

ИНЖЕНЕРНАЯ АКАДЕМИЯ КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ НАН КР

На правах рукописи

УДК 622.233

УДК 621.01

АШИРАЛИЕВ АБДИУМАМАТКАДЫР

**НАУЧНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЫБОРА
ПАРАМЕТРОВ ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ БУРОВЫХ
АГРЕГАТОВ**

Специальности: 05.05.06 – «Горные машины»
05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Бишкек 2002

Работа выполнена в Инженерной академии Кыргызской Республики, Институте машиноведения НАН КР, Жалал-Абадском государственном университете

Научные консультанты: доктор технических наук, профессор
Е.Б. Бексалов

доктор технических наук, профессор
С. Абдраимов

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Ю.М. Сосновский

доктор технических наук, профессор
А.М. Ткаченко

доктор технических наук, профессор,
С.У. Джолдасбеков

Ведущая организация-**Кыргызско-Российский (Славянский) Университет**

Защита состоится « 29 » ноября 2002 года в 14-00 часов на заседании Диссертационного совета 05.02.182 при Инженерной академии и Институте машиноведения Национальной академии Наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23.

С диссертацией можно ознакомиться в архивах Инженерной академии КР и Института машиноведения НАН Кыргызской Республики.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные гербовой печатью, просим направлять по адресу: 720055, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, Институт машиноведения НАН КР, Диссертационный совет.

Автореферат разослан « 2 » 10 2002 г.

Ученый секретарь Диссертационного
Совета 05.02.182, к.т.н., с.н.с.


А.О.Абидов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современных условиях многие технологические процессы в горнодобывающей промышленности, строительстве, машиностроении и других отраслях производства невозможно осуществлять без разрушения твердых горных пород и искусственных материалов.

Практика показывает, что процесс разрушения огромного объема горных пород при добыче полезных ископаемых и проведении геологоразведочных, строительных и дорожно-ремонтных работ не представляется возможным без применения буровзрывной технологии. Самой энергоемкой и трудоемкой работой при применении буровзрывной технологии является бурение шпуров и скважин.

Обработка горных пород или других крепких материалов бурением является сложным, многофакторным процессом. Буровой агрегат, осуществляющий процесс бурения, является сложной машиной, состоящей из нескольких самостоятельных механизмов и узлов. Каждый из этих узлов имеет свое функциональное назначение, для выполнения которых требуются определенные характеристики и выходные параметры.

Одним из таких узлов бурового агрегата является его бурильная машина, состоящая из бурильного, подающего механизмов и бурового инструмента. Бурильная машина бурового агрегата обеспечивает непосредственно процесс разрушения горной породы бурением. От параметров, характеристик и функциональных возможностей бурильной машины и зависит основные показатели бурильной машины, такие как производительность и рациональное энергопотребление.

Следовательно, существует **проблема** согласования параметров основных узлов бурильной машины и рационализации производительности бурения, использования энергии, отводимой для работы бурильной машины бурового агрегата. Определяющим в решении данной проблемы является параметры и характеристики подающих механизмов.

Из всех механизмов бурового агрегата, непосредственно участвующих в процессе разрушения горной породы наименьшую мощность имеет подающий механизм. Поэтому управление процессом и режимами бурения в практике в основном осуществляется с помощью подающего механизма. Кроме того, параметры подающего механизма также существенно влияют на функциональные возможности бурового агрегата при бурении различных видов шпуров и скважин.

Вышеуказанные обстоятельства дают основание сказать о том, что обобщение результатов исследований и разработка на их основе единой методологической основы обоснования и выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов, является **актуальнейшей проблемой**.

Цель работы. Целью данной работы является выявление основных факторов и установление закономерностей их влияния на интегральные показатели одномашинного бурового агрегата такие как: производительность бурения и степени полезного использования энергии, отводимой для работы основных узлов буровой машины, особо обращая внимание на параметры и характеристики подающего механизма, а также разработка цельную методологическую основу научно-обоснованного выбора рациональных параметров и характеристик подающих механизмов буровых агрегатов, с учетом выявленных факторов.

Задачи исследования. Для достижения вышеуказанной цели в работе необходимо было решение следующих задач:

- определение основных направлений разработки и создания буровых агрегатов на основе изучения объемов и видов буровых работ, необходимых для разведки запасов, добычи полезных ископаемых и строительных работ, предполагаемых осуществлять в Кыргызстане;
- выявление зависимостей производительности бурения от характеристик и параметров подающего механизма на примере одномашинных буровых агрегатов и установление предельных значений основных характеристик подающих механизмов, влияющих на производительность бурения;
- выявление соотношения мощностей между основными узлами бурового агрегата с целью разработки методов их рационального распределения между основными узлами буровой машины и оценки эффективности их использования в процессе бурения;
- разработка методики определения реальных значений скорости и усилия подачи, развиваемых подающим механизмом;
- разработка методики выявления мест потерь энергии в системе энергообеспечения подающего механизма и рекомендаций по их устранению;
- разработка методики анализа недостатков выбранного вида подающего механизма и рекомендаций по их устранению;
- разработка методики выявления избыточных связей винтовых механизмов и анализа их самоустраняемости;
- разработка методики выявления и устранения недостатков подающих механизмов, вызванных их конструктивным недостатком и несовершенством технологии их изготовления.

Основные положения, выносимые на защиту.

- методический подход к выявлению закономерностей влияния параметров и характеристик подающего механизма на интегральные показатели бурового агрегата в целом;
- методические основы экспериментального определения механических характеристик подающих механизмов;
- результаты экспериментальных исследований винтовых телескопических подающих механизмов буровых агрегатов МБА-1 и УБШ «Аскатеш»;

- методика оценки схем компоновки элементов буровой машины бурового агрегата и степени влияния компактности буровой машины на функциональные возможности бурового агрегата в целом;

- методы выявления пассивных связей винтовых подающих механизмов и технические решения по устранению избыточных связей винтовой пары подающего механизма, то есть, методы обеспечения самоустраняемости гайки винтовой пары.

Методы исследования. При выполнении работы использованы:

- аналитические и экспериментальные методы при разработке критериев сравнения и определении основных параметров подающего механизма;
- методы наблюдения и обобщения при выборе типа подающего механизма и испытания их в промышленных условиях;
- методы наименьших квадратов и регрессионного анализа при обработке результатов экспериментальных исследований;
- методы структурного анализа теории механизмов и машин при выявлении и устранении избыточных связей винтовых подающих механизмов.

Новизна данного исследования заключается в выявлении закономерностей влияния параметров подающих механизмов на интегральные показатели бурового агрегата такие как производительность бурения и степень полезного использования энергии, отводимой для работы буровой машины, а также разработка цельную методологическую основу научно-обоснованного выбора рациональных параметров и характеристик подающих механизмов буровых агрегатов, с учетом выявленных закономерностей.

В работе получены следующие основные результаты:

- впервые вопросы обоснования и выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов решены комплексно, с единой методологической позиции;
- уточнены критерии классификации и проведена классификация подающих механизмов по уточненным критериям;
- разработана методика сравнения различных типов подающих механизмов и выбора наиболее подходящего из множества их видов для конкретных условий эксплуатации;
- разработаны методологические основы и отдельные методики проверки, анализа и выбора конкретных параметров, отобранных для конкретных условий, подающих механизмов буровых агрегатов.
 - с учетом особенностей принципиальных и конструктивных схем, системы энергообеспечения, и в зависимости от требований потребителей;
 - как с позиции обеспечения рациональных режимов бурения, так и расширения функциональных возможностей бурового агрегата в целом для конкретных условий эксплуатации;
- впервые оценены винтовые подающие механизмы буровых агрегатов на наличие избыточных (пассивных) связей, выявлены типы вредных воздействий избыточных связей на параметры подающего механизма и най-

дены технические решения, устраняющие выявленные вредные воздействия.

Научная ценность работы заключается в разработке научно-методического подхода к обоснованному выбору параметров и характеристик подающих механизмов буровых агрегатов и системы их энергообеспечения.

Практическая ценность. Работа носит теоретическо-прикладной характер. Ее результаты в практике использованы:

- при разработке, изготовлении опытного образца, экспериментальном исследовании бурового агрегата МБА-1 «Аскатеш» с расширенной функциональной возможностью, который служил базовой моделью для серийного производства;
- при разработке, изготовлении опытных образцов, экспериментальном исследовании и подготовке к серийному производству буровых агрегатов семейства УБШ «Аскатеш» с расширенной функциональной возможностью, которые серийно изготавливаются на Кузнецком машиностроительном заводе (г. Новокузнецк РФ) и в настоящее время.

- буровые агрегаты УБШ «Аскатеш» могут быть использованы в нетрадиционных областях применения такие как: ликвидация последствий стихийных бедствий, профилактика и предупреждение оползневых явлений и другие благодаря их широкой функциональной возможности

Результаты данной работы могут быть использованы специалистами не только горного машиностроения, но и специалистами следующих отраслей:

- при разработке новых, совершенствовании существующих машин с гидравлическим и пневматическим приводами, предназначенных для строительства, дорожно-ремонтных работ, где используется виброударные эффекты и процесс разрушения крепких материалов ударом, срезанием, расколом;
- научными работниками в развитии теории горного машиностроения, приводов и систем управления, в теории механизмов и машин.

