

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ И АВТОМАТИКИ

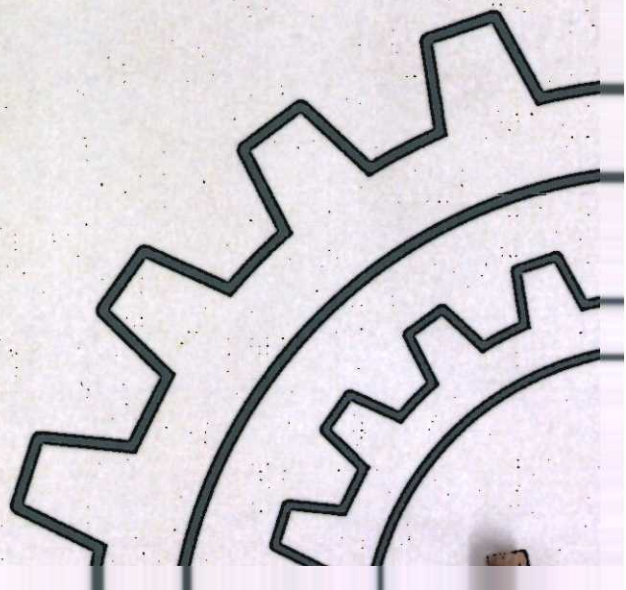
ISSN 1694-7657

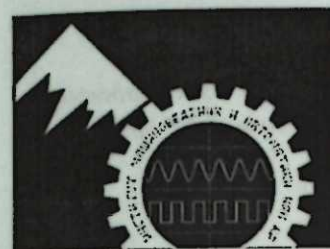
МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

№ 1 (17)

Бишкек 2023





Кыргыз Республикасынын Улуттук
илимдер академиясынын

Машина таануу жана автоматика
институту

ISSN 1694-7657

МАШИНА ТААНУУ

ИЛИМИЙ-ТЕХНИКАЛЫК ЖУРНАЛ

Ф - 3

№ 1 (17)

Бишкек 2023

Редакциялык топ:

Джуматаев М.С., башкы редактор, техн. илим. д-ру, проф., КР УИА академиги;
Султаналиев Б.С., башкы редактордун орун басары, техн. илим. д-ру, проф.;
Абдраимов Э.С., техн. илим. д-ру, проф.;
Абидов А.О., техн. илим. д-ру, проф., КР УИА корр.-мүчөсү;
Анохин А.В., техн. илим. канд, у.и.к.;
Аширралиев А., техн. илим. д-ру, проф.;
Давлятов У.Р., техн. илим. д-ру, проф., КР УИА корр.-мүчөсү;
Еремяниц В.Э., техн. илим. д-ру, проф.;
Мамасаидов М.Т., д техн. илим. д-ру, проф., КР УИА академиги;
Маткеримов Т.Ы., техн. илим. д-ру, проф.;
Мендекеев Р.А., техн. илим. д-ру, проф.;
Муслимов А.П., техн. илим. д-ру, проф.;
Наумкин Н.И., пед илим. д-ру, техн. илим. канд., проф.;
Обозов А.Д., техн. илим. д-ру, проф., КР УИА корр.-мүчөсү;
Рагрин Н.А., техн. илим. д-ру, проф.;
Садиева А.Э., техн. илим. д-ру, проф.;
Ураимов М., техн. илим. д-ру, проф., КР УИА корр.-мүчөсү;
Усубалиев Ж., техн. илим. канд, проф.;
Шамсутдинов М.М., техн. илим. д-ру, проф.;
Шаршембиев Ж.С., техн. илим. д-ру, доцент;
Эликбаев К.Т., техн. илим. канд.

Жоопту катчы: Квитко С.И., техн. илим. канд, у.и.к.

Журнал илимий-изилдөө иштеринин натыйжалары боюнча төмөнкү багыттар боюнча макалаларды, кароолорду жана кыскача билдирүүлөрдү жарыялайт:

Механика:

Суюктуктардын жана газдардын механикасы;
Майышуучу катуу дене тулку механикасы;
Механизмдердин жана машиналардын назарияты;
Механикалык системалардын термелүүлөрү.

