

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»

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук**

Москва 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС».

Научный руководитель: кандидат технических наук, профессор
Замышляев Владимир Федорович

Официальные оппоненты:

Юнгмейстер Дмитрий Алексеевич
доктор технических наук, профессор, ФГБОУ
ВПО Национальный минерально-сырьевой
университет "Горный", кафедра
машиностроения, профессор

Артемьев Николай Александрович
кандидат технических наук, доцент, ФГБОУ
ВПО «Московский государственный
машиностроительный университет (МАМИ)»,
кафедра горного и нефтегазового оборудования,
заведующий кафедрой

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т.Ф. Горбачева»
(КузГТУ)

Защита состоится «29» декабря 2015 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета Д212.132.15 при ФГАОУ ВПО Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Национального исследовательского технологического университета «МИСиС» и на сайте <http://misis.ru>.

Автореферат разослан « » _____ 2015г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
диссертационного совета
канд. техн. наук, профессор



ШЕШКО
Евгения Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

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 трехшарошечного долота в забой;
- разработкой** алгоритма моделирования математического аналога процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного 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 - $\chi_{тс(рс)}$, 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.

Научная новизна состоит в:

- *разработке* физической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного 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, списка использованных источников информации из 95 наименований, приложения, включает 52 рисунка и 3 таблицы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность и степень научной разработанности темы исследования, сформулированы цель, основная идея работы, задачи исследования, основные научные положения и новизна, а также практическое значение работы.

В первой главе рассмотрено состояние и проблемы эксплуатации карьерных буровых станков на открытых горных работах РФ. Выполнен анализ современного состояния конструкций отечественных и зарубежных буровых станков с различными кинематическими схемами вращательно-подающих механизмов и практика их эксплуатации на карьерах, который позволил выделить

три основных типа систем подачи: лебедочного, зубчато-реечного и на основе гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров.

В свою очередь, простота устройства и возможность получения большого хода подачи без перехвата става (с коэффициентом полиспадности от одного до четырех) актуализирует исследования систем подачи на основе гидроцилиндров.

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») показывает, 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. Однако карьерные буровые станки отечественных производителей не соответствуют по своим техническим характеристикам лучшим аналогам зарубежных производителей.

Совершенствованию конструкций карьерных буровых станков способствовали разработки ряда организаций и предприятий, среди которых можно отметить ООО «ИЗ КАРТЭКС» (г. Санкт Петербург), ОАО «Бузулуктяжмаш» и ОАО «Рудгормаш» (г. Воронеж). Значительный вклад в исследования рабочего процесса шарошечного бурения внесли такие ученые как доктора технических наук Л.И. Кантович, Р.Ю. Подэрни, Б.Н. Кутузов, И.Э. Наринский, В.Н. Дмитриев, В.С. Владиславлев, а также канд. техн. наук С.Г. Зайченко, Е.Н. Улицкий и многие другие.

Анализ основных источников информации аналитических и экспериментальных исследований 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, но 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.

Обеспечение системы подачи карьерного бурового станка с гидрообъемным приводом рациональными параметрами позволит увеличить надежность станка в процессе его эксплуатации и соответственно, снизить потери объемов подготовленной к экскавации горной массы.

На основе выполненного нами анализа современного состояния гидрообъемных систем подачи отечественных и зарубежных конструкций карьерных буровых станков сформулированы цель, идея и задачи исследований, приведенные в общей характеристике работы и свидетельствующие об их актуальности.

Вторая глава посвящена установлению закономерностей формирования сил сопротивления в системе подачи карьерных буровых станков при бурении горных пород различной прочности.

Высокая эффективность станков шарошечного бурения обусловлена конструкцией бурового инструмента – шарошечных долот. Аналитическое описание реального процесса взаимодействия трехшарошечного долота с забоем скважины весьма сложно и затруднительно. Поэтому, на основе принятых нами допущений (система подачи долота на забой не является абсолютно жесткой; 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 и качества очистки скважины от буровой мелочи) разработана физическая модель процесса внедрения долота в забой и определены его кинематические и силовые характеристики.

Аналитически разработан многопараметрический математический аналог принятой физической модели (1) и 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.

$$V^* = \frac{2\eta^2}{D^2 \sigma_{сж} \left[k_{дп} \left(\frac{4 \cdot 10^{-2}}{\pi} k_{оч} k_{дв} + \frac{2K_D}{D} \right) + Z \left(tg \frac{\alpha_1}{2} + \mu_1 \right) K_3 K_\alpha \mu_1 \eta \right]}, \text{ (м/с)/Вт} \quad (1)$$

где D - диаметр долота, м, $\sigma_{сж}$ - прочность породы, Па, $k_{оч}$ - коэффициент очистки скважины, $k_{дв}$ - коэффициент динамичности привода вращения долота, K_D - коэффициент пропорциональности отношения $F/\sigma_{сж}D$, м, Z - число шарошек долота, α_1 - угол заострения вооружения шарошки, град., K_3 - коэффициент затупления вооружения шарошки, μ_1 - коэффициент трения долота о забой и стенки скважины, α - угол отклонения оси скважины от вертикали, град., K_α - безразмерный коэффициент, учитывающий увеличение момента трения долота о забой и стенки скважины в зависимости от угла ее отклонения от вертикали, $k_{дп}$ - коэффициент динамичности системы подачи бурового станка, η - коэффициент полезного действия трансмиссии вращателя и системы подачи.

Моделированием удельной скорости внедрения долота в породу от величины коэффициента динамичности системы подачи долота (рис. 1, 2) установлено что: - удельная скорость внедрения долота в породу не линейно убывает с увеличением коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$ (см. рис. 1), 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 - $\sigma_{сж}$ (см. рис. 2); - в диапазоне изменения коэффициента динамичности системы подачи $1 \leq k_{дп} \leq 2$ удельная скорость внедрения долота 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 (см. рис. 1).

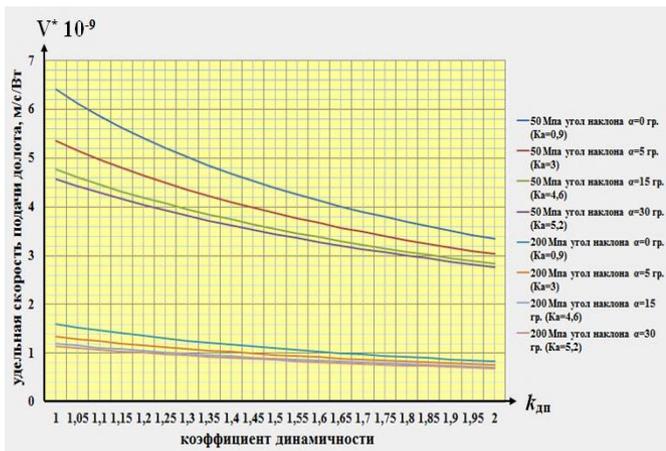


Рисунок 1 - Зависимость удельной скорости внедрения долота диаметром $D = 0,25$ м в породу в диапазонах изменения её прочности $50 \leq \sigma_{сж} \leq 200$ МПа и угла наклона оси скважины $0 \leq \alpha \leq \pi/6$ от коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$.

