1. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2011 640 с.: ил. «Майнинг Медиа Групп».
2. Щадов М.И., Подэрни Р.Ю. Справочник механика открытых работ. Эксквационно-транспортные машины цикличного действия. Под ред. Щадова М.И. и Подэрни Р.Ю. М.: «Недра», 1989, 374 с.
3. Ржевский В.В. Проблемы горной промышленности и комплекса горных наук. – М.: Изд-во МГГУ, 1991. 244 с.
4. Подэрни Р.Ю., Хромой М.Р. Основные концепции создания бурового станка нового технического уровня. Горный журнал № 3, 1994, с. 35-39.
5. Беляев А.А. Экспериментально-теоретические основы создания исполнительных органов для бурения мерзлых сложноструктурных породных массивов. Автореферат док. дисс., Иркутск 2005, 41 с.
6. Муминов Р.О. Обоснование и выбор динамических параметров вращательно-падающего механизма карьерного бурового станка. Диссертация канд. техн. наук, Москва 2012, 115 с.
7. Кутузов Б. Н., Шмидт Р. Г. Шарошечное бурение скважин на карьерах и пути повышения его эффективности. М., Недра, 1966, 122 с.
8. Подэрни Р.Ю. Станки вращательного бурения взрывных скважин на открытых работах за рубежом. «Горное оборудование и электромеханика» № 12, 2006, с. 20-24.
9. Подэрни Р.Ю. Анализ конструкций современных станков вращательного бурения взрывных скважин на открытых работах. «Горное оборудование и электромеханика» № 2, 2009, С. 27-34.
10. Нанкин Ю. А., Пипко П. М., Балагуров Л. И. Станки шарошечного бурения. М., Недра, 1971, 252 с.
11. Кутузов Б.Н. Теория, техника и технология буровых работ. М.: «Недра», 1972, 312 с.

12. Зайченко С.Г. Исследование и выбор методов снижения вибрации при бурении взрывных скважин в крепких породах станками типа СБШ-250. Дисс. канд. техн. наук, Москва, МГИ, 1977, 243 стр.
13. Суханов А.Ф., Кутузов В.Н., Шмидт Р.Г. Вибрация и надежность работы станков шарошечного бурения. // Недра. -1969 г. – 196 с.
14. Владиславлев В.С. Разрушение горных пород при бурении скважин. М., «Гостоптехиздат», 1958. 241 с.
15. Кутузов Б.Н. Основные вопросы развития шарошечного бурения взрывных скважин на карьерах. Дисс. докт. техн. наук, Москва, МГИ, 1967, 353 стр.
16. Кутузов Б.Н., Кантович Л.И. Определение оптимальных режимов шарошечного бурения взрывных скважин на карьерах. В кн.: Научные труды МИРГЭМ. М., 1965, № 53, с.238 – 246.
17. Дозоров Т.А. Разработка и исследование акустического метода оценки свойств массива и состояния бурового инструмента. Дисс. канд. техн. наук, Москва, 1975, 156 стр.
18. Кантович Л.И. Теория процессов и выбор параметров вращательно-подающих систем станков шарошечного бурения. Дисс. докт. техн. наук, Москва, МГИ, 1980, 398 стр.
19. Шмидт Р.Г. Исследование и выбор оптимальных параметров вращательно-подающих механизмов и определение области рационального применения шарошечных буровых станков для открытых работ. Дисс. на соискание ученой степени к.т.н. – М., МГИ, 1972, 182 с.
20. Солод В.И., Кантович Л.И., Килль И.В., Наумкин В.М. Исследование подающего механизма буровых станков с непрерывной подачей. Изв. Вузов. – Горный журнал. 1972 № 6, с. 87 – 93.
21. Кантович Л. И., Дмитриев В. Н. Статика и динамика буровых шарошечных станков. М.: «Недра», 1984, 200 с.
22. Улицкий Е.Н. Исследование мощных шарошечных станков с целью совершенствования конструкции и выбора режимных параметров. Дисс. канд. техн. наук, Москва, МГИ, 1971, 149 стр.