Апробация результатов работ. Результаты работ обсуждены и апробированы в работах следующих конференций и мероприятий: VII, VIII, IX Республиканские конференции молодых ученых (Фрунзе, 1985, 1986, 1988); Всесоюзный семинар специалистов угольной промышленности СССР (Кемерово, 1987, Российская Федерация); «Разработка и внедрение средств комплексной механизации и автоматизации проведения горных выработок» (Рудный, 1987, Республика Казахстан); «Вибрационная техника» (Тбилиси, 1987 Грузинская Республика); Семинары по угольному машиностроению Кузбасса (Кемерово, 1989, 1991 Российская Федерация); «Проблемы экологии и природопользования горных территорий» (Жалал-Абад, 1995); «Механизмы переменной структуры и вибрационные машины» (Бишкек, 1995); «Ошский оазис на стыке континентов и цивилизаций» (Ош, 1997); Конференции: посвященной 50 летию Жалал-Абадского зооветеринарного техникума (Жалал-Абад, 1997); 200 летию А.С.Пушкина (Бишкек, 1999); «История,

культура и экономика юга Кыргызстана» (Ош, 2000); Конференция, посвященная I съезду Инженеров Кыргызстана и 10 летию образования Инженерной академии КР (Бишкек, 2001); Ежегодные семинары научно-инженерного центра «Импульс» (ныне Института Машиноведения НАН КР, Фрунзе – Бишкек, 1976 – 1991); Заседания научно-технического Совета Кузнецкого машиностроительного завода (Новокузнецк, 1986 – 1991, Российская Федерация); Семинары научно-технического Совета Инженерной академии КР (Бишкек, Жалал-Абад, 1992 – 2002); Семинары кафедры механики Жалал-Абадского государственного университета. (Жалал-Абад, 1994 – 2002).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 30 работах, список которых приведены в конце работы. В работах, выполненных в соавторстве О.Д.Алимовым, С. Абдраимовым, Е.Б. Бексаловым, С.С. Искеновым, им принадлежат постановка задач, а автору – их решения. Остальными соавторами или выполнены работы, относящиеся другим ответственным узлам буровых агрегатов, или совместно выполнены работы по проведению стендовых, промышленных испытаний опытных образцов, выявлению традиционных и новых, нетрадиционных областей применения разработанных буровых агрегатов.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литератур из 93 наименований и приложения. Объем работы составляет 185 страниц текстовой части, набранной в текстовом редакторе MS Word, 47 рисунков, и 19 таблиц и приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В работе проведен анализ объемов буровых работ, которые предполагаются осуществлять в странах СНГ и Кыргызстане в ближайшей перспективе, с целью определения направления создания буровых агрегатов. Обобщены результаты научно-исследовательских работ по подающим механизмам буровых агрегатов и впервые разработана цельная методическая основа обоснованного выбора параметров и характеристик подающих механизмов, удовлетворяющих тем или другим требованиям условий эксплуатации.

Особое внимание уделяется исследованию механических характеристик подающих механизмов, которые в основном и определяют возможности обеспечения рациональных режимов бурения для тех или других условий. Впервые введены понятия «идеальная» и «реальная» механические характеристики подающего механизма и предложены оригинальные методы их построения и сравнения. Эти методы дают разработчику возможность подобрать наиболее подходящие приводные двигатели механизма подачи с точки зрения обеспечения рациональных режимов бурения для конкретных условий.

Установлено, что, хотя и мощность, потребляемая подающим механизмом составляет незначительную часть полной мощности бурового агрегата, характеристика подающего механизма является определяющим при выборе рациональных режимов бурения.

Выявлены закономерности влияния характеристик подающего механизма на интегральный показатель бурового агрегата – его производительность для одномашинного бурового агрегата с расширенными функциональными возможностями и степени полезного использования энергии, подводимой к приводам подающего механизма и других узлов бурильной машины.

Практика показала, что не менее важным является выбор конструктивных схем, частных конструктивных элементов подающего механизма, которые в отдельных случаях существенно влияют на функциональные и технологические возможности бурового агрегата в целом. Поэтому в данной работе также разработана методика сравнительного анализа конструктивных параметров подающих механизмов, которая дает возможность обоснованного выбора из нескольких видов подающих механизмов наиболее подходящего для конкретных условий эксплуатации.

В работе впервые сделана попытка, рассмотреть с единых методических позиций выбор параметров подающих механизмов буровых агрегатов различного принципа действия и вида.

Практика эксплуатации разработанных с участием автора буровых агрегатов типа УБШ в течение 10 лет подтвердила правильность научных выводов, сделанных по результатам проведенных исследований.

Первая глава состоит из шести параграфов. В первом параграфе анализированы объемы буровых работ, проводимых в Кыргызской Республике странах СНГ, определены перспективные объемы буровых работ в Кыргызской Республике. Выявлены, что в процессе проведения горных работ и некоторых видов работ в строительстве бурение осуществляется не только для взрывных работ, но и для инженерных целей в стесненных условиях подземных выработок малых сечений и ограниченного пространства внутри строительных объектов.

Во втором параграфе на основе обобщения опыта создания и эксплуатации буровых агрегатов определены основные три направления создания буровых агрегатов для эффективного осуществления выявленных объемов буровых работ как для условий горнодобывающих предприятий Кыргызской республики, так и стран СНГ.

В третьем параграфе выявлена общая зависимость производительности бурения от механической скорости бурения и скорости отвода бурильного механизма после завершения бурения шпура или скважины. Установлены рациональные значения механической скорости бурения и скорости отвода бурильного механизма, а также предельные возможности бурового агрегата в обеспечении производительности бурения в зависимости от способа бурения.

На рис.1 представлена зависимость производительности бурения от механической скорости бурения и скорости отвода бурильной машины назад для одномашинного бурового агрегата, построенная с использованием следующей формулы:

$$Q_m = 60 \left[\left(\frac{1}{K_0 \cdot n \cdot V_6} + \frac{1}{K_0 \cdot n \cdot V_{OX}} \right) + T_k + T_{MAN} \right]$$

Как видно, наибольший прирост технической производительности бурения достигается при обеспечении механической скорости бурения « V_6 » от 1,0 до 3,5 м/мин. Дальнейшее увеличение механической скорости бурения не приводит к существенному повышению производительности бурения. Следовательно, с точки зрения повышения технической производительности рациональным является достижение механической скорости бурения от 1,0 до 3,5 м/мин. Видно, что один из главных составляющих механической характеристики – **скорость подачи** имеют узкий предел рациональных значений.

В четвертом параграфе на основе обобщения исследований по режимам бурения выявлены закономерности изменения производительности бурения буровыми агрегатами в зависимости от условий, создаваемых подающими механизмами, как для ударно-поворотного, так и вращательного, вращательно-ударного способов бурения.

Выше было отмечено, что один из главных составляющих механической характеристики – **скорость подачи** имеют узкий предел рациональных значений. Следовательно, другая главная составляющая – **усилие подачи** должен иметь более широкий предел. Установлено, что в действительности для обеспечения вращательно-ударного режима бурения необходимы усилия подачи 8,0–15,0 кН. Причем, верхний предел ограничен стойкостью современных материалов, из которых изготовлены буровые инструменты. В случае нахождения новых инструментальных материалов верхний предел усилия подачи может быть значительно повышен. Такой широкий предел необходимого усилия подачи превращает данную характеристику в основной инструмент при подборе того или другого режима бурения.

В материалы пятого параграфа включены результаты исследований по определению оптимальных значений скорости отвода бурильного механизма. Приведены методики расчетных работ по обеспечению необходимого количества энергоносителя для обеспечения рациональных скоростей отвода бурильного механизма после завершения бурения каждого шпура или скважины для одно-машинных буровых агрегатов, оснащенных винтовыми или гидropоршневыми подающими механизмами.

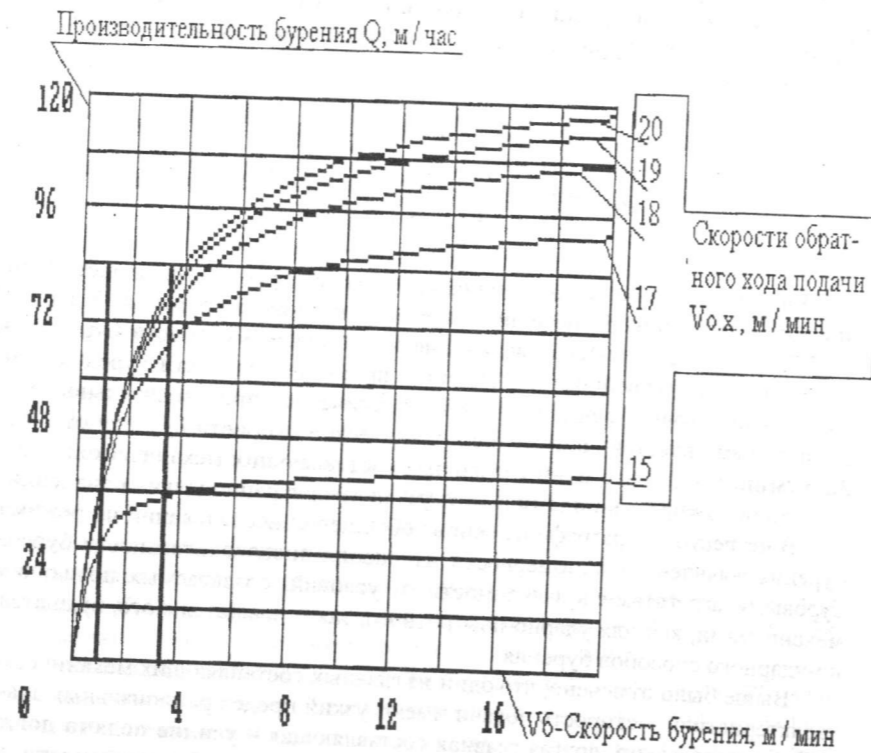


Рис. 1. Зависимость производительности бурения одномашиного бурового агрегата от скорости бурения и от отвода бурильного механизма

Из рис. 1 также видно, что при обеспечении скорости бурения от 1,0 до 3,5 м/мин рациональной скоростью отвода бурильного механизма является от 17 до 20 м/мин. Исходя из этого, исследователи и разработчики должны искать технические решения, которые бы обеспечили требуемые скоростные характеристики подающего механизма.

В последнем, шестом параграфе проведен анализ соотношений мощностей между основными узлами бурильной машины, выполненных на основе обобщения технических характеристик современных буровых агрегатов, выпускаемых ведущими фирмами мира и разработчиками стран СНГ. Подтверждено, для управления режимом бурения приходится работать на искусст-

венных механических характеристиках основных узлов бурильной машины. Доминирующим при этом является подающий механизм, имеющий самую маленькую мощность из всех узлов бурильной машины, так как при работе на искусственных механических характеристиках часть энергоносителя уходит не совершая полезную работу. Доказано, что хотя и подающий механизм имеет незначительную мощность он является доминирующим в подборе режимов бурения и рациональном использовании энергии, потребляемой другими узлами бурильной машины.