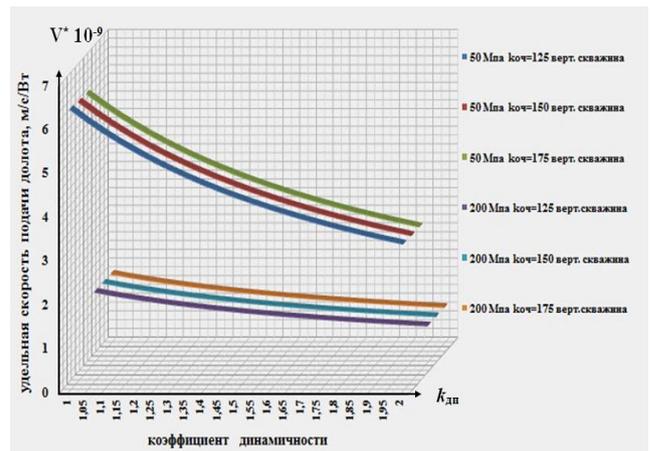


Рисунок 2 - Зависимость удельной скорости внедрения долота диаметром $D = 0,25$ м в породу для вертикальной скважины в диапазонах изменения её прочности $50 \leq \sigma_{сж} \leq 200$ МПа и степени очистки скважины $125 \leq k_{оч} \leq 175$ от коэффициента динамичности системы подачи долота - $k_{дп}$.

Основным элементом гидрообъемной системы подачи бурового станка являются линейные двигатели её привода - гидроцилиндры, штоки которых в режиме бурения под действием осевых нагрузок испытывают значительную изгибную деформацию относительно продольной оси и могут терять устойчивость (по Эйлеру).

В этой главе выполнена систематизация и анализ конструкций силовых гидроцилиндров систем подачи буровых станков в зависимости от условий их закрепления и характера нагружения их штоков осевым усилием для четырех типов по параметрам: - длине продольного изгиба штока - $l_{пр}$, - коэффициенту неравномерности нагрузки при работе нескольких гидроцилиндров - k_n , - площади активного сечения гидроцилиндра в зависимости от схемы применения - S_A , - коэффициенту полиспадности системы подачи - $i_{п}$. На основе, которой для оценки эффективности системы подачи в зависимости от монтажного положения гидроцилиндра были определены относительные коэффициенты их устойчивости для каждой монтажной схемы (типа гидроцилиндра). В качестве эталонного монтажного положения гидроцилиндра принята схема - гидроцилиндр с подвижным поршнем и неподвижным корпусом, жестко закрепленный в нижнем поясе мачты (монтажное положение гидроцилиндра станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций).

Для дальнейшего исследования выбраны монтажные положения гидроцилиндров с коэффициентами мультипликации $\alpha_{\mu} = 1$ (станок DM-M2 Ingersoll-Rand) и $\alpha_{\mu} > 1$ (станок СБШ-250МНА-32).

Монтажное положение гидроцилиндра у станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций признано неудачным. Для увеличения устойчивости гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций, нами рекомендуется (см. рис. 3) использовать шарнирную опору крепления корпуса каждого гидроцилиндра, причем шарнир следует установить в плоскости вращения блоков, установленных на его штоке (см. рис. 3, сечение А-А), и ограничить поперечные перемещения штока посредством направляющих проушин блоков в виде швеллеров, закрепленных на задней панели каркаса мачты на полный ход штоков (см. рис. 3, сечение Б-Б). Это позволит увеличить устойчивость (коэффициент устойчивости) гидроцилиндров системы подачи бурового станка более чем в восемь раз.

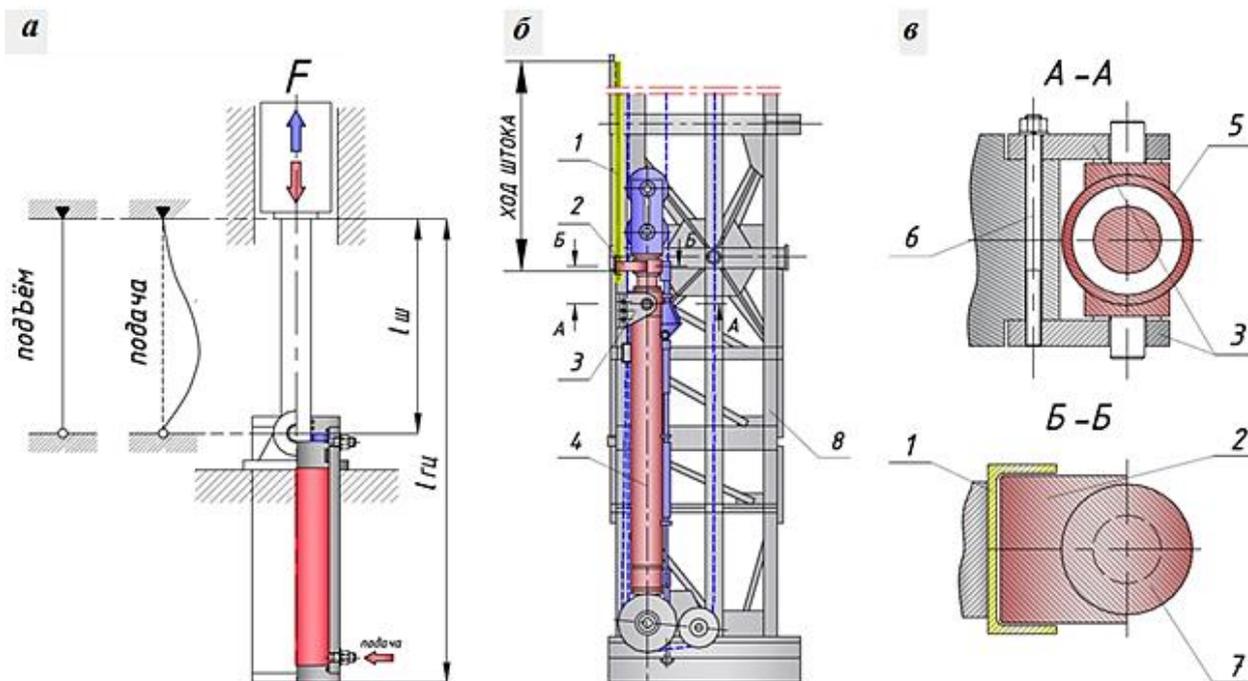


Рисунок 3 - Рекомендуемая монтажная схема гидроцилиндров системы подачи бурового станка СБШ – 250МНА-32 и его модификаций: *а* - монтажное положение гидроцилиндра и графическая схема нагрузки штока, *б* – возможное размещение шарнирной опоры крепления корпуса гидроцилиндра в мачте и направляющей ограничения поперечных перемещений штока, *в* – варианты конструкции шарнирной опоры гидроцилиндра и направляющей ограничения поперечных перемещений штока.