Машина куруу:

Машина таануу жана машине тетиктери;
Машина куруучу материалдар;
Тоо-кен машина куруу;
Курулуш жана жол машина куруу;
Айыл чарба машина куруу.

Энергетика жана унаа:

Энергиянын кайра иштелип чыккан булактары;
Жол кыймылынын коопсуздугу жана уюштуруу.

Редактор: Комарова Е.В.
Компьютердик калыптоо: Толтоева М.Б.
КР УИА МТАИ басмасы

Редакция дарегги:
Бишкек, 720055, Скрябин к., 23, КР УИА МТАИ
Тел.: +996 (0312) 54 11 13
E-mail: machinery.kg@gmail.com
© КР УИА МТАИ



Национальная академия наук
Кыргызской Республики

Институт машиноведения и
автоматики

ISSN 1694-7657

МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

№ 1 (17)

Бишкек 2023

Редакционная коллегия:

Джуматаев М.С., главный редактор, д-р. техн. наук, проф., академик НАН КР;
Султаналиев Б.С., зам. главного редактора, д-р. техн. наук, проф.;
Абдраимов Э.С., д-р. техн. наук, проф.;
Абидов А.О., д-р. техн. наук, проф., член-корр. НАН КР;
Анохин А.В., канд. техн. наук, с.н.с.;
Аширалиев А., д-р. техн. наук, проф.;
Давлятов У.Р., д-р. техн. наук, проф., член-корр. НАН КР;
Еремьянц В.Э., д-р. техн. наук, проф.;
Мамасаидов М.Т., д-р. техн. наук, проф., академик НАН КР;
Маткеримов Т.Ы., д-р. техн. наук, проф.;
Мендекеев Р.А., д-р. техн. наук, проф.;
Муслимов А.П., д-р. техн. наук, проф.;
Наушкин Н.И., д-р. пед. наук, канд. техн. наук, проф.;
Обозов А.Д., д-р. техн. наук, проф., член-корр. НАН КР;
Рагрин Н.А., д-р. техн. наук, проф.;
Садиева А.Э., д-р. техн. наук, проф.;
Ураимов М., д-р. техн. наук, проф., член-корр. НАН КР;
Усубалиев Ж., канд. техн. наук, проф.;
Шамсутдинов М.М., д-р. техн. наук, проф.;
Шаршембиев Ж.С., д-р. техн. наук, доцент;
Эликбаев К.Т., канд. техн. наук.

Ответственный секретарь: Квитко С.И., канд. техн. наук, с.н.с.

Журнал публикует статьи, обзоры и краткие сообщения по результатам научно-исследовательских работ по следующим направлениям:

Механика:

Механика жидкости и газа;
Механика деформируемого твердого тела;
Теория механизмов и машин;
Колебания механических систем.

Машиностроение:

Машиноведение и детали машин;
Машиностроительные материалы;
Горное машиностроение;
Строительное и дорожное машиностроение;
Сельскохозяйственное машиностроение.

Энергетика и транспорт:

Возобновляемые источники энергии;
Организация и безопасность дорожного движения.

Редактор: Комарова Е.В.
Компьютерная верстка: Толтеева М.Б.
Издание ИМА НАН КР

Адрес редакции:
Бишкек, 720055, ул. Скрябина 23, ИМА НАН КР
Тел.: +996 (0312) 54 11 13
E-mail: machinery.kg@gmail.com
© ИМА НАН КР



**National Science Academy The
Kyrgyz Republic**

**Machinery researching and
automatics Institute**

ISSN 1694-7657

MACHINERY RESEARCHING

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

№ 1 (17)

Bishkek 2023

Editorial Board:

Abdraimov E.S., dr. of tech. sciences, prof.;
Abidov A.O., dr. of tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Anokhin A.V., cand. of tech. sciences, senior sciences;
Ashiraliev A., dr. of tech. sciences, prof.;
Davlyatov U.R., dr. of tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Dzhumataev M.S., chief editor, dr. of tech. Sciences, prof., Academician of the NAS of the KR;
Elikbaev K.T., cand. of tech. sciences.
Eremyants V.E., dr. of tech. sciences, prof.;
Mamasaidov M.T., dr. of tech. Sciences, prof., Academician of the of the NAS of the KR;
Matkerimov T.Y., dr. of tech. sciences, prof.;
Mendekeev R.A., dr. of tech. sciences, prof.;
Muslimov A.P., dr. of tech. sciences, prof.;
Naumkin N.I., dr. of ped. sciences, cand. of tech. sciences, prof.;
Obozov A.D., dr. of tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Ragrin N.A., dr. of tech. sciences, prof.;
Sadieva A.E., dr. of tech. sciences, prof.;
Shamsutdinov M.M., dr. of tech. sciences, prof.;
Sharshembiev Zh.S., dr. of tech. Sciences, Associate Professor;
Sultanaliev B.S., deputy. chief editor, dr. of tech. sciences, prof.;
Uraimov M., dr. of tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Usabaliev Zh., cand. of tech. sciences, prof.;

Executive Secretary: Kvitko S.I., Cand. tech. sciences, senior sciences.

The journal publishes articles, reviews and brief reports on the results of research works in the following areas:

Mechanics:

Fluid and gas mechanics;
Deformable Solid Mechanics;
The theory of mechanisms and machines;
Vibrations of mechanical systems.

Mechanical engineering:

Machinery researching and Machine Parts;
Engineering materials;
Mining engineering;
Construction and road engineering;
Agricultural engineering.

Energy and transport:

Renewable energy sources;
Organization and road safety.

Editor: Komarova E.V.
Computer layout: Toltoeva M.B.
Edition of MRAI KR NAS

Editorial office address:
Bishkek, 720055, st. Scriabin, 23, MRAI KR NAS
Tel.: +996 (0312) 54 11 13
E-mail: machinery.kg@gmail.com
© MRAI KR NAS

Журналдын ушул санында академик О.Д. Алимовдун
туулган күнүнүн 100 жылдыгына арналган
«МАШИНАЛАРДЫН ЖАНА АВТОМАТТАШТЫРУУНУН
ТЕХНОЛОГИЯЛЫК ЖАРАЯНДАРЫНЫН НАЗАРИЯТЫ»,
аталган эл аралык илимий-тажрыйбалык
конференциянын жарык көргөн материалдары.
26-27-октябрь, 2023-жыл

В настоящем номере журнала опубликованы материалы
Международной научно-практической конференции
«ТЕОРИЯ МАШИН И АВТОМАТИЗАЦИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ»,
посвященной 100-летию со дня рождения
академика О.Д. Алимова
26-27 октября 2023 г.

Materials published in this issue of the journal
International scientific and practical conference
"THEORY OF MACHINES AND AUTOMATION
TECHNOLOGICAL PROCESSES",
dedicated to the 100-th anniversary of the birth
of academician O.D. Alimov
October 26-27, 2023

МАЗМУУНУ

МААРАКЕЛЕР

Усубалиев Ж., Султаналиев Б. С.

Академик О. Д. Алимов. Илимпоз. Инженер. Илимдин уюштуруучусу (100 жылдыгына) 13

Мамасаидов М. Т.

Академик О.Д. Алимовдун таш казуу техникасын өнүктүрүүдө чыгармачыл мурасы..... 21

Еремянц В. Е., Волоскова И. С.

О.Д. Алимов. Инженер изденүүчү. Жаратуучу. Сактоочу..... 35

Аширралиев А.

Илимий жетекчинин кыялдануусу жана аны чындыкка айландырган окуучулары..... 53

МЕХАНИКА

Джуматаев М. С., Баялиев А. Ж., Сабырбеков Н. Т.

Сокку учурунда уруучу массаны иштеткичтен кинематикалык ажыратуучу өзгөрүлмө түзүлүштөгү механизмдүү ургулоочу машиналар..... 62

Джуматаев М. С., Баялиев А. Ж.

Ургу балканын сокку түйүнүнүн конструктивдик чечимдерин жакшыртуу..... 74

Умарова З. М.

Тигүү машинасынын эксперименталдык натыйжалары жана анын регрессиясынын теңдемелерин талдоо..... 83

МАШИНА КУРУУ

Анохин А. В., Васильев В. Б., Мурашова С. Ф.

Математикалык моделдөө үчүн оптималдуу объект катары кош бургулоо мамы..... 92

Рагрин Н. А., Дыйканбаева У. М.