23. Наринский И.Э. Основы выбора параметров и конструирования мощных станков шарошечного бурения скважин в горнорудной промышленности. Дисс. докт. техн. наук, Москва, МГИ, 1971, 388 стр.
24. Кантович Л.И. Надежность и производительность шарошечных буровых станков. – В кн.: Рудник будущего: Тез. докл. Всесоюз. конф. М., 1979, С. 66.
25. Гетопанов В.Н., Кантович Л.И., Чатаев И.К. О методике исследования надежности шарошечных буровых станков. – Изв. Вузов. Горный журнал, 1974 № 10, с.106 – 108.
26. Иванов К.И. и др. Повышение эксплуатационной надежности бурового станка типоразмера СБШ-250 с наддолотным амортизатором. – В сб. тр.: Станки и инструмент для бурения скважин на открытых горных работах. Свердловск, 1974, вып. I, С. 11-16.
27. Бабаев С.Г. Надежность и долговечность бурового оборудования. М., «Недра», 1974, 184 с.
28. Подэрни Р.Ю., Улицкий Е.Н. Амортизатор буровой А.С. СССР № 394543, Бюлл. № 34, 22.08.1973.
29. Подэрни Р.Ю., Улицкий Е.Н., Конев А.Д. и др. Буровой амортизатор. А.С. СССР № 576404, Бюлл. № 38, 15.10.1977.
30. Громадский В.А. Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250.// горное оборудование и электромеханика № 3, М.: Издательство «Новые технологии», 2013. – С. 32– 37.
31. Мусарский В.З. Исследование бурения взрывных скважин шарошечными станками и разработка регулятора их производительности. Автореф. Дисс. канд. техн. наук. – Кривой Рог, 1971, - 21 с.
32. Кирьянчук В.Г. Обоснование и выбор параметров анкерных устройств для станков шарошечного бурения. Дисс. канд. техн. наук, Москва, МГИ, 1986, 234 стр.
33. Дмитриев В.Н. Разработка теории механических систем и повышение эффективности станков шарошечного бурения. Дисс. Докт. техн. наук – М.,

МГИ, 1987. 27 с.

34. Подэрни Р.Ю., Мухамедов М.Х., Шамшадинов Р.А. и др. Механизм подачи бурового станка. А.С. СССР № 1318685, Бюлл. № 23, 23.06.1987.
35. Доброзраков А.В. Обоснование структуры и разработка механотронного вращательно – подающего механизма станка шарошечного бурения. Дисс. Канд. Техн. наук – М., МГИ, 1988.
36. ГОСТ26698.1–93. Станки для бурения взрывных скважин на открытых горных работах. Общие технические условия. Межгосударственный стандарт.
37. Карклин А.В. Исследование и разработка мехатронного комплекса станка шарошечного бурения. Автореф. Дисс. канд. техн. наук. – Владимир, 2005, - 16 с.
38. Бусыгин А.М. Обоснование и выбор параметров дифференциальной вращательно – подающей системы бурового станка. Дисс. канд. техн. наук – М., МГГУ, 1994. 210 с.
39. Эгам-бердыев И.П. Обоснование метода оценки технического состояния буровых станков. – М., МГГУ., 2008. – 136 стр. с илл.
40. Виноградов В.С., Васильев М.В., Дороненко Е.П. и др. Оборудование для механизации производственных процессов на карьерах. М.: «Недра», 1974, с. 376.
41. Кирсанов А.Н., Зиненко В.П., Кардыш В.Г. Буровые машины и механизмы. //- М.: – «Недра», 1981, 448 с.
42. Мокшин А.С., Владиславлев Ю.Е., Комм Э.Л. Шарошечные долота. Изд – во «Недра», 1971, 216 стр.
43. Шеметов Ю.П. Выбор параметров, разработка конструкции и исследование работы режущего инструмента с продувкой для бурения скважин на карьерах. Автореферат канд. дисс., Иркутск 1993, 22 с.
44. Немировский М.И. Обоснование и выбор параметров гидромеханических силовых установок буровых станков. Дисс. канд. техн. наук – М., МГГУ, 1994. 170 с.