Известно, что уменьшение вертикальных колебаний бурового става станка может быть достигнуто либо изменением частот собственных колебаний (в основном за счет изменения осевой жесткости) либо увеличением демпфирования. Поэтому, нами разработана эквивалентная динамическая схема (см. рис. 4 *а, б*) и аналитически получена 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 (см. уравнение 2):

$$\Sigma C_{a(б)} = 2C_{ва(б)} C_{\Sigma a(б)} / (2C_{ва(б)} + C_{\Sigma a(б)}), \text{ Н/м}, \quad (2)$$

где $\Sigma C_{a(б)}$ - полная жесткость системы подачи, Н/м, $C_{ва(б)}$ - осевая жесткость одной ветви канатов полиспаста системы подачи, Н/м, $C_{\Sigma a(б)}$ - суммарная продольная жесткость гидроцилиндра подачи, Н/м.

Результаты моделирования полной (суммарной) продольной жесткости системы подачи бурового станка от изменения хода штока гидроцилиндра показали, что в режиме бурения (см. рис. 5): - с увеличением хода штока полная продольная жесткость системы подачи буровых станков: без

пневмогидравлических аккумуляторов DM-M2 и СБШ-250МНА-32 нелинейно изменяется.

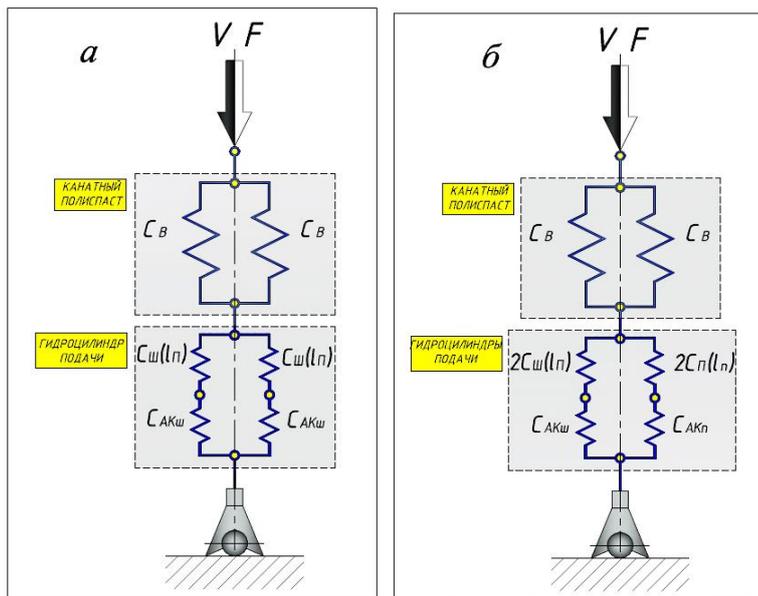


Рисунок – 4 Эквивалентная динамическая схема системы подачи бурового станка с учетом применения пневмогидравлического аккумулятора: а – с одним гидроцилиндром (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu = 1$); б – с двумя гидроцилиндрами (с коэффициентом мультипликации - $\alpha_\mu > 1$).

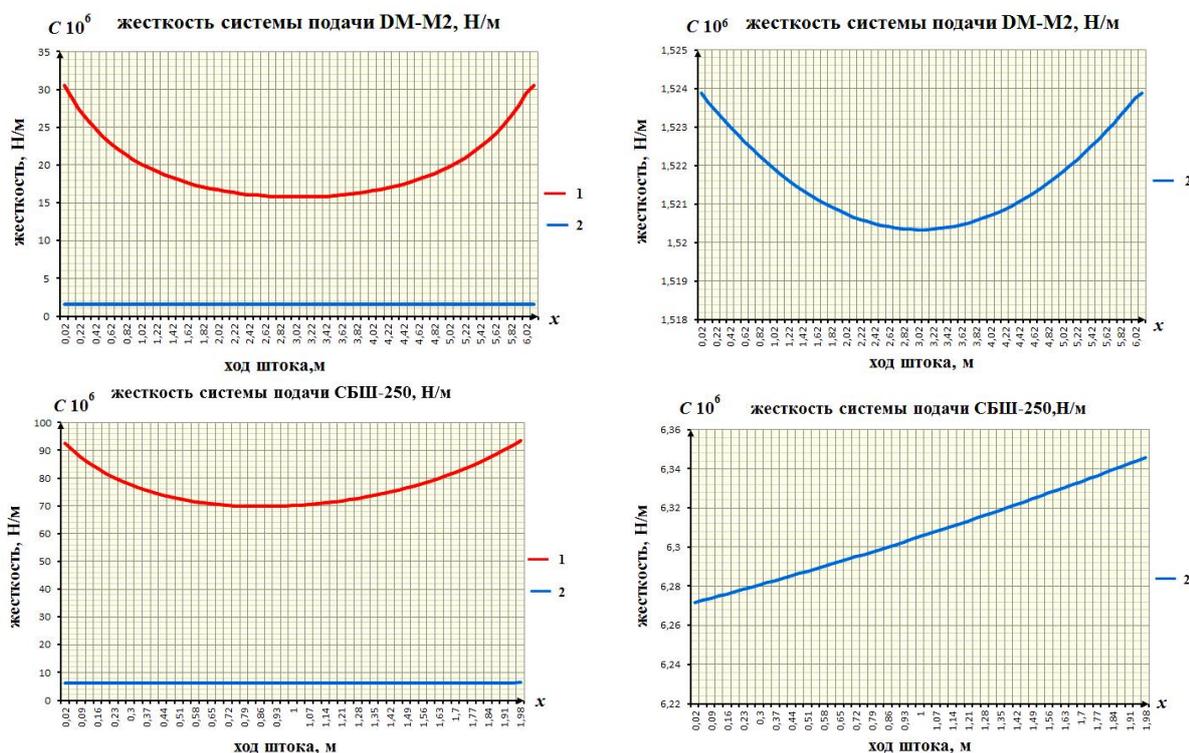


Рисунок 5 - Зависимость полной (суммарной) продольной жесткости системы подачи бурового станка от изменения хода штока гидроцилиндра для буровых станков DM-M2 Ingersoll – Rand и СБШ-250МНА-32.

Причем - вначале и в конце хода жесткость больше, чем в середине; - установка пневмогидравлических аккумуляторов в полостях гидроцилиндров при зарядном давлении их газовых полостей в $p_0 = 0,5$ МПа снижает полную жесткость системы подачи у станка DM-M2 в среднем в десять, а у станка СБШ-250МНА-32 в одиннадцать раз.

Полученные результаты актуализировали задачу снижения динамики приводов вращательно – подающего механизма в процессе взаимодействия шарошечного долота с породой ($k_{дп} \rightarrow \min, k_{дв} \rightarrow \min$).

В третьей главе выполнено исследование статических и динамических характеристик гидрообъемной системы подачи бурового станка в режиме бурения, а также установлено их влияние на динамику процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного долота в забой.

Для этого рассмотрены принципиальные схемы: - потоков рабочей жидкости (рис. 6 а) и мехатронная схема регулирования скорости подачи долота (рис. 6 б) традиционного гидрообъемного привода.