Материалы второй главы, состоящей из четырех параграфов, посвящены обобщению конструктивных схем подающих механизмов их классификации и выявлению рациональных режимов бурения по предлагаемой методике и методологической основе выбора механических характеристик подающих механизмов для обеспечения рациональных режимов бурения. Предложенная классификация дает возможность иметь представления об особенностях существующих видов подающих механизмов для последующего выбора того или другого их вида, исходя из целей и поставленных конкретных задач.

В материалах первого параграфа внесены уточнения к признакам классификации подающих механизмов и проведено их классификация с учетом внесенных уточнений.

Во втором параграфе раскрыта сущность понятия «рациональный режим бурения» и роли подающего механизма в обеспечении данного режима бурения. Подтверждено, что основным параметром механической характеристики подающего механизма, участвующим в управлении режимом бурения является характер изменения усилия подачи.

В третьем параграфе, на основе созданных математических моделей бурильной машины, проведенных ведущими исследователями ранее, разработана методика выбора рациональных режимов бурения. Разработанная методика дает возможность выявить предельные возможности не только подающих механизмов но и других основных узлов бурильной машины в обеспечении различных режимов бурения.

В четвертом параграфе предложена методика синтеза идеальной механической характеристики подающего механизма исходя из ранее выявленных закономерностей зависимости скорости бурения от усилия подачи для различных способов бурения и требований к рациональным скоростям отвода бурильной машины после завершения бурения каждого шпура и скважины. Предлагаемая методика синтеза механические характеристики подающих механизмов для различных способов бурения позволяют конструктору выбирать приводы подачи, обеспечивающие высокие механические скорости бурения и меньшие потери вспомогательного времени, а также энергии, т.е. выбирать рациональные режимы бурения.

В качестве примера на рис. 2 приведена «идеальная» механическая характеристика подающего механизма для вращательного и вращательно-

ударного способов бурения для случая бурения породы крепостью 12 ед., буровым инструментом диаметром 40 мм.

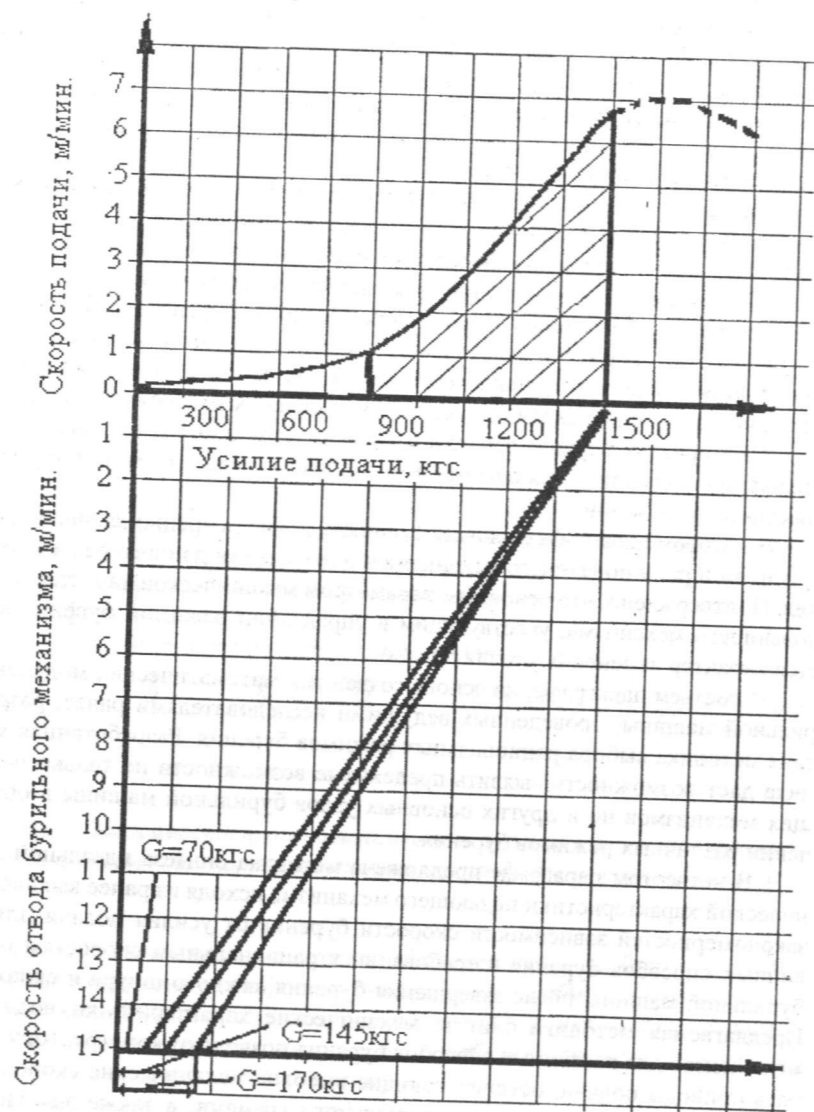


Рис. 2. Идеальная механическая характеристика подающего механизма для вращательно-ударного способа бурения.

Видно, что независимо от способа бурения «идеальная» механическая характеристика подающего механизма состоит из двух зон: зоны, необходимой для обеспечения процесса бурения (над осью абсциссы); зоны, относящейся к ускоренному отводу бурильного механизма (зона под осью абсциссы в зеркальном отражении относительно оси ординат).

В практике очень трудно синтезировать приводы подачи, которые бы повторяли по форме «идеальную» механическую характеристику подающего механизма. С целью выяснения, в какой степени удовлетворяет требованиям «идеальной» механической характеристики тот или иной подающий механизм, необходимо построить их «реальные» механические характеристики и сопоставить их с «идеальной» характеристикой. Данную задачу невозможно выполнить без проведения экспериментальных исследований.

Поэтому следующей задачей данного исследования являлась разработка методики экспериментальных исследований подающих механизмов и построение «реальной» механической характеристики конкретного подающего механизма, определение степени его соответствия требованиям «идеальной» характеристики.

В третьей главе, состоящей из четырех параграфов, приведены методики и результаты экспериментальных исследований подающих механизмов и системы их энергообеспечения на примере конкретных буровых агрегатов.

В первом параграфе раскрыта сущность методики экспериментального определения параметров механической характеристики подающего механизма, путем косвенного измерения с помощью датчиков давления, тахогенератора и специальной регистрирующей аппаратуры и приборов, установленных на специальном нагрузочном гидроцилиндре. Результаты экспериментальных испытаний приведены на примере подающего механизма бурового агрегата МБА-1 «Аскатеш».

В материалах второго параграфа отражена сущность методики оценки предельных возможностей системы энергообеспечения подающего механизма на примере конкретного бурового агрегата в обеспечении параметров механической характеристики подающего механизма. Данная методика дает возможность обоснованно выбирать наиболее подходящего вида приводного двигателя для подающего механизма, работающего от гидростанции и системы энергокоммуникаций, на котором проведены экспериментальные работы. На рис. 3. приведены схемы экспериментальных исследований системы энергообеспечения подающего механизма бурового агрегата как с помощью гидроаппаратур (а) так и тормозного устройства (б), имитирующего нагрузку на вал гидродвигателя подачи. Использование данных схем можно определить проливочную характеристику гидродвигателя подачи в виде, приведенной на рис. 4. Данная характеристика является исходным материалом для синтеза механической характеристики подающего механизма, работающего от этой системы энергообеспечения.

Третий параграф посвящен раскрытию сущности оригинального графоаналитического метода синтеза механической характеристики подающего механизма, исходя из предельных возможностей системы их энергообеспечения. В данном параграфе предлагается оригинальная методика экспериментального построения реальной механической характеристики с использованием экспериментальных результатов, полученных при построении проливочной характеристики системы энергообеспечения подающего механизма бурового агрегата.

Под механической характеристикой подающего механизма понимается семейство кривых, построенных в виде зависимости скорости подачи бурового инструмента от создаваемого осевого усилия сопротивления, т.е. $V = f(F)$. Для построения данной зависимости первоначально экспериментальным путем, должны быть определены следующие исходные зависимости и известны следующие данные:

- зависимость $Q = f(P)$, т.е. зависимость расхода Q энергоносителя от создаваемого давления P в тракте системы энергообеспечения приводного двигателя подачи;

- $V = f(Q)$ - расчетная зависимость скорости подачи V от расхода Q энергоносителя (сжатого воздуха или жидкости) в системе энергообеспечения двигателя подачи;

- $F = f(P)$ - график зависимости усилия подачи F от давления энергоносителя в рабочей камере двигателя подачи, построенный путем использования расчетных данных.

При построении реальной механической характеристики подающего механизма необходимо выполнение работ в следующей последовательности:

- исходный материал - график зависимости $Q = f(P)$ размещается в левом верхнем углу формата;

- справа от исходного материала в таком же масштабе приводится зависимость в $V = f(Q)$;

- под исходным материалом, в том же масштабе размещается график зависимости $F = f(P)$;

- в нижнем правом углу формата строится механическая характеристика подающего механизма в виде графика $V = f(F)$ путем переноса соответствующих точек исходного графика $Q = f(P)$ через графики зависимости $V = f(Q)$ и $F = f(P)$.

Данный метод может служить эффективным инструментом как для специалистов, разрабатывающих новые буровые агрегаты, так и для конструкторов изготовителей в процессе проведения расчета кинематических параметров, при подборе приводов подачи, для машин работающих от данной системы энергообеспечения, а также для потребителей при диагностировании состояний вновь приобретенных буровых агрегатов.