45. Протасов Ю.И. Разрушение горных пород. 3-е изд., стер. – М.: Изд-во МГГУ, 2002. – 453 с.
46. Палий П.А., Корнеев К.Е. Буровые долота. Справочник. М.: Изд – во «Недра», 1971, 122 стр.
47. Поляков В.С. Некоторые вопросы механики работы шарошечных долот. М.: «Нефтяное хозяйство», № 9. 1957, С. 41–47.
48. Дмитриев В.Н. Исследование динамических характеристик и нагрузок на рабочих органах буровых шарошечных станков. Канд. дисс., М.: МГИ, 1974, 190 с.
49. Беляков Ю.И. Совершенствование технологии выемочно-погрузочных работ на карьерах. М., «Недра», 1977, 295 с.
50. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.
51. Потоков Е.Г., Чернокозинская В.И. Устойчивость и продольно-поперечный изгиб сжатых стержней: метод. указания. – Тамбов.: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2001. - 28с.
52. Кармишин А.В., Мяченков В.И., Фролов А.И. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций. М., Машиностроение, 1976, 376 с.
53. Григорьев А.С. Обоснование и выбор параметров продавливающих установок для бестраншейной технологии строительства подземных инженерных коммуникаций. Дисс. канд. техн. наук – М., МГГУ, 2005. 156 с.
54. Экснер Х., Фрейтаг Р. и др. Гидропривод. Основы и компоненты: учебный курс/ Х.Экснер, Р. Фрейтаг, Д-р Х.Гайс, Р.Ланг, Й.Оппольцер, П.Шваб, Е.Зумпф, У.Остендорфф, М.Райк. – 2-е изд., перераб. и доп.: изд-во Бош Рексрот АГ, г. Эрбах, Германия, том 1, 2003. – 323 с., ил.
55. Гаврилов Б.А. и др. Гидравлический привод. М.: Машиностроение, 1968, 502 с.
56. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы». – М.: Машиностроение, 1979.

– 319 с., ил.

57. Пастоев И. Л., Гудилин Н. С., Кривенко Е. М., Маховиков Б.С. Гидравлика и гидропривод: учебное пособие для вузов. Под ред. Гудилин Н.С. Кривенко Е.М. Маховиков Б.С. – М.: изд-во: Горная книга. МГГУ, 2007. – 519 с., ил.
58. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов. М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.: ил. (Б-ка конструктора).
59. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: «Машиностроение», 1971г.
60. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 151 с., ил. – (Б-ка конструктора).
61. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике.// – М.: Изд-во «Наука», 1971 г., 416 стр. с илл.
62. Бартенева Н.А. Стальные канаты: сборник научных трудов / ред. кол.: Н.А. Бартенева (техн. ред.) [и др.] ;(отв. ред. В.А. Малиновский).– Одесса: Астропринт, 2013. - №9. – 304 с.
63. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты / М.Ф. Глушко. – Репр. воспр. текста изд. 1966 г. – Одесса: Астропринт, 2013. – 336 с.
64. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. М., Машиностроение, 1967, с.447.
65. Замышляев В.Ф., Сандалов В.Ф. Горные машины и оборудование. Методическое пособие для студентов, обучающихся по направлению 150400 – технологические машины и оборудование 150402 – горные машины и оборудование. М.: Типография МГГУ. – 2005. – 18с.
66. Гоберман Л. А. Теория, конструкция и расчёт строительных и дорожных машин/Л.А.Гоберман[и др.].М.:Машиностроение,1979.407с.
67. Кобзов Д. Ю. Аналитическое исследование продольной жесткости гидроцилиндра /Д. Ю. Кобзов [и др.]. Братск, 1987. 11 с. Деп. МАШМИР12.01. 1998, № 4 – сд 97.
68. Подэрни Р.Ю., Прасолов С.К. Исследование жесткостных параметров системы подачи карьерного бурового станка// «Уголь», – М.: РПК ООО

«ЦИТ», № 2, 2014. – С. 57 – 59.