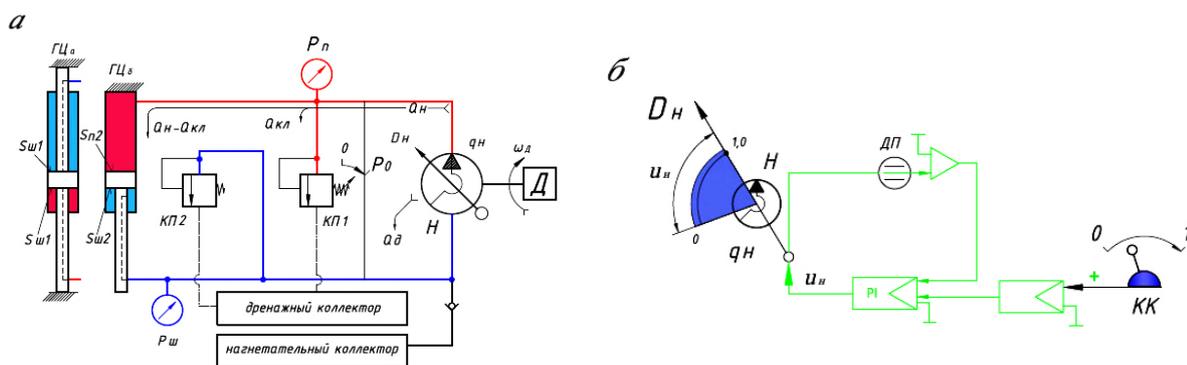


Рисунок 6 - Принципиальная схема гидрообъемного привода традиционной системы подачи в режиме бурения: а – схема потоков рабочей жидкости; б – принципиальная мехатронная схема регулирования скорости.

Традиционная гидравлическая система подачи долота на забой включает: регулируемый насос – «Н» с объемной постоянной - q_n (m^3), и объемным КПД - η_n , гидроцилиндр системы подачи – «ГЦ» (с неподвижным поршнем и подвижным корпусом - $\alpha_\mu = 1$ – «ГЦ_а» - равно полостной или 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 .

Мехатронная система управления (рис.6 б) регулятором D_n объема рабочих камер насоса подачи «Н» (с параметрами регулирования насоса – u_n) включает командоконтроллер управления скоростью подачи долота на забой – «КК» (управления положением регулятора объема рабочих камер D_n насоса подачи «Н», при этом задается величина параметров регулирования насоса – u_n).

В современных гидравлических системах подачи максимальное осевое усилие ограничивается настройкой нормально закрытого предохранительного клапана «КП1» на давление настройки – P_0 (Па) (рис. 6 а), соответствующее

осевому усилию достаточному для преодоления прочности буримой породы – $\sigma_{сж}$ (Па). При заданной скорости вращения долота – ω (рад/с) машинист активирует командоконтроллером «КК» регулятор – D_n до величины параметра регулирования $u_n > 0$ (рис. 6 б), при котором достигается максимально возможная скорость бурения – $V_{п}$ (м/с) и соответственно максимально - возможный расход рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндр «ГЦ» в данной породе. При этом предохранительный клапан «КП» – открыт.

На рисунке 7 показаны характеристики традиционного гидрообъемного привода подачи в режиме бурения.

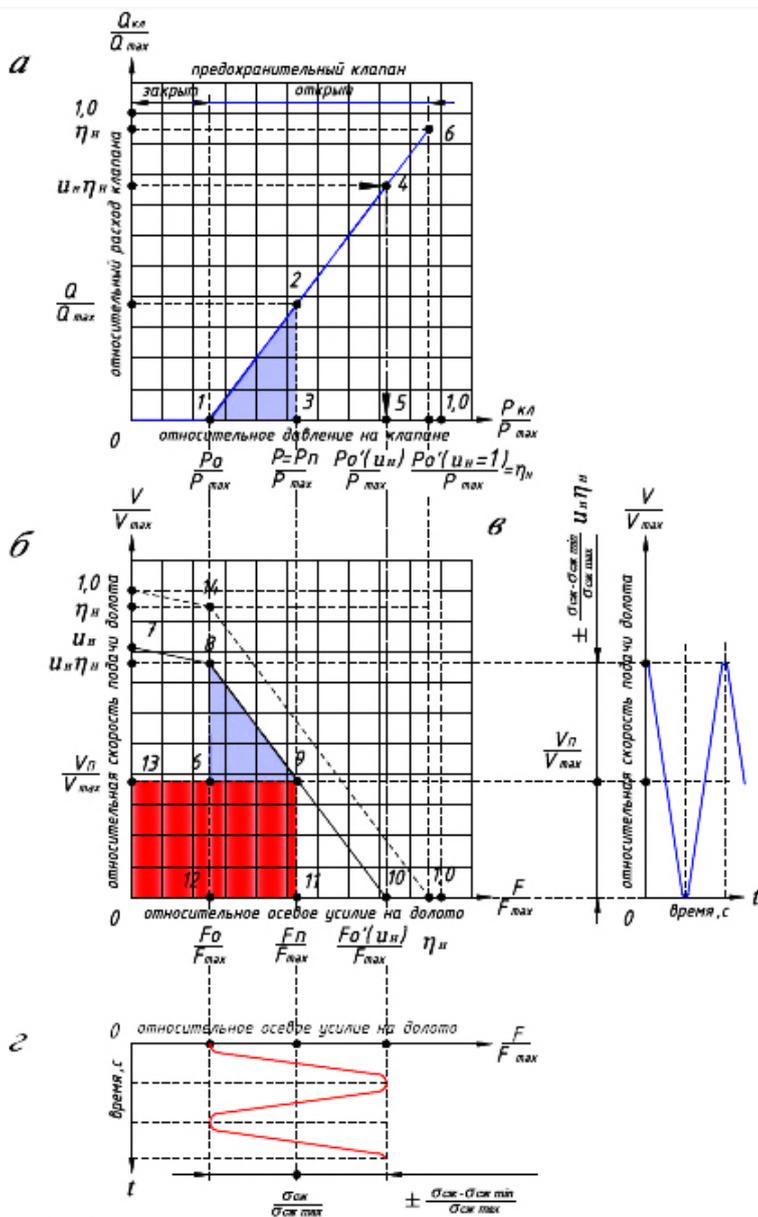


Рисунок 7 - Расходная характеристика предохранительного клапана – а; статическая – б и динамическая – в, г характеристики гидрообъемного привода традиционной системы подачи в режиме бурения.

Этот привод системы подачи в режиме бурения работает на расходной характеристике открытого предохранительного клапана (рис. 7 а), имеющей большую крутизну рабочего участка. При этом мощность потока рабочей жидкости, проходящего через предохранительный клапан, не участвует в

разрушении буримой породы, а идет только на её нагрев, уменьшая КПД системы подачи.