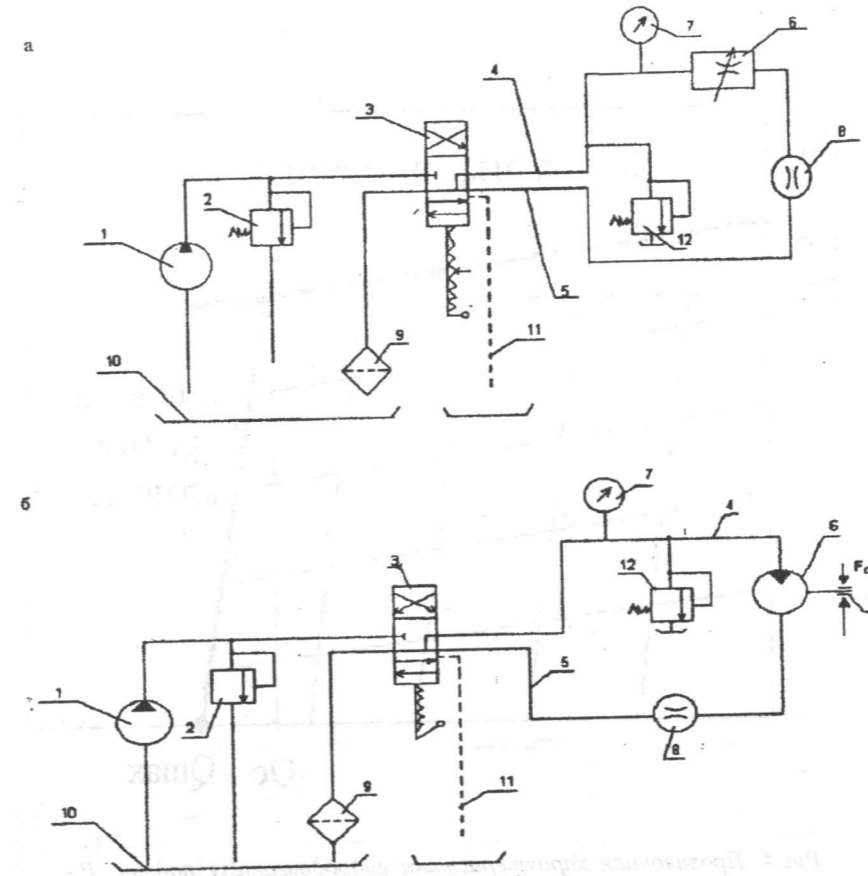


Рис.3. Схема экспериментальных исследований системы энергообеспечения подающего механизма бурового агрегата: а - с помощью нагрузочного дросселя, б - с помощью механического тормозного устройства; 1- насос, 2- клапан предохранительный, 3- распределитель, 4,5- магистрали напорная и сливная, 6- дроссель, 7- манометр, 8- расходомер, 9- фильтр, 10- емкость, 11- магистраль дренажная, 12 клапан редуционный, 13- тормоз колодочный.

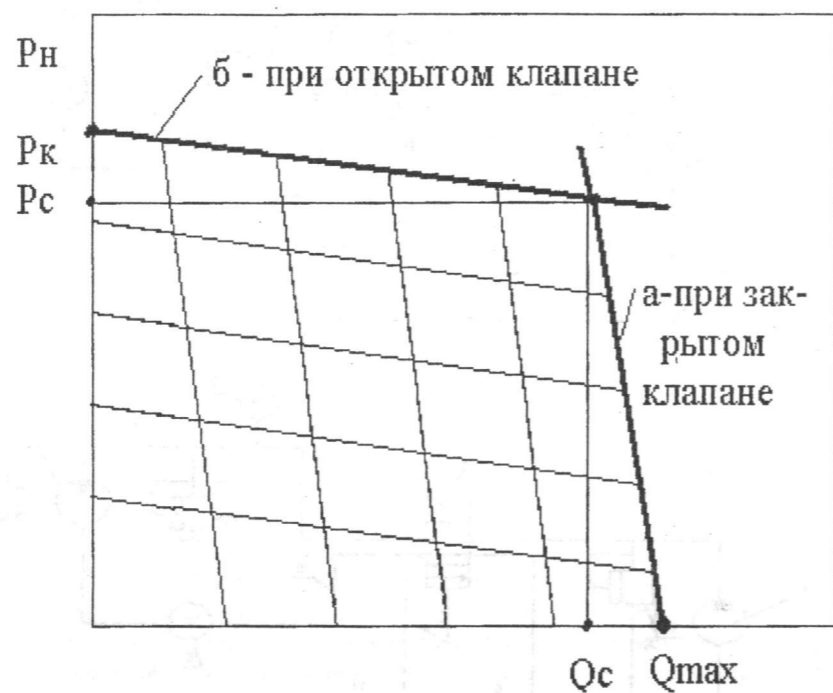


Рис.4. Пролиточная характеристики гидродвигателя подачи: P_k - давление в упоре, P_c - давление с учетом потерь, Q_{max} - максимальный расход без нагрузки, Q_c - расход с учетом потерь.

В четвертом параграфе раскрыта сущность методики сравнительного анализа механической характеристики конкретного подающего механизма с идеальными характеристиками. На рис 5. приведен пример использования данной методики при подборе приводов подачи буровых агрегатов семейства УБШ «Аскатеш» с расширенными функциональными возможностями.

Из сопоставленных графиков (рис.5 а,б) видно, что оба типа двигателя дают механические характеристики, которые имеют запас по обеспечению усилия подачи, но ни один не обеспечивает необходимой скорости отвода бурового механизма. Можно сделать вывод, что подающий механизм с гидродвигателем МГП-80 удовлетворяет требованиям «идеальной» характеристики в большей степени, чем с гидродвигателем типа МГП-125. Меха-

низм с гидродвигателем МГП-125 при номинальном давлении 15 МПа имеет излишний запас по усилиям подачи (до 28 кН), но может развивать скорость отвода бурового механизма только до 7,7 м/мин, тогда как требуется с 17 до 20 м/мин. То есть, остается непокрытой значительная часть зоны «идеальной» характеристики. При использовании же гидродвигателя типа МГП-

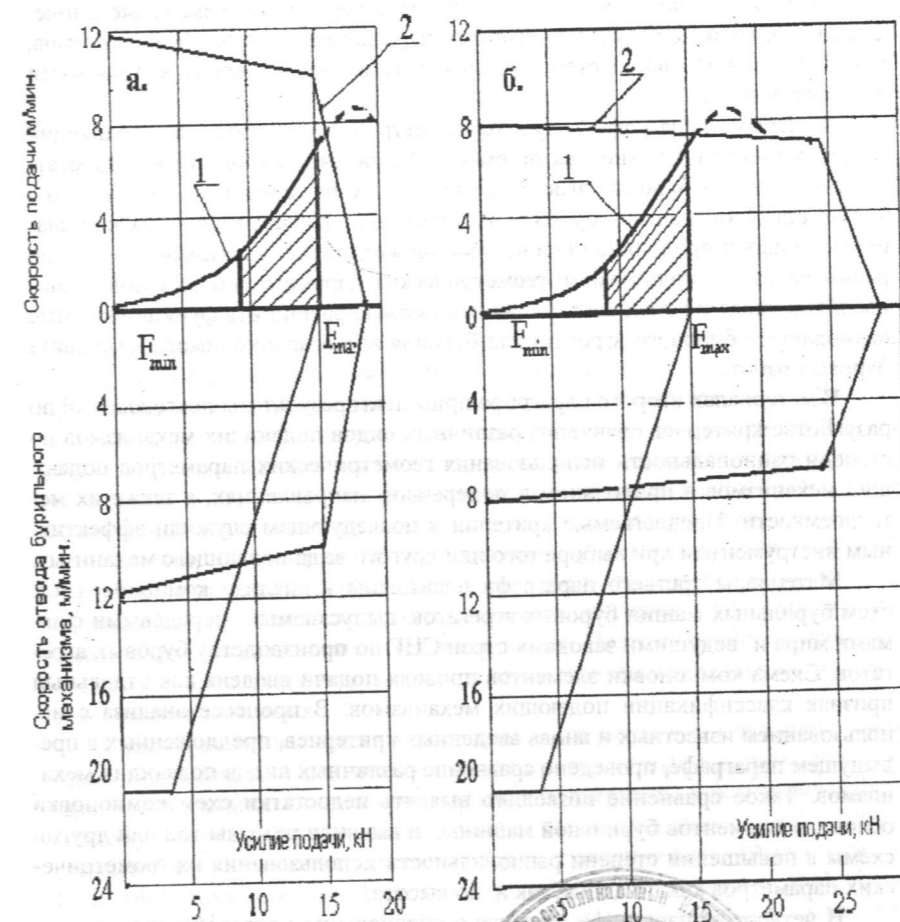


Рис.5. К сопоставлению реальной механической характеристики подающего механизма с идеальной, на примере подающего механизма агрегата УБШ-215 «Аскатеш»: а - с гидродвигателем МГП-80, б - с гидродвигателем МГП-125, 1 - линии идеальной характеристики, 2 - линии реальной характеристики.

80 подающий механизм обеспечивает максимальные усилия подачи 17,5 кН и скорость отвода до 12 м/мин, что в лучшем, чем у двигателя МТП-125, но недостаточно для удовлетворения требований «идеальной» характеристики. Следующий из типоразмерного ряда двигателей не удовлетворяет по усилиям подачи. Следовательно, необходимо искать решения повышающие скорости отвода бурильного механизма до 20 м/мин.

Четвертая глава состоит из шести параграфов и посвящена методическим основам выбора конструктивных параметров подающих механизмов, которые в значительной степени влияют на технологические возможности бурового агрегата.

В первом параграфе изучены геометрические параметры подающих механизмов как по длине, так по высоте. Выявлено, что одним из недостатков современных буровых агрегатов является их исполнение для выполнения только одной операции – бурение взрывных шпуров, параллельных или слабонаклонных к продольной оси подземной выработки. Установлено, что при рациональном использовании геометрических параметров бурильной машины, в том числе и подающего механизма, можно расширить функциональные возможности бурового агрегата для бурения всего необходимого комплекта буровых работ.