Техникалык сынактардын натыйжаларынын корреляциялык талдоосу.... 102

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О.
Жаруучу түзмөктүн керилүүчү жаактарынын жумушчу бетинин калыбынын жарылуу тегиздигиндеги чыңалууларга таасири (бөлүк 1)....116

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О.
Жаруучу түзмөктүн керилүүчү жаактарынын жумушчу бетинин калыбынын жарылуу тегиздигиндеги чыңалууларга таасири (бөлүк 2)....131

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Бузурманкулов Н., Телтаев Н. Ж.
Электрогидро-импульстук уратуу ыкмасын колдонууда тектин бетиндеги басымды аныктоо.....141

Лысенков В. О., Безруков А. В., Наумкин Н. И.
Кыртыштын механикалык касиеттерин көзөмөлдөөчү техникалык каражаттардын классификациясы.....155

СОДЕРЖАНИЕ

ЮБИЛЕИ

Усубалиев Ж., Султаналиев Б. С.
Академик О. Д. Алимов. Ученый. Инженер. Организатор науки (к 100-летию со дня рождения) 13

Мамасаидов М. Т.
О творческом наследии академика О. Д. Алимова в развитии камнедобывающей техники.....21

Еремьянц В. Э., Волоскова И. С.
О.Д. Алимов. Инженер – искатель. Творец. Хранитель.....35

Аширалиев А.
Мечта научного руководителя и ученики, превратившие её в реальность..53

МЕХАНИКА

Джуматаев М. С., Баялиев А. Ж., Сабырбеков Н. Т.
Ударные машины с механизмами переменной структуры с кинематическим разделением привода и бойка в момент удара.....62

Джуматаев М. С., Баялиев А. Ж.
Совершенствование конструктивных решений ударного узла отбойного молота.....74

Умарова З. М.
Результаты экспериментов и анализ уравнения регрессии в швейной машине.....83

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Анохин А. В., Васильев В. Б., Мурашова С. Ф.
Двойная буровая колонна как оптимальный объект для математического моделирования.....92

Рагрин Н. А., Дыйканбаева У. М.
Корреляционный анализ результатов технических испытаний.....102

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О.
Влияние формы рабочей поверхности раздвижных щек раскалывающего устройства на напряжение в плоскости раскола камня (часть 1).....116

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О.

Влияние формы рабочей поверхности раздвижных щек раскалывающего устройства на напряжение в плоскости раскола камня (часть 2)..... 131

Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Бузурманкулов Н., Телтаев Н. Ж.

Определение давления на поверхности породы при электрогидроимпульсном способе разрушения..... 141

Лысенков В. О., Безруков А. В., Наумкин Н. И.

Классификация технических средств для мониторинга механических свойств почвы..... 155

CONTENTS

ANNIVERSARY

Usubaliev Zh., Sultanaliev B. S.

Academician O. D. Alimov. Scientist. Engineer. Organizer of science (for the 100th anniversary of his birth) 13

Mamasaidov M. T.

On the creative legacy of academician O.D. Alimov in development of stone mining technique..... 21

Eremyants V. E., Voloskova I. S.

O.D. Alimov. Engineer is a seeker. Creator. The keeper..... 35

Ashiraliev A.

The dream of the supervisor and postgraduates that made it real..... 53

MECHANICS

Dzhumataev M. S., Bayaliev A. Zh., Sabyrbekov N. T.

Percussion machines with mechanisms of variable structure with kinematic separation of the drive and striker at the moment of impact..... 62

Dzhumataev M. S., Bayaliev A. Zh.

Improvement of design solutions of the impact assembly of the jackhammer..... 74

Umarova Z. M.

Experimental results and analysis of the regression equation in a sewing machine..... 83

MECHANICAL ENGINEERING

Anokhin A. V., Vasiliev V. B., Murashova S. F.

Double drill string as an optimal object for mathematical modeling..... 92

Ragrin N. A., Dyikanbaeva U. M.

Correlation analysis of the results of technical tests..... 102

Usubaliev J., Elikbaev K. T., Raiymbambaev T. O.