Аналитически получены статические механические характеристики традиционного привода подачи в режиме бурения, в относительных координатах:

- «расход - давление» (расходная характеристика открытого предохранительного клапана «КПД» - уравнение прямой отрезка «1 – 4» - (3) рис. 7 а)

$$Q_{\text{кл}}/Q_{\text{max}} = u_{\text{н}}\eta_{\text{н}} \left[\left(\frac{P_{\text{кл}}}{P_{\text{max}}} - \frac{P_0}{P_{\text{max}}} \right) / \left(\frac{P_0'(u_{\text{н}})}{P_{\text{max}}} - \frac{P_0}{P_{\text{max}}} \right) \right], \quad (3)$$

- «усилие - скорость подачи долота» (статическая механической характеристика привода подачи при закрытом (уравнение прямой отрезка «7–8» - (4) рис. 7 б) и открытом (уравнение прямой отрезка «8–10» - (5) рис. 7 б) предохранительном клапане «КПД»)

$$V/V_{\text{max}} = u_{\text{н}} \left[1 - (1 - \eta_{\text{н}}) \frac{F}{F_{\text{max}}} / \frac{F_0}{F_{\text{max}}} \right], \quad (4)$$

$$V/V_{\text{max}} = u_{\text{н}}\eta_{\text{н}} \left[1 - \left(\frac{F}{F_{\text{max}}} - \frac{F_0}{F_{\text{max}}} \right) / \left(\frac{F_0'(u_{\text{н}})}{F_{\text{max}}} - \frac{F_0}{F_{\text{max}}} \right) \right], \quad (5)$$

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 (рис. 7 в, г).

Для исключения не участвующего в разрушении породы потока рабочей жидкости в гидрообъемном приводе системы подачи и значительных колебаний осевого усилия и скорости подачи долота при бурении анизотропных (слоистых и трещиноватых) пород, нами предложена принципиальная гидравлическая схема рекуперативного привода системы подачи бурового станка (рис. 8).

Схема включает (см. рис. 8 а) дополнительную регулирующую гидравлическую машину – «М» с объемной постоянной – $q_{\text{м}} = q_{\text{н}}$, и объемным КПД – $\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{н}}$ и мехатронную систему управления регуляторами объема рабочих камер насоса подачи «Н» – $D_{\text{н}}$ и мотора – «М» - $D_{\text{м}}$ (см. рис. 8 б). Машина – «М» в режиме бурения установлена по направлению потока рабочей жидкости между штоковой полостью гидроцилиндра – «ГЦ» и всасывающей магистралью насоса подачи – «Н», причем её вал получает вращение от приводного электродвигателя со скоростью – $\omega_{\text{д}}$ равной скорости вращения вала насоса «Н».

Мехатронная система включает командоконтроллер управления положением

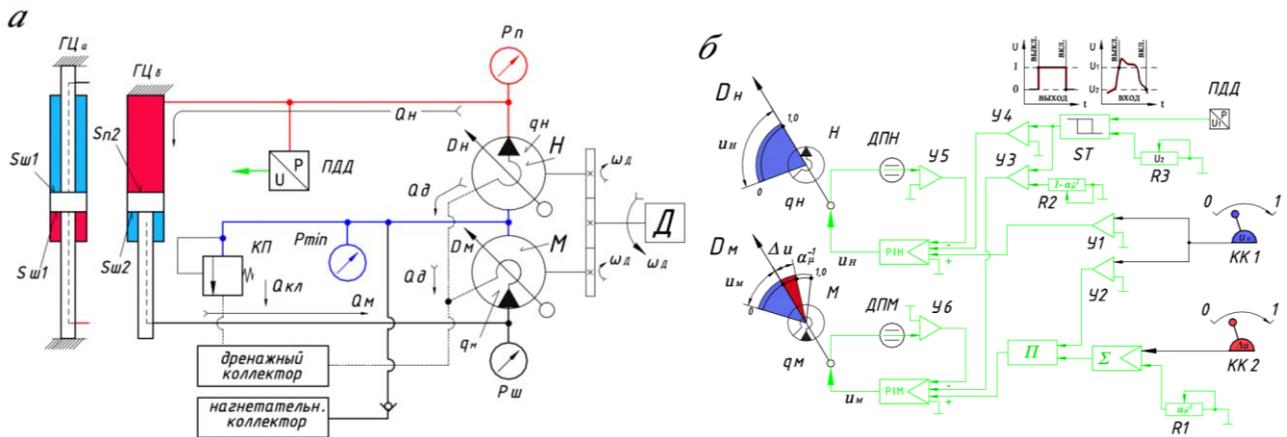


Рисунок 8 - Рекуперативная схема гидрообъемного привода подачи в режиме бурения: а - рекуперативная схема гидрообъемного привода подачи в режиме бурения; б – принципиальная мехатронная схема механизма регулирования скорости и усилия подачи в рекуперативной схеме гидрообъемного привода подачи в режиме бурения.

регуляторов объема рабочих камер D_H и D_M насоса подачи «Н» и мотора «М» – «КК1» (рис. 8 б) (управления скоростью подачи долота на забой), которым одновременно задаются и синхронно изменяются величины параметров регулирования насоса и мотора – u_H и u_M и командоконтроллер управления положением регулятора объема рабочих камер D_M мотора «М» – «КК2» (ограничения осевого усилия на долото). Причем соотношение параметров регулирования насоса и мотора – u_H и u_M является постоянным и имеет вид:

$$u_H = u_M / (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u), \quad (6)$$

где Δu – уменьшение параметра регулирования объема рабочих камер мотора.

Статические характеристики рекуперативного гидрообъемного привода системы подачи в режиме бурения (статические характеристики мотора – «М»), с гидроцилиндрами - «ГЦа» и «ГЦб» с коэффициентом мультипликации $\alpha_\mu \geq 1,0$, приведены на рисунке 9 в относительных координатах:

- «скорость подачи долота – осевое усилие на долото» (рис. 9 а); - «скорость подачи долота – уменьшение параметра регулирования объема рабочих камер мотора» (рис. 9 б); - «осевое усилие на долото - уменьшение параметра регулирования объема рабочих камер мотора» (рис. 9 в). И аналитически определены их зависимости соответственно:

$$V/V_{max} = u_H (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u) [1 - (1 - \eta_{pc}) F/F_{max}], \quad (7)$$

$$V/V_{max} = u_H (\alpha_\mu^{-1} - \Delta u) [1 - (1 - \eta_{pc})(1 - \alpha_\mu \Delta u)], \quad (8)$$