В материалах второго параграфа приведены результаты исследований по разработке критериев сравнения различных видов подающих механизмов по степени рациональности использования геометрических параметров подающих механизмов в продольном и поперечном направлениях, а также их металлоемкости. Предлагаемые критерии в последующем служили эффективным инструментом при выборе того или другого вида подающего механизма.

Материалы третьего параграфа посвящены к анализу компоновочных схем бурильных машин буровых агрегатов, выпускаемых передовыми фирмами мира и ведущими заводами стран СНГ по производству буровых агрегатов. Схема компоновки элементов привода подачи введена как отдельный признак классификации подающих механизмов. В процессе анализа с использованием известных и вновь введенных критериев, предложенных в предыдущем параграфе, проведено сравнение различных видов подающих механизмов. Такое сравнение позволило выявить недостатки схем компоновки основных элементов бурильной машины, и выявили резервы той или другой схемы в повышении степени рациональности использования их геометрических параметров как по длине, так и по высоте.

В четвертом параграфе проведено обоснование целесообразности применения винтовых подающих механизмов. Проведено сравнение подающих механизмов и обоснованный выбор типа подающего механизмов для многофункциональных буровых агрегатов типа МБА-1 «Аскатеш» и УБШ-214. Для условий поставленных задач, по всем сравниваемым параметрам одинаковые показатели имели винтовые и гидропоршневые подающие механизмы. По ре-

зультатам проведенного анализа рекомендовано, что при таких случаях, предпочтение должно отдаваться традициям и технологическим возможностям завода изготовителя, где планируется изготовление разработанного бурового агрегата. Учитывая традиции Кузнецкого машиностроительного завода, имеющий большой опыт и установившиеся традиции по изготовлению винтовых подающих механизмов, где предполагалось серийное изготовление буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» был выбран винтовой тип подающего механизма.

В пятом параграфе проведен анализ недостатков уже выбранного типа – винтового подающего механизма и раскрыты содержания новых технических решений, которые позволили устранить существующие недостатки винтовых подающих механизмов. Доказано, что главным недостатком винтовых подающих механизмов является интенсивный износ гайки винтовой пары и провисание длинных ходовых винтов. Разработаны следующие две рекомендации по устранению указанных недостатков:

- уменьшение длин ходовых винтов за счет телескопического исполнения направляющих балок подающего механизма;
- решение задачи самоустанавливаемости гайки винтовой пары или опор ходовых винтов подающего механизма.

В завершающем, шестом параграфе проведен анализ самоустанавливаемости винтовой пары винтового подающего механизма бурового агрегата с использованием методов теории механизмов и машин. Выявлены количества избыточных (пассивных) связей и разработаны рекомендации по устранению их вредных воздействий, предложены новые принципиальные схемы устранения избыточных связей винтовых самоустанавливаемых механизмов.

Результатами длительной эксплуатации буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» в шахтных условиях Кузбасса было выявлено, что одной из путей уменьшения интенсивности износа элементов винтовой пары является применение самоустанавливающихся механизмов. Поэтому возникла необходимость обобщения теоретических основ самоустанавливающихся механизмов, в том числе и винтовых.

Самоустанавливающиеся механизмы – это механизмы без избыточных (пассивных) связей. Практика эксплуатации различных видов машин показала, что механизмы с лишними связями подвержены усиленному износу. Поэтому для реальных механизмов вопрос выявления лишних (избыточных) связей имеет существенное значение. После появления работ [Артоболевский И.И., 1966, Кожевников С.Н., 1979, Озол О.Г., 1964, Решетов Л.Н., 1979], вопросам устранения лишних связей в механизмах уделяется большое внимание. В этих исследованиях проблема проанализирована в широком аспекте и рекомендованы различные пути выявления избыточных связей.

Известно, что структурная формула, предложенная в работах [Кожевников С.Н., 1979, Озол О.Г., 1964] дает возможность определить число избы-

точных связей q через степень подвижности w , число контуров k и сумм подвижностей кинематических пар f .

$$q = w + 6k - f$$

где

$$f = p_5 + 2p_4 + 3p_3 + 4p_2 + 5p_1$$

Винтовые подающие механизмы буровых агрегатов являются одновинтовыми и одноконтурными ($k=1$). Тогда из выражения находим сумму подвижностей кинематических пар f , при которой $q=0$. Такое условие удовлетворяется при $f=1+6=7$, если $w=1$. То есть, в винтовых подающих механизмах, выполненных по схеме, указанной на рис.6, чтобы избавиться от вредного влияния избыточных связей его конструкцию необходимо изменить так, чтобы число подвижностей должно быть не менее семи, т.е. $f \geq 7$.

Винтовые подающие механизмы буровых агрегатов в основном выполнены по схеме, изображенной на рис. 6. Ведущим звеном является ходовой винт, совершающий вращательное движение относительно стойки (подшипниковые пары опор – пара пятого класса), а ведомым – гайка вместе с салазками бурового механизма, совершающая поступательное перемещение по направляющей (пара пятого класса). То есть, указанный винтовой механизм имеет $n=2$, $p_5=3$, $w=1$. Тогда число избыточных связей для этих механизмов равно $q = w - 6n + 5p_5 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 4$.

Для определения числа избыточных связей q , кроме вышеприведенного метода, можно воспользоваться также и формулой А.П. Малышева

$$q = w - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1$$

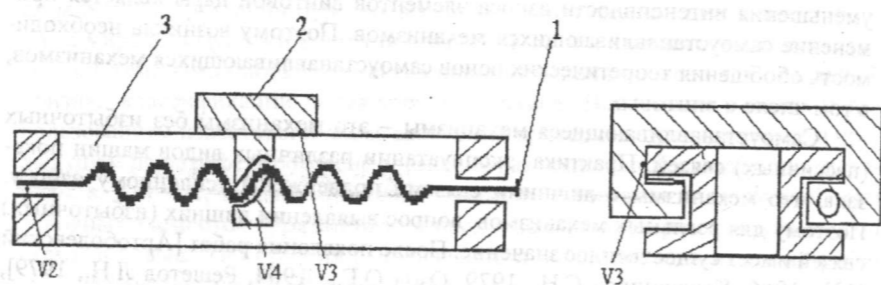


Рис. 6. К определению избыточных связей винтовых подающих механизмов: 1- винт ходовой, 2- гайка винтовой пары с салазками, 3- балка направляющая

где w - степень подвижности механизма; n - число подвижных звеньев; p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 - число кинематических пар соответственно пятого, четвертого, третьего, второго и первого классов $q = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 3 = 4$

Видно, что число избыточных связей при расчете методом А.П. Малышева также равно четырем. Далее необходимо было проанализировать, к каким нежелательным явлениям могут привести эти 4 избыточные связи и выявить пути их устранения.

Выявлены, что указанные четыре избыточные связи вызывают следующие дополнительные требования:

- точное совпадение оси гайки с осью ходового винта в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- точное соблюдение параллельности продольной оси ходового винта и направляющими салазок бурового механизма в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Практикой доказано, что, если даже строго удовлетворены вышеуказанные требования в процессе изготовления винтового подающего механизма, то при износе направляющих и их подтягивания неизбежно смещение продольной оси гайки винтовой пары относительно оси ходового винта и работа осуществляется за счет зазоров и изгиба последнего [Решетов, 1979].

Самоустанавливаемость винтовых пар можно обеспечить следующими двумя путями:

- применением плавающих опор ходовых винтов винтовой пары;
- применением специальных конструкций плавающих гаск винтовой пары.

Практика показала, что изготовление плавающих опор всегда сложнее, так как в опорах применяются такие высокоточные изделия как подшипники качения. Поэтому, нами преднамеренно был выбран второй путь – поиск рациональных технических решений, связанных с конструкцией плавающих гаск винтовой пары.

На рис.7 показаны принципиальные кинематические схемы самоустанавливающихся винтовых механизмов. Для их доведения до реальной конструкции требуется решить ряд задач конструктивного оформления основных узлов механизма. Некоторые конкретные решения приведены в работе [Турпаев А.И., 1982]. Анализ приведенных конкретных технических решений показали, что ни один из них не удовлетворяет предъявляемым требованиям к винтовым подающим механизмам буровых агрегатов и в результате поиска автором было найдено оригинальное техническое решение, приведенное на рис.7ж.

В качестве базовой схемы при выборе данного технического решения была принята схема, приведенная на рис.7в с некоторым совершенствованием. В отличие от существующей схемы салазки бурового механизма соединены с гайкой шарнирно. Данная схема механизма, изображенная на рис.7ж, имеет одну лишнюю подвижность, $f = 4 - 2 \cdot 2 = 8$ так как состо-

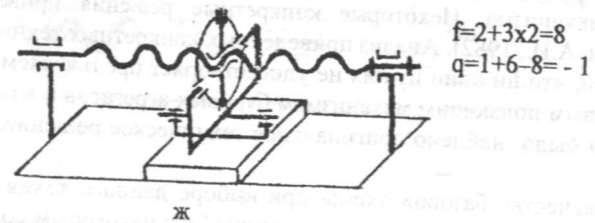
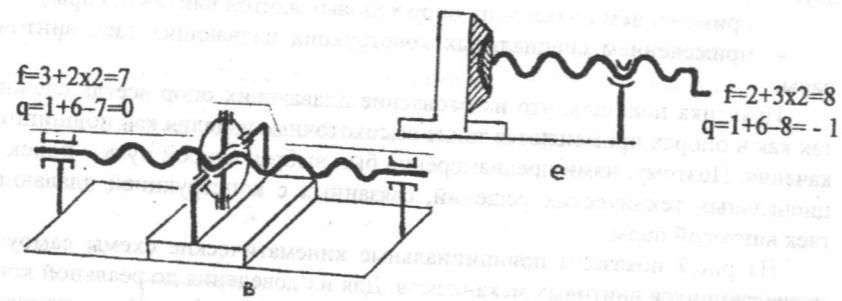
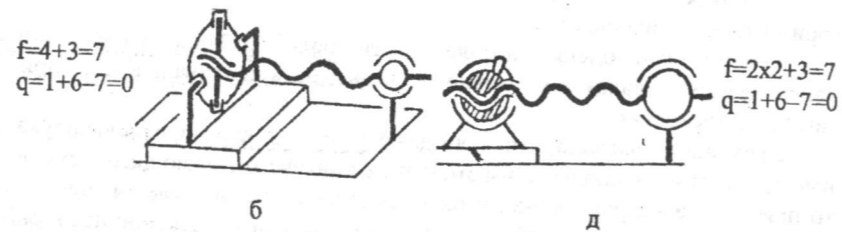
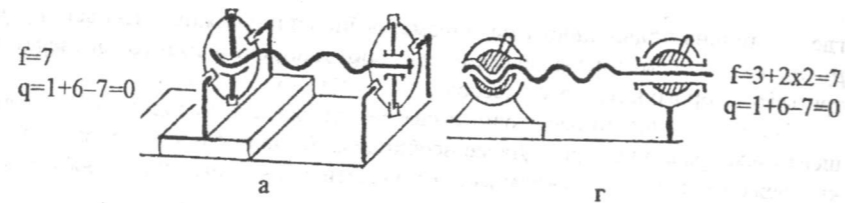