69. Дёпп Х., Эвальд Р., Хуттер Й. и др. Гидропривод. Основы и компоненты: учебный курс/ Дёпп Х., Эвальд Р., Хуттер Й. и др.: изд-во Маннесманн Рексрот ГмбХ, г. Марктхайденфельд/ФРГ, том 2, 1986. – 226 с., ил.
70. Губенко А.А. Обоснование и выбор динамических параметров привода роторного ковшового рабочего органа карьерного комбайна. Дисс. канд. техн. наук – М., МГГУ, 2011. 138 с.
71. Чулков Н.Н., Чулков А. Н. Расчет приводов карьерных машин. – М., «Машиностроение», 1979, 104 с. Илл.
72. Сандалов В.Ф. Исследование гидромеханического защитного устройства привода исполнительного органа роторного экскаватора. Дисс. канд. техн. наук – М., МГИ, 1977. 143 с.
73. R.Y. Poderni, M.R. Chromoy & V.F. Sandalov. 1996 *Blast hole drill rig with extendable mast* The 5-th International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection. Sao Paulo. Brazil. Proceedings, pp. 387-393.
74. Н.М. Скорняков, В.В. Кузнецов, К.А. Ананьев. Механизм подачи с дроссельным регулированием скорости. «Горное оборудование и электромеханика». №3, 2007, Изд-во «Новые технологии» С. 20-22.
75. Сысоев Н.И., Мирный С.Г., Гринько Д.А. Мехатронная бурильная машина для угольных шахт Восточного Донбасса.// горное оборудование и электромеханика № 4, М.: Издательство «Новые технологии», 2013. – С. 17 – 19.
76. Карклин А. В. Исследование и разработка мехатронного комплекса станка шарошечного бурения. Автореферат канд. дисс., Владимир, Владимирский государственный университет, 2005, - 16 с.
77. Тетельбаум И.М., Шнейдер Ю.Р. 400 схем для АВМ. – М.: Энергия, 1978. – 248 с., ил.
78. Певзнер Л.Д. Теория систем управления. – М.: Изд-во МГГУ, 2002.–472 с.
79. Подэрни Р. Ю., Хромой М. Р., Прасолов С. К. Система подачи бурового станка с рекуперативным гидрообъемным приводом // Научный вестник

МГГУ. Выпуск 10 (31). - М.: 2012. С. 75-85.

80. Прасолов С. К. Анализ кинематических и силовых параметров рекуперативного гидрообъемного регулируемого привода системы подачи карьерного бурового станка//В трудах VI международной научно-технической конференции «современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития», Навои, Республика Узбекистан, 2013.С. 224-227.
81. Прасолов С. К. Анализ кинематических и силовых параметров гидрообъемного регулируемого по скорости привода системы подачи карьерного бурового станка. //Наука, образование, общество: проблемы и перспективы развития: сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции 29 марта 2013г.: в 10 частях. Часть 4; М-во обр. и науки РФ. Тамбов: изд-во ТРОО «Бизнес-Наука-Общество», 2013. 163 с. С. 90-92.
82. П. Хорвиц, У. Хилл. Искусство схемотехники. Издание 5-е, перераб.— М.: «МИР», Том 1, 1998, 359 с.
83. Сафохин М. С., Катанов Б. А. Машинист бурового станка на карьере. М.: «Недра», 1976, 128 с.
84. М.Я. Выгодский. Справочник по высшей математике. Издание 10-е стереотипное// – М.: Изд-во «Наука», 1972 г., 870 стр. с илл.
85. Кантович Л.И., Наумкин В.М., Дмитриев В.Н., Якубов К.О. Исследование нагрузки в двигателях вращательно – подающего механизма станков шарошечного бурения. – Добыча угля открытым способом, 1973 № 11, с. 17 – 19.
86. Нанкин Ю.А., Герасимов И.В. Станок направленного бурения 2СБШ – 200Н. М.: «Недра», 1980. 168 с.
87. Шлыков А.Г. Исследование работы и определение параметров вращательно-подающего механизма фрикционного типа для буровых шарошечных станков с непрерывной подачей. Дисс. на соискание ученой степени к.т.н. – М., МГИ, 1967, 148 с.