$$F/F_{max} = 1 - \alpha_\mu \Delta u, \quad (9)$$

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

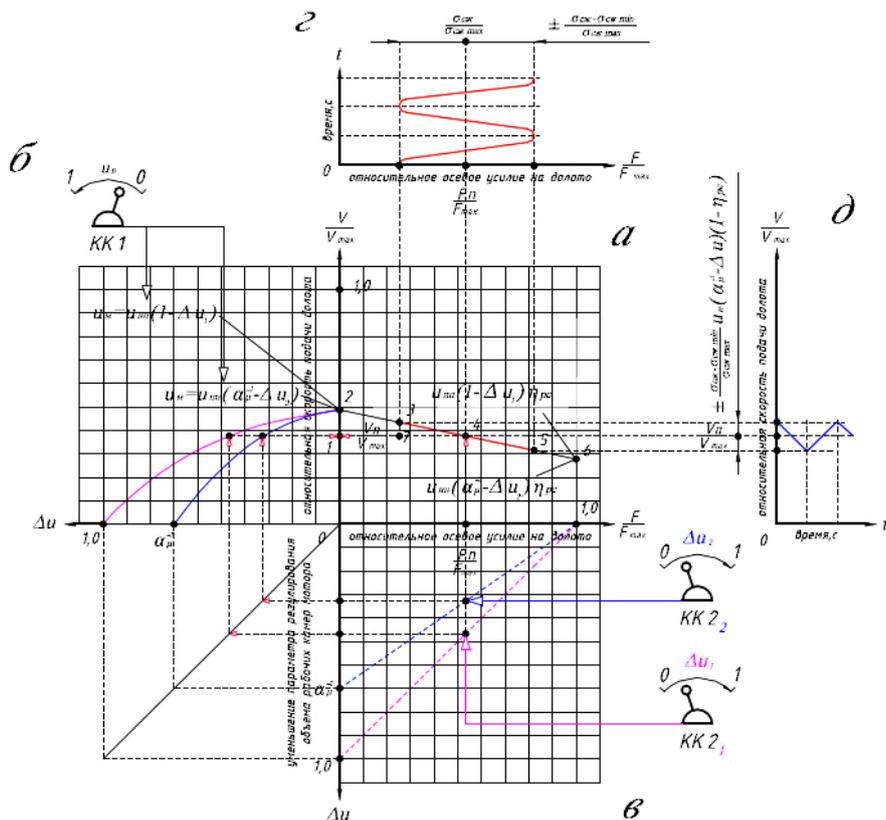


Рисунок 9 - Статические – а, б, в и динамические – г, д характеристики рекуперативного гидрообъемного привода подачи в режиме бурения.

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).

Для уяснения влияния стохастического изменения прочности буримой породы - $\sigma_{сж}$ на параметры традиционной и рекуперативной систем подачи бурового станка в режиме бурения определены относительные амплитуды колебаний: - осевого усилия подачи

$$A_{F_{TC(PC)}} = (\sigma_{сж} - \sigma_{сж min}) / \sigma_{сж max} = (\sigma_{сж max} - \sigma_{сж min}) / 2\sigma_{сж max}, \quad (10)$$

- скорости подачи долота в традиционной системе подачи

$$A_{V_{TC}} = 0,5(1 - \sigma_{сж min} / \sigma_{сж max}) u_n \eta_n, \quad (11)$$

- скорости подачи долота в рекуперативной системе подачи

$$A_{V_{PC}} = 0,25(1 - (\sigma_{сж min} / \sigma_{сж max})^2) u_n \alpha_{\mu}^{-1} (1 - \eta_{pc}), \quad (12)$$

По результатам сопоставительного анализа статических и динамических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи станка в режиме бурения (рис.10) установлено, что:

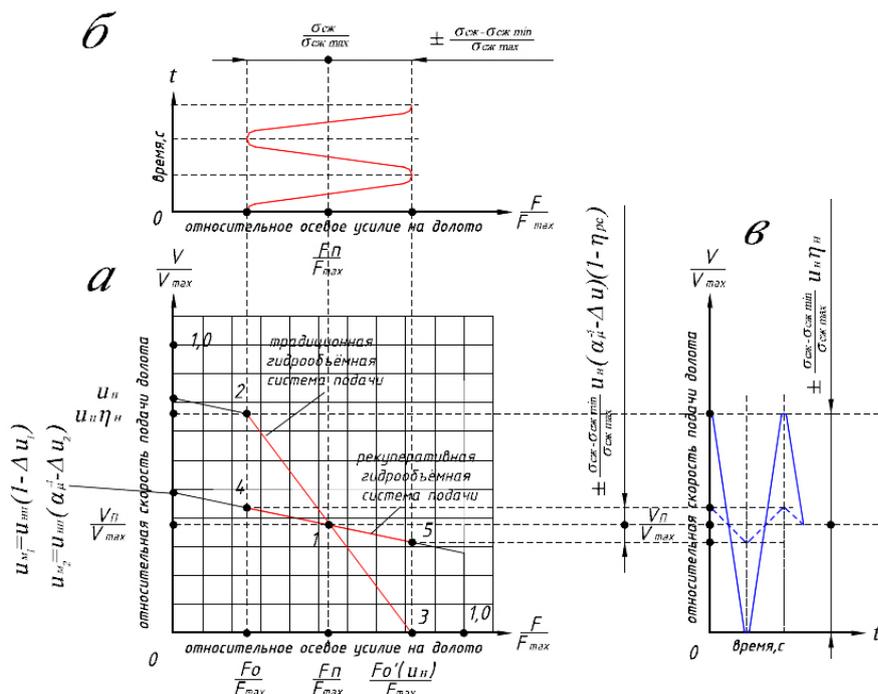


Рисунок 10 - Статические – а, и динамические – б, в характеристики традиционной и рекуперативной системы подачи бурового станка в режиме бурения.

- при бурении изотропных монолитов (точка 1 статической механической характеристики привода (рис.10 а)) 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; - при бурении анизотропной породы максимальная амплитуда относительной скорости бурения у бурового станка с рекуперативной системой подачи (линия 4-5 рисунка 10 а) практически на порядок меньше, чем у станка с традиционной (линия 2-3 рисунка 10 а), а амплитуды колебаний относительных скоростей и осевых усилий на долото определяются суммой податливостей: статических механических характеристик системы подачи, двухветвевое полиспаста и гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

Для уяснения влияния жесткости и демпфирования на динамичность бурения нами получено дифференциальное уравнение движения системы подачи бурового станка

$$m_{сп} \frac{d^2 x_d}{dt^2} + C_{сп} x_d + \mu_2 \frac{dx_d}{dt} = \Delta F \sin \omega_B t, \quad (13)$$

где x_d - обобщенная координата осевой деформации системы подачи, м; $m_{сп}$ - приведенная к долоту суммарная динамическая масса системы подачи, кг; $C_{сп}$ - 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; ω_c - собственная частота осевых колебаний долота, рад/с.

и установлена зависимость коэффициента динамичности системы подачи от её одно массовой амплитудно-частотной характеристики с учетом статической механической характеристики гидрообъемного привода:

$$k_{дп}(\omega_B/\omega_c) = 1 + \left(1 + \frac{A_{V_{TC}(PC)}}{V_{п}/V_{max}}\right) \left[\left(1 - \frac{\omega_B}{\omega_c}\right)^2 + \left(\frac{\mu_2 \omega_B}{m_{сп} \omega_c^2}\right)^2 \right]^{-0,5} / C_{сп}, \quad (14)$$

Моделированием коэффициента динамичности системы подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 в диапазоне отношения вынужденных и собственных частот $0 \leq \omega_B/\omega_c \leq 2,5$ (рис. 11) 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 (рис.11 а); - у рекуперативной системы подачи в резонансной зоне $1,0 \leq \omega_B/\omega_c \leq 1,078$ с 1,59 до 1,63 (рис. 11 б).