Рис.7. К анализу самоустанавливающихся винтовых механизмов

ит из двух пар соединений IV класса и четырех соединений V класса и имеет запас для компенсации избыточных связей, то есть $q=1+6 \cdot 1-8=-1$

Это указывает на местную подвижность – вращение корпуса гайки вокруг шарнира V класса. Такая схема не создает изгибающего момента на ходовом винте и компенсирует не параллельность продольных осей гайки ходового винта винтовой пары.

Таким образом, предлагаемая схема самоустановления гайки винтовой пары устраняет все нежелательные вышеперечисленные явления, вызываемые избыточными связями в винтовых механизмах.

В материалах пятой главы приведены результаты использования основных результатов научно-исследовательских работ, проведенных автором с подробным раскрытием найденных технических решений, их конструктивного исполнения. Выявлены резервы системы энергообеспечения бурильных машин буровых агрегатов в улучшении тех или других характеристик их подающих механизмов.

В первом параграфе приведены подробные описания конструкций базовых моделей буровых агрегатов УБШ 214 и УБШ 215 «Аскатеш» с раскрытием содержания тех новых решений, которые обеспечили этим буровым агрегатам новые качества или давали преимущества по сравнению с существующими агрегатами. Сравнительные характеристики буровых агрегатов приведены в таблице 1. Буровые агрегаты УБШ «Аскатеш», оснащенные телескопическими подающими механизмами имеют более широкие функциональные возможности чем агрегаты такого типоразмера передовых фирм «Атлас Колпо» – Н 201 (Швеция) и «Тамрок» -Микроматик (Финляндия). Последние буровые агрегаты могут бурить анкерные шпур в борта, кровлю и почву выработки в выработках площадью сечения не менее 12 м^2 , тогда как буровые агрегаты УБШ «Аскатеш» – в выработках сечением $6,25 \text{ м}^2$.

Во втором параграфе приведено подробное описание кинематической схемы бурового агрегата УБШ – 214 как базовой модели буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» с целью, чтобы разработчики и исследователи имели полное представление о схеме передачи движений и энергий. Это является неотъемлемой частью предлагаемого методологического подхода обоснованного выбора параметров узлов бурового агрегата, в том числе и подающего механизма.

В материалах третьего параграфа проведен анализ особенностей системы энергообеспечения бурильных машин буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» с раскрытием содержания тех новых решений, которые обеспечили улучшения технических характеристик основных узлов бурового агрегата, в том числе и его подающего механизма. Проведен анализ особенностей принципиальной схемы энергообеспечения бурового агрегата и фрагмента данной системы, относящейся к бурильной машине также на примере конкретного

Технические характеристики буровых агрегатов передовых зарубежных фирм и агрегатов типа УБШ «Аскатеш»

Таблица 1.

№	Наименования характеристик	Микро-матик (Финляндия.)	Н 201 (Швеция)	УБШ 214	УБШ 215
1.	Максимальная высота обуриваемой выработки, м	3,6	2,6	3,2	3,2
2.	Максимальная ширина обуриваемой выработки, м	3,7	2,7	4,0	4,0
3.	Рекомендуемая площадь сечения выработки м ²	4,0 - 10,0	6,0 - 9,0	4,2 - 12,8	4,2 - 12,8
4.	Минимальное сечение выработки для бурения анкерных шпуров, м ²	11,9	17,6	6,25	6,25
5.	Зона обуривания анкерных шпуров с одной позиции агрегата, м ²	Отсутствует	Отсутствует	3,6	3,6
6.	Количество бурильных машин	1,0	1,0	1,0	1,0
7.	Общая длина бурильной машины, м	3,3	4,1	3,5	3,5
8.	Глубина бурения, м - при выдвинутом телескопе - при сложенном телескопе	2,2 нет	2,9 нет	2,4 1,2	2,4 1,2
9.	Тип подающего механизма	Цепной не телескопический	Гидропоршневой нетелескопический	Винтовой телескопический	Винтовой телескопический
10.	Габаритные размеры, м - Длина - Ширина - Высота	7,8 1,3 1,6	7,2 1,4 1,7	4,5 1,3 1,5	6,0 1,3 1,5
11.	Масса, кг	3000	3180	2500	5000

многофункционального бурового агрегата. Такой анализ представляет возможность выявить резервы системы энергообеспечения бурового агрегата для восполнения недостатков механической характеристики подающего механизма в обеспечении рациональных режимов работы.

В четвертом параграфе проведен анализ монтажной схемы системы энергообеспечения подающего механизма бурового агрегата на примере конкретного бурового агрегата с расширенными функциональными возможностями. Результаты показали необходимость проведения таких исследований, которые дают разработчикам и исследователям учитывать особенности монтажной схемы при создании новых и совершенствовании существующих буровых агрегатов, а потребителям – диагностировать те или другие параметры бурового агрегата в процессе приемки его в эксплуатации.

В пятом параграфе приведено подробное описание особенностей оригинального конструктивного исполнения самбустанавливающейся гайки винтовой пары, устраняющее негативные последствия, вызываемые избыточными (пассивными) связями, имеющимися в винтовых подающих механизмах.

Для ясности изложения особенностей винтовой пары подающих механизмов многофункциональных буровых агрегатов на рис.8 приведены поперечные (а, б) и продольные (в, г) сечения винтовых пар подающих механизмов буровых агрегатов типа МБА-1 «Аскатеш» и серии УБШ «Аскатеш».

Круглая гайка 5 имеет две параллельные лыски, которые предохраняют ее от проворачивания внутри корпуса 6. Внутренний проем корпуса 6 по конфигурации повторяет форму наружной поверхности гайки, но имеет несколько большие размеры, что обеспечивает некоторый технологический зазор для сборки винтовой пары и компенсации неточностей изготовления. Компенсация осуществляется перемещением гайки внутри корпуса в горизонтальном направлении по поверхности нижней или верхней лыски.

Компенсация неточностей изготовления и провисания винтов в вертикальной плоскости осуществляется качательным движением корпуса 6 гайки винтовой пары. Для этого корпус 6 закреплен к основанию с помощью пальца 8. Нагрузка в продольном направлении передается через скобы 7, которая также закреплена к основанию с помощью пальца 8 с возможностью качания вместе с корпусом гайки.

Конструктивное исполнение винтовой пары подающих механизмов буровых агрегатов типа МБА-1 «Аскатеш», указанные на рис.8а, в не имеет возможности компенсации, так как их гайки 5 установлены к основанию неподвижно, что создает избыточные (пассивные) связи, которые в свою очередь вызывают такие нежелательные явления как интенсивный износ винтовой пары. В конструкциях винтовых подающих механизмов буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» (рис.8б,г) найдено оригинальное конструктивное исполнение самоустанавливающейся гайки винтовой пары, устраняющие негативные явления, вызываемые избыточными связями

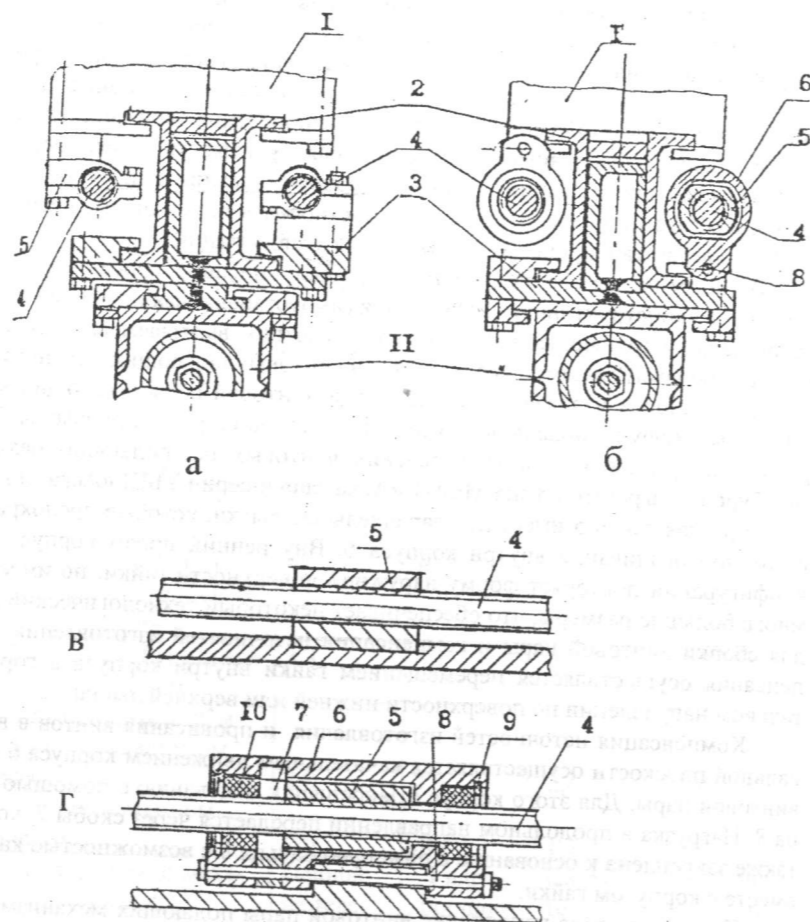


Рис. 8. К анализу конструктивных особенностей гаек винтовой пары бурильных машин с винтовыми подающими механизмами: а, б – поперечные сечения бурильных машин буровых агрегатов МБА-1 и УБШ-214 «Аскатеш» соответственно; в, г – продольный разрез гайки винтовой пары бурильных машин буровых агрегатов МБА-1 и УБШ-214 «Аскатеш» соответственно; 1 – бурильный механизм, 2, 3 – направляющие гайки, 4 – винт ходовой, 5 – гайка, 6 – корпус гайки, 7 – скоба стопорная, 8 – палец, 9 – кольцо, 10 – втулки уплотнительные, 11 – механизм распора бурильной машины, 12 – стойка.