88. Кантович Л.И., Дмитриев В.Н., Наумкин В.Н., Шлыков А.Г., Чатаев И.К. Характер автокорреляционных функций нагрузок на долоте и в двигателе вращательно – подающего механизма для буровых станков. В кн.: Научные труды МГИ, М., 1974 с.162 – 165.
89. Den Hartog J.P. Mechanical Vibrations. Fourth Edition. New York Toronto London. Mc Grow-Hill Book Company, inc. 1960. 580 pp.
90. Берман В.М., Верескунов В.Н., Цетнарский Н.А. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин. М.: Недра, 1982, 206 с.
91. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: учебник для вузов. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с., ил.
92. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: Справочное руководство: В 3-х т. Т. 3. Изд-во «Машиностроение», 1968 г., 569 с., ил.
93. Замышляев В.Ф., Подэрни Р.Ю., Прасолов С.К. Современное состояние конструкций карьерных буровых станков// Научный вестник МГГУ. – 2012. - № 12 (33). – С. 100-113.
94. Прасолов С.К. Функциональный анализ систем подачи бурового станка с гидрообъемным приводом. В сб. материалов 9-ой международной молодежной научной школы (Проблемы освоения недр в XXI веке глазами молодых). Том 2. – М: ИПКОН РАН, 2012 – С. 201 – 204.
95. Замышляев В.Ф., Прасолов С.К. Исследование влияния конструктивных параметров на устойчивость гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров систем подачи карьерных буровых станков. «Горная промышленность», № 2(114)/2014 – С. 118 – 122.

«УТВЕРЖДАЮ»

Генеральный директор

ООО «ИЗ-КАРТЭКС

имени П.Г. Коробкова»



А.Р. Ганин

2014 г.

АКТ

внедрения результатов диссертационной работы **Прасолова Сергея Константиновича** на тему: **«Обоснование и выбор статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка»**, выполненной на кафедре Горные машины и оборудование ФГАОУ ВПО НИТУ «МИСиС».

По результатам рассмотрения диссертационной работы аспиранта **Прасолова С.К.** на тему **«Обоснование и выбор статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка»**, выполненной на кафедре Горные машины и оборудование 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 ГМО НИТУ «МИСиС», доктора технических наук - **Р.Ю. Подэрни**,

после обмена мнениями приняла нижеследующее заключение:

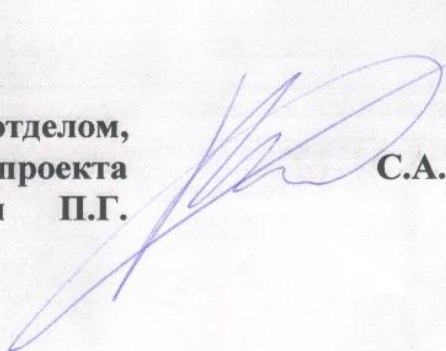
результаты диссертационной работы Прасолова С.К.:

- **технические требования** на проектирование и создание системы подачи карьерного бурового станка с рекуперативным гидрообъемным приводом;

- **инженерная методика расчета и выбора** статических характеристик и динамических параметров гидрообъемного привода системы подачи карьерного бурового станка;

могут быть использованы конструкторским отделом ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г. Коробкова» в плановых научно-технических разработках в 2015 – 2016 гг.

**Заведующий конструкторским отделом,
главный конструктор проекта
ООО «ИЗ-КАРТЭКС имени П.Г.
Коробкова»**



С.А. Тихомиров