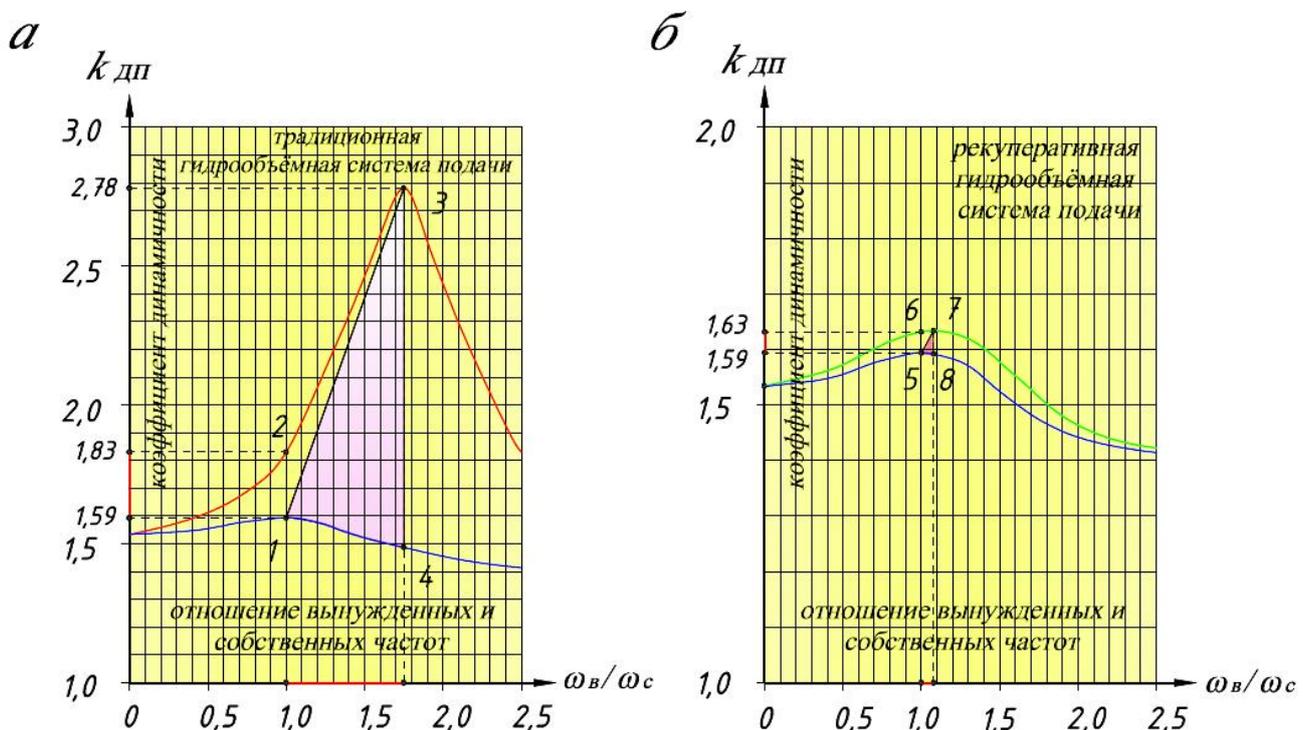


Рисунок 11 - Зависимость коэффициента динамичности - $k_{дп}$ традиционной - а и рекуперативной - б систем подачи бурового станка СБШ-250МНА-32 от отношения вынужденных и собственных частот - ω_B/ω_c .

Для установления влияния статических механических характеристик традиционной и рекуперативной систем подачи на динамику процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного долота в забой было выполнено

моделирование удельной скорости подачи по зависимости (1). Моделированием (рис. 12) установлено, что:

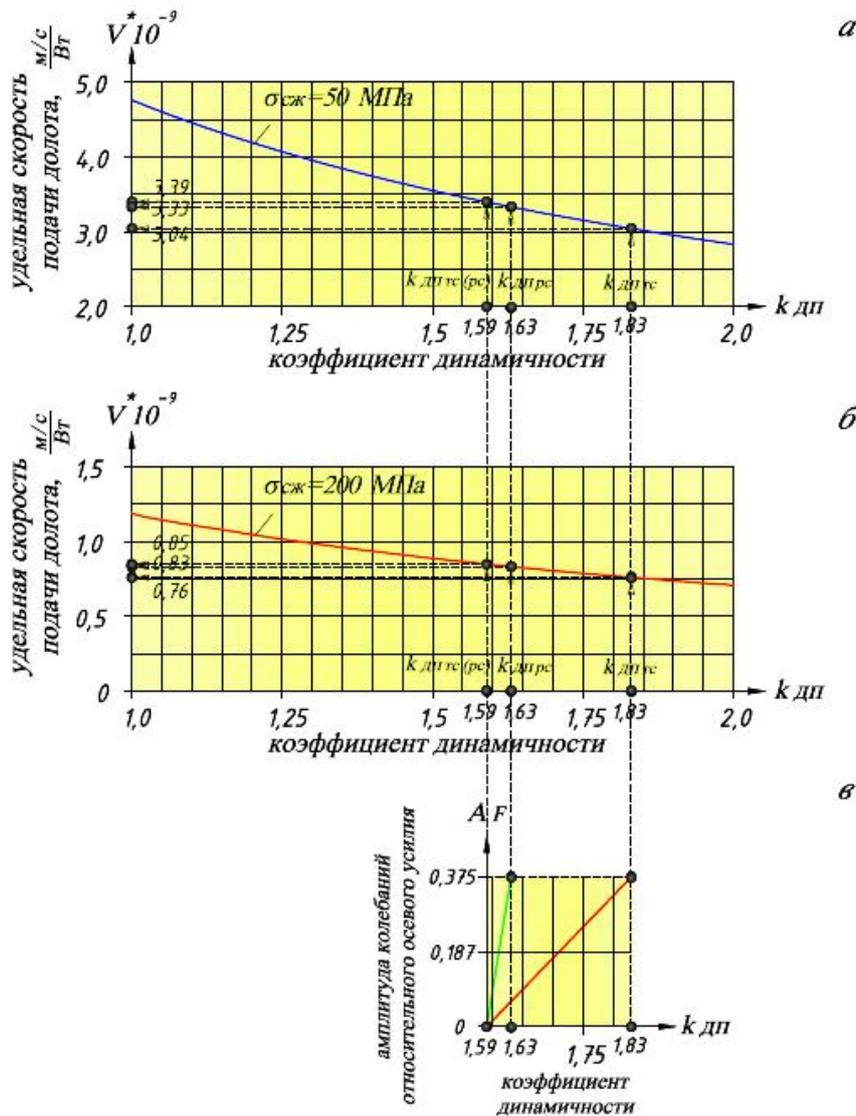


Рисунок 12 - Зависимость удельной скорости подачи долота от коэффициента динамичности - $k_{дп}$ традиционной и рекуперативной систем подачи для пород прочностью: $\sigma_{сж} = 50$ МПа - а и $\sigma_{сж} = 200$ МПа - б. Зависимость коэффициента динамичности - $k_{дп}$ от амплитуды колебаний относительного осевого усилия - A_F - в.