В завершающем, шестом параграфе проведен сравнительный анализ функциональных возможностей различных видов буровых агрегатов. Выявлены преимущества буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» перед другими видами и подробно раскрыты содержания тех решений, которые обеспечили эти преимущества.

Результаты научно-исследовательских и экспериментальных работ, представленные в данной работе получены совместно с сотрудниками Института машиноведения НАН КР, Инженерной академии КР и кафедры механики Жалал-Абадского государственного университета. Автор выражает признательность им, ибо благодаря сотрудничеству с ними стало возможным получение основных результатов данной работы.

Заключение

Основными результатами данной работы являются:

1. Определены основные направления разработки и создания буровых агрегатов для удовлетворения требований возрастающих объемов буровых работ в Кыргызстане. Установлено, что для условий Кыргызской Республики более приемлемым является создание буровых агрегатов с расширенными функциональными возможностями для бурения всех видов шпуров и скважин, необходимых в технологическом процессе горнопроходческих работ и возможностью обеспечения рациональных режимов бурения для горных пород конкретного месторождения.

2. Установлены пределы рациональных скоростей бурения (1,0 – 3,5 м/мин) и скоростей отвода бурильного механизма назад (17 – 20 м/мин) с целью достижения разумно обоснованной производительности бурения при минимально возможных энергозатратах для одномашинных буровых агрегатов, а также закономерности влияния характеристик подающих механизмов на производительности бурения.

3. Уточнены признаки классификации подающих механизмов буровых агрегатов и классифицированы механизмы такого рода с учетом внесенных уточненных признаков.

4. Выявлено, что зависимости скорости бурения от характеристик подающего механизма является сугубо индивидуальным для каждого бурового агрегата, так как качество системы энергообеспечения, качество изготовления каждого из узлов подающего механизма являются индивидуальными и не одинаковы даже у двух агрегатов, изготовленных в одной партии.

5. Выявлено, что управление процессом бурения целесообразно путем изменения механических характеристик подающего механизма, имеющего наименьшую мощность из всех механизмов бурильной машины, так как управление путем перехода на искусственные механические характеристики вызывает значительные потери энергии.

6. Сделана попытка представления идеальной механической характеристики подающего механизма исходя из выявленных закономерностей зависимости скорости бурения от усилия подачи и требований к скорости отвода бурильного механизма после завершения бурения каждого шпура или скважины.

7. Разработана методика экспериментального определения зависимости скорости подачи от усилия подачи на примере подающего механизма бурового агрегата МБА-1 «Аскатеш», которая дает возможность построить реальную механическую характеристику подающего механизма. Проведен сравнительный анализ реальной механической характеристики, полученной экспериментальным путем с идеальной механической характеристикой подающего механизма. Данная методика дает возможность определить, в какой степени удовлетворяет тот или другой двигатель и трансмиссия привода подачи требованиям идеальной механической характеристики.

8. Разработан оригинальный графоаналитический метод построения механической характеристики подающего механизма на основе экспериментально выявленной проливочной характеристики системы энергообеспечения подающего механизма. Данная методика позволяет определить предельные возможности системы энергообеспечения подающего механизма, что в свою очередь дает возможность выявить резервы для улучшения характеристики подающего механизма.

9. Предложен метод сравнительного анализа и выявления недостатков системы энергообеспечения подающего механизма на примере системы энергообеспечения подающего механизма многофункционального пневмогидравлического бурового агрегата типа УБШ-214. Данный метод дает возможность диагностирования бурового агрегата в состоянии поставки с завода-изготовителя и выявить недостатки системы энергообеспечения подающего механизма, да и других узлов бурового агрегата, допущенных в процессе конструирования и изготовления.

10. Совокупность разработанных методик экспериментального исследования составляет методологическую основу обоснованного выбора параметров привода подачи подающего механизма бурового агрегата, исходя из требований конкретных условий эксплуатации и оценка предельных возможностей системы энергообеспечения подающего механизма.

11. Разработанные методики могут служить инструментом диагностирования подающих механизмов, и других узлов бурового агрегата в целом в процессе их приемки в эксплуатацию, то есть они могут быть полезными не только для разработчиков, исследователей, но и для потребителей буровых агрегатов.

12. Доказано, что одним из сдерживающих факторов для расширения функциональных возможностей бурового агрегата для выработок малых сечений и стесненных условий работы является нерациональное использование геометрических параметров бурильной машины.

13. Предложены новые критерии сравнения рациональности использования геометрических параметров бурильных машин и проведен сравнительный анализ показателей бурильных машин с различными видами подающих механизмов, по результатам которой выбран наиболее подходящий вид подающего механизма для буровых агрегатов с расширенными функциональными возможностями, предназначенных для проходки выработок малых сечений или для работы в стесненных условиях ограниченного пространства.

14. Разработана методика выявления недостатков уже выбранного вида механизма на примере винтового подающего механизма, разработаны рекомендации по устранению того или другого вида недостатков и предложены оригинальные технические решения по совершенствованию конструкций подающих механизмов буровых агрегатов с расширенными функциональными возможностями. Совокупность вновь предлагаемых критериев и методик дает возможность разработчикам новых конструкций подающих механизмов и исследователям машин с такими механизмами обоснованно выбирать геометрические параметры бурильных машин с учетом требований условий эксплуатации бурового агрегата.

15. Проведен анализ теории самоустанавливающихся винтовых механизмов, выявлены количества избыточных связей в винтовых подающих механизмах с использованием методов анализа, известных из теории механизмов и машин; Разработаны рекомендации по устранению избыточных связей, которые позволили найти оригинальную рациональную схему для самоустанавливающихся гаек винтовой пары и воплощать данную схему в реальную конструкцию.

16. Подтверждено, что разработанные автором методики обоснования и выбора основных параметров подающих механизмов и найденные оригинальные технические решения действительно дали новым буровым агрегатам новое качество, такое как, многофункциональность и обеспечили преимущество новым буровым агрегатам типа УБШ «Аскатеш» по сравнению с существующими.

17. Выявлено, что при обеспечении необходимых характеристик подающего механизма данный механизм и систему его энергообеспечения необходимо рассмотреть в комплексе с системой энергообеспечения бурового агрегата в целом. Это дает возможность использовать резервные возможности бурового агрегата в обеспечении характеристик подающих механизмов.

18. Результаты научно-исследовательских работ, выполненных в настоящей диссертационной работе внедрены при разработке, создании, испытании и освоении серийного производства буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш» с расширенными функциональными возможностями на Кузнецком машиностроительном заводе (г. Новокузнецк РФ).

19. Практикой доказано, что результаты научно-исследовательских работ, проведенных в данной диссертационной работе успешно выдержали испытания времени. Подтверждением этому является то, что в настоящее

время Кузнецким машиностроительным заводом выпускаются следующие 5 типоразмеров буровых агрегатов: УБШ – 214А, УБШ – 215А, УБШ – 254А, УБШ – 303А, УБШ – 308А с расширенными технологическими возможностями. Это в свою очередь подтверждает обоснованность выбранных параметров их основных узлов, в том числе и подающих механизмов, так как они выдержали более чем десятилетнее испытание без существенного изменения их конструкций и параметров (данные получены из сайта <http://www.nvzk.kuzbass.net/M-Plant/ru>. 01.04.02).

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Малогабаритный буровой агрегат МБА-1 «Аскатеш». //Материалы VII Республиканской конференции молодых ученых. – Фрунзе, Илим, 1985. – С.33-35. (соавтор В.Л.Герцев).
2. Задачи создания универсальных малогабаритных буровых агрегатов. //Материалы VIII Республиканской конференции молодых ученых, – Фрунзе, Илим, 1986 – С. 63-65 (соавторы: С.С. Искенов В.Л. Герцев).
3. К созданию многофункционального бурового агрегата. //Препринт. – Фрунзе,Илим,1986.–22с. (соавторы: О.Д. Алимов, В.Л. Герцев, С.С. Искенов). Манипулятор многофункциональной буровой установки. // Совершенствование техники, технологии и организации шахтного строительства, Кемерово, 1987. – С. 72-74 (соавторы: С.С. Искенов, В.Л. Герцев, А.П. Бабанов, В.Г. Шумов).
4. Телескопический подающий механизм бурового агрегата Микробур «Аскатеш». //Тезисы докладов всесоюзного научно-технической конференции / «Разработка и внедрение средств комплексной механизации и автоматизации проведения горных выработок». – Рудный, 1987. – С. 49-50 (соавторы: О.Д. Алимов, Е.Б. Бексалов, В.Л. Герцев).
5. Особенности и перспективы применения виброударных механизмов в буровых установках. //Тезисы всесоюзной конференции по вибрационной технике. –Тбилиси, 1987. –С.140 (соавторы: О.Д. Алимов, С.А. Басов, С.С.Искенов, В.Л.Герцев, К. Мамырбаев, В.А. Шилов).
6. Основные характеристики и области применения малогабаритных буровых агрегатов. // Гидравлические буровые и отбойные машины. – Фрунзе, Илим, 1988. –С.108-126 (соавторы: О.Д.Алимов, Е.Б. Бексалов, С.С.Искенов, В.Л.Герцев).
7. Конструкция узлов многофункционального бурового агрегата. //Гидравлические буровые и отбойные машины. – Фрунзе, Илим, 1988. – С. 127-143 (соавторы: Е.Б.Бексалов, С.С.Искенов, В.Л.Герцев).
8. Оценка компактности подающих механизмов буровых агрегатов.//Материалы IX межреспубликанской научной конференции молодых ученых. – Фрунзе, Илим, 1988. – С.43-44.