- 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 $A_F = 0,375$ (рис. 12 в) приводит к увеличению коэффициента динамичности бурового станка:
- с традиционной системой подачи с 1,59 до 1,83 (рис. 12 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%) (рис. 12 а), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,76 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт (на 10,6%) (рис. 12 б) соответственно;

- с рекуперативной системой подачи с 1,59 до 1,63 (рис. 12 в) 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 %) (рис. 12 а), а прочностью $\sigma_{сж} = 200$ МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,83 \cdot 10^{-9}$ (на 2,4 %) (м/с)/Вт (рис. 12 б) соответственно.

Анализ реализаций изменения скорости подачи долота во времени (рис.13) 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:

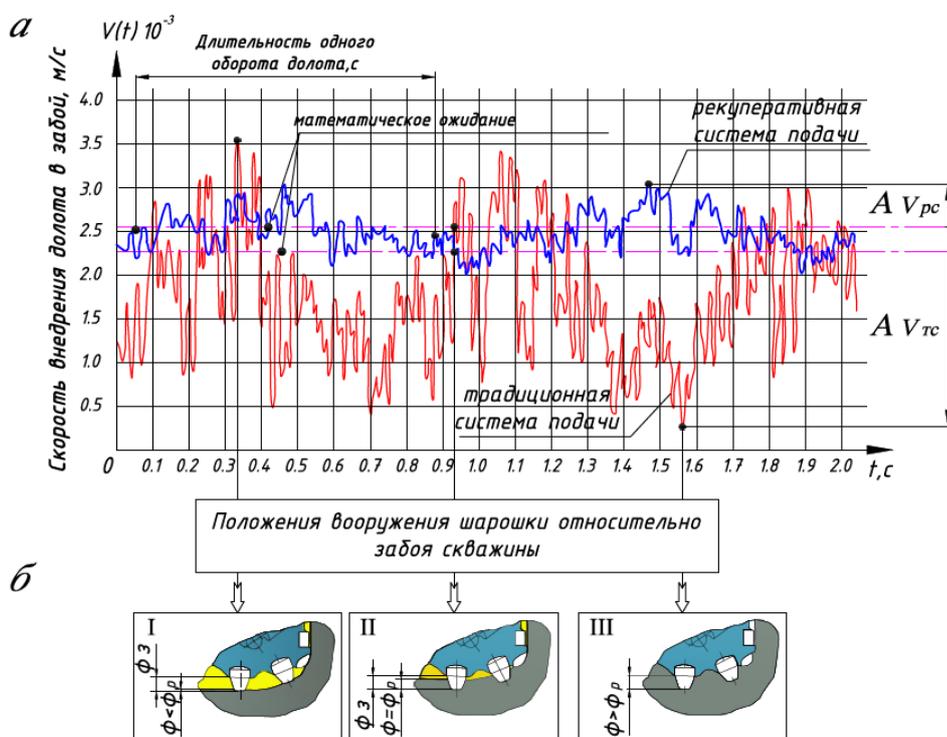


Рисунок 13 - Характерный фрагмент осциллограммы изменения скорости подачи долота во времени при бурении анизотропных (трещиноватых и слоистых) пород - а; положения твердосплавного вооружения шарошки долота относительно забоя скважины - б (ϕ_3 - высота твердосплавного вооружения шарошки; глубина внедрения: ϕ - фактическая; ϕ_p - рациональная).

- 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.

Следует отметить, что рекуперативная система подачи бурового станка при бурении анизотропных пород 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 (положение II рис. 13 б).

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. С учетом принятых допущений разработаны физическая и многопараметрическая математическая модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного долота в забой и установлены его кинематические и силовые характеристики.

2. 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.

3. Моделированием многопараметрической математической модели процесса внедрения дробяще-скалывающего трехшарошечного долота в забой - удельной скорости внедрения долота в породу от величины коэффициента динамичности системы подачи долота установлено что: - удельная скорость внедрения долота в породу не линейно убывает с увеличением коэффициента динамичности системы подачи долота, причем величина безразмерного коэффициента, характеризующего качество очистки скважины, не оказывает существенного влияния на уровень удельной скорости подачи 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 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.

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. 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 объёмов рабочих камер насоса и мотора; относительного осевого усилия подачи долота; относительной скорости подачи долота.

5. 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; 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 полиспада; гидроцилиндра подачи долота с пневмогидравлическими аккумуляторами.

6. 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 50 МПа удельная скорость бурения составляет $3,39 \cdot 10^{-9}$ (м/с)/Вт, а прочностью 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 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 50 МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,04 \cdot 10^{-9}$ (10,3%) (м/с)/Вт, а прочностью 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 50 МПа - с $3,39 \cdot 10^{-9}$ до $3,33 \cdot 10^{-9}$ (1,8%) (м/с)/Вт, а прочностью 200 МПа - с $0,85 \cdot 10^{-9}$ до $0,83 \cdot 10^{-9}$ (2,4%) (м/с)/Вт соответственно.

7. 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.

8. 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.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах, опубликованных:

в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях:

1. **Прасолов С.К.** Исследование жесткостных параметров системы подачи карьерного бурового станка/ Р.Ю. Подэрни, С.К. Прасолов // «Уголь», – М.: РПК ООО «ЦИТ», № 2, 2014. – С. 57 – 59.

2. **Прасолов С.К.** Исследование влияния конструктивных параметров на устойчивость гидрообъемных линейных двигателей – гидроцилиндров систем

подачи карьерных буровых станков/ В.Ф. Замышляев, С.К. Прасолов. // «Горная промышленность», № 2(114)/2014 – С. 118 – 122.

в научных сборниках и других изданиях:

3. 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.

4. Прасолов С. К. Система подачи бурового станка с рекуперативным гидрообъемным приводом/ Хромой М. Р., Прасолов С. К., Подэрни Р. Ю. // Научный вестник МГГУ. - 2012. - № 10 (31). - С. 75-85.

5. Прасолов С. К. Современное состояние конструкций карьерных буровых станков/ Замышляев В. Ф., Подэрни Р. Ю., Прасолов С. К. // Научный вестник МГГУ. - 2012. - № 12 (33). - С. 100-113.

6. 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; Мин–во обр. и науки РФ. Тамбов: Изд–во ТРОО «Бизнес–Наука–Общество», 2013, С. 90 – 92.

7. Прасолов С.К. Анализ кинематических и силовых параметров рекуперативного гидрообъемного регулируемого привода системы подачи карьерного бурового станка// Материалы международной научно–технической конференции «Современные техника и технологии горно-металлургической отрасли и пути их развития», Республика Узбекистан, г. Навои, 14 – 16 мая 2013 г. С. 224 – 227.

Подписано в печать 23 октября 2015 г.