9. Универсальный манипулятор бурового модуля для типоразмерного ряда буровых установок Кузбасса. //Первый семинар по угольному машиностроению Кузбасса. –Кемерово, 1989. –С.50-53 (соавторы: О.Д.Алимов, С.С.Искенов, О.Б. Кенжеев).
10. К оценке компактности машин с телескопическими подающими механизмами. // Первый семинар по угольному машиностроению Кузбасса. – Кемерово, 1989. – С.60-63 (О.Д.Алимов, Е.Б.Бексалов, С.С.Искенов).
11. Телескопические винтовые падающие механизмы унифицированного ряда многофункциональных буровых агрегатов типа УБШ «Аскатеш».// Второй семинар по угольному машиностроению Кузбасса. – Кемерово, 1991. – С. 48-53 (соавтор О.Д.Алимов).
12. Экспериментальное определение распределения реакции на опорах ударного механизма ручного отбойного молотка с МПС. // Материалы II международной конференции «Механизмы переменной структуры и вибрационные машины». –Бишкек, Илим,1995.–С.110 (соавторы: С.Абдраимов, А.Каримов, Т.Э. Белеков).
13. О создании ручного механического отбойного молотка на базе МПС с гидроприводом. // Материалы II международной конференции «Механизмы переменной структуры и вибрационные машины». – Бишкек, Илим, 1995. – С.111-113. (соавторы: С.Абдраимов, А.Каримов, М. Молдокеев).
14. Методика выбора рациональных режимов бурения исходя из динамики взаимодействия буровой машины с обрабатываемой средой. //Сборник научных трудов ИМАШ НАН КР. вып. 1. – Бишкек, Илим, 1997. – С. 117-127.
15. Ручной отбойный молоток с гидроприводом. //Сборник научных трудов ИМАШ НАН КР. вып. 1. –Бишкек, Илим, 1997. – С. 179-182 (соавторы: С.Абдраимов, А.Каримов, М.Молдокеев, И. Кудайназаров, М.Кошбаев).
16. Методика выбора рациональных режимов бурения для конкретных месторождений полезных ископаемых. // «Ошский оазис для цивилизации» //Сборник материалов международной научной конференции. – Ош, 1997. – С. 78-80.
17. К разработке технологии проведения спасательных работ при ликвидации последствий землетрясений в городских условиях. // Сборник научных трудов научно-практической конференции, посвященной 50-летию Жалал-Абадского зооветтехникума. Часть II. – Жалал-Абад, 1997. – С. 12-14.
18. К выявлению основных операций при проведении восстановительных работ в городских условиях после землетрясений. // Сборник научных трудов научно-практической конференции, посвященной 50-летию Жалал-Абадского зооветтехникума. Часть II. – Жалал-Абад, 1997. – С. 14-16.
19. Экспериментальное определение параметров гидропривода отбойного молотка с МПС. //Материалы международной на-

ференции, посвященной 200 летию А.С.Пушкина. КРСУ, - Бишкек, 1999. - С. 17-18 (соавторы: А. Каримов, М. Молдокеев, М. Аракеев).

20. О состоянии развития виброударной техники в Кыргызстане и перспективах их применения в спасательно-восстановительных работах. //Материалы международной научной конференции /«История, культура и экономика юга Кыргызстана». - Ош, 2000. - С. 324-327 (соавтор С.Абдраимов).

21. Методика построения реальных механических характеристик подающих механизмов буровых агрегатов. //Вестник Жалал-Абадского государственного университета. №1. - Жалал-Абад, 2000. - С. 59-63.

22. Методические основы выбора механических характеристик подающих механизмов. //Вестник Жалал-Абадского государственного университета. №1. - Жалал-Абад, 2000. - С. 63-68.

24. Асимптотика решения задачи динамики механизма вращения бурового инструмента. // Исследования по интегро-дифференциальным уравнениям. Вып.30. НАН КР, Институт математики, - Бишкек, Илим, 2001. - С.248 - 254 (соавторы: С.Абдраимов, М.К.Калмамбетов)

25. Об основных тенденциях развития буровых машин в условиях Кыргызской Республики. // Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование. /Материалы конференции, посвященной 1 съезду Инженеров Кыргызстана и 10 летию образования Инженерной Академии КР. - Бишкек, Технология, 2001. - С. 33-38 (соавтор С.Абдраимов).

26. Об одном методе укрепления оползневого тела путем инъектирования. // Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование. /Материалы конференции, посвященной 1 съезду Инженеров Кыргызстана и 10 летию образования Инженерной Академии КР. - Бишкек, Технология, 2001. - С.169-173.

27. Влияние характеристик подающего механизма на эффективность использования энергоресурсов бурового агрегата. // Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование. /Материалы конференции, посвященной 1 съезду Инженеров Кыргызстана и 10 летию образования Инженерной Академии КР. - Бишкек, Технология, 2001. - С. 173-178.

28. Методические основы выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов. /Монография. - Бишкек: Илим, 2002. - 112 с.

29. Манипулятор для буровых машин. Авторское свидетельство СССР. № 891905 БИ № 47,1981. (соавторы: А.Н.Волков, В.В.Волосков, М.С.Сартбаев, В.Л.Герцев).

30. Манипулятор для буровых машин. Авторское свидетельство СССР. № 1190018 БИ № 41, 1985. (соавторы: О.Д.Алимов, Е.Б.Бексалов, В.В.Волосков, В.Л.Герцев).

РЕЗЮМЕ

Аширалиев Абдумаматкадыр

«Бургулоочу агрегаттын түртүп берүүчү механизмдеринин параметрлерин тандап алуунун илимий методикалык негиздери»

Ачык сөздөр: Бургулоочу агрегат, бургулоочу машина, түртүп берүүчү механизм, бургулоочу механизм, ургулоочу механизм, айландыруучу механизм, бургулоочу аспап, механикалык мүнөз, бургулоочу режими, ашыкча байланыш.

Бул диссертациялык иште бургулоочу машиналардын күч менен бургулоочу аспапты алдыга түртүп берүүчү механизмдеринин керектүү параметрлерин илимий негизде тандап алуунун методологиялык негиздери биринчи болуп иштелип чыккан. Бул илимий-методикалык негиздердин өзөгүн автор тарабынан иштелип чыккан түртүп берүүчү механизмдердин параметрлерин эсептөө методдору, тажрыйбалык изилдөө методикалары, салыштыруу үчүн иштелип чыккан сапаттык көрсөткүчтөрү, механизмдердин конструкцияларындагы табылган жаңы техникалык ойлоп табуулар түзүшөт. Түртүп берүүчү механизмдердин энергия менен камсыз кылуу системасынын мүмкүнчүлүктөрүн аныктоо жана эң туура келген кысылган суюктук менен иштөөчү кыймылдаткычтарды тандап алуу үчүн өзгөчө методикасы да сунушталган. Түртүп берүүчү механизмдердин идеалдык механикалык мүнөздөрү аныкталган жана алардын чыныгы мүнөздөрү менен салыштыруу ыкмалары да иштелип чыгылып, керектүү шарттарга эң ылайык механикалык мүнөзү бар механизмдерди тандоого мүмкүнчүлүк түзүлгөн. Ашыкча байланыштар изилденип табылып, алардан кутулуу методдору сунушталган.

РЕЗЮМЕ

Аширалиев Абдумаматкадыр

«Научно-методические основы выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов»

Ключевые слова: Буровой агрегат, буровая машина, подающий механизм, буровый механизм, ударный механизм, буровой инструмент, механическая характеристика, режим бурения, избыточная связь.

В данной диссертационной работе впервые разработаны научно-методические основы выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов. Стержневую часть научно-методической основы выбора параметров подающего механизма составляют: методы расчета силовых и скоростных параметров, методики экспериментальных исследований, критерии сравнения геометрических параметров, новые технические решения в конструкциях подающих механизмов. В работе также разработаны оригинальные методики оценки предельных возможностей системы энергообеспечения подающих механизмов и выбора наиболее подходящего гидродвигателя подачи. Разработана методика синтеза идеальных и реальных механических характеристик подающих механизмов буровых агрегатов и методы их сравнения, которые дают возможность выбора наиболее подходящей механической характеристики. Найдены избыточные связи и предложены методы их устранения.

THE SUMMARY

Ashiraliyev Abdumamatkadyr

"Science-methodical basis of choice parameters of feeds of drill rigs"

Key words: *Drill rig, drill machine, feed, rock drill, impact mechanism, rotation mechanism, drill steel, mechanical characteristic, drill rate, surplus connection/*

In this work for the first time was done science-methodical basis choose parameters of feeds of drilling machines. Bar part of science-methodical basis choose parameters of feeds is methods: of calculation power and speed parameters, of experimental research, criterion of comparison of geometrical parameters, the new mechanical decision in the construction of feeds. In this work also was done original methods formation mechanical characteristic of feeds and their energy system and choice of more suitable feed hydromotors. Was done also methods of synthesis ideal and real mechanical characteristics feeds of drilling machine and methods of comparing, which gives an opportunity of choose more suitable mechanical characteristics.

Тираж 120 экз. Объем 2,1 п.л. Формат 60x84/16
Отпечатано в типографии Ч.П. «Абыкеева А.Э.»
г.Бишкек, ул.Абдумомунова, 193, к. 12