Influence of the shape of the working surface of the sliding jaws of the cliving device on the stress in the plane of the stone spill (part 1)..... 116

Usubaliev J., Elikbaev K. T., Raiymbambaev T. O.

Influence of the shape of the working surface of the sliding jaws of the cliving device on the stress in the plane of the stone spill (part 2).....131

Usubaliev Zh., Elikbaev K. T., Buzurmankulov N., Teltaev N. Zh.

Determination of pressure on the rock surface in the electrohydro-pulsed destruction method.....141

Lysenkov V. O., Bezrukov A. V., Naumkin N. I.

Classification of technical devices for monitoring soil mechanical properties..155

МААРАКЕЛЕР

ЮБИЛЕИ

ANNIVERSARY

**АКАДЕМИК О. Д. АЛИМОВ. ИЛИМПОЗ. ИНЖЕНЕР.
ИЛИМДИН УЮШТУРУУЧУСУ (100 жылдыгына)**

**АКАДЕМИК О. Д. АЛИМОВ. УЧЕНЫЙ. ИНЖЕНЕР.
ОРГАНИЗАТОР НАУКИ (к 100-летию со дня
рождения)**

**ACADEMICIAN O. D. ALIMOV. SCIENTIST.
ENGINEER. ORGANIZER OF SCIENCE (for the 100th
anniversary of his birth)**

*Ж. Усубалиев, Б. С. Султаналиев
Zh. Usubaliev, B. S. Sultanaliev*

С уверенностью можно утверждать, и не будет преувеличением причислить Алимова Олега Дмитриевича по результатам его научных трудов к когорте великих ученых-механиков, внесших неоценимый вклад в развитие науки и техники в области механики машин. Его фундаментальные научные работы, охватывающие все стороны, начиная от механики и разрушения горных пород при добыче и переработке полезных ископаемых различными способами, кончая созданием различных новых разнообразных, эффективных, оригинальных машин и механизмов, являются основополагающими классическими.

Свою трудовую деятельность он начал над поэтапным решением проблемы комплексной механизации и автоматизации горных и строительных работ после окончания Томского политехнического института по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Одна из его начальных работ по исследованию процессов разрушения горных пород при бурении шпуров до сих пор является

фундаментальным источником представления механики процесса и подбора параметров механизмов бурильных машин, т.е. параметров вращателей, ударников и подающих механизмов. Дальнейшие его работы посвящены исследованию и созданию вращательных, ударных и подающих механизмов различных конструкций и приводов и их взаимодействию в процессе работы.

Пионерской работой являются установленные им закономерности взаимосвязи энергии удара и усилия подачи бурильных машин. Обоснованы и разработаны геометрии породоразрушающих инструментов при повышенной подводимой мощности к забою.

Он является основоположником научного направления под названием «Силовые импульсные системы». В рамках этого направления разработаны теории, конструкции и созданы разнообразные импульсные генераторы. К ним относятся механические (шарнирно-рычажные), пневматические, электрические (соленоидные) и гидравлические. Причем ударные машины с гидрообъемным приводом, имеющие неоспоримое преимущество по сравнению с другими и не имеющие аналогов, исследовались одними из первых в мировой практике. Впоследствии созданы бурильные головки вращательно-ударного действия и гидрообъемные молоты типа «Импульс» с различной энергией удара, выпуск которых серийно и партиями в свое время вошел в программу Кузнецкого машиностроительного завода (г. Новокузнецк) и Инженерного центра «Импульс» Академии наук Кыргызской Республики. При этом решались такие фундаментальные задачи механики, как рациональное формирование рабочих внутренних процессов ударных машин, распространение волн деформации в ударных системах с элементами различной упругости и взаимных расположений соударяемых тел.

Для создателей машин наиболее ценным являются разработанные ими научно-методические основы синтеза параметров привода буровых машин.

Результаты отмеченных и других работ позволили создать универсальный самоходный буровой агрегат – УБА под маркой

«Аскатеш» и навесные молоты типа «Импульс» на базе мобильных машин, которые были призваны выполнять бурильные и отбойные операции с высокой производительностью труда, и с успехом применялись при строительстве различных сооружений.

Олег Дмитриевич Алимов занимался исследованием рычажных механизмов переменной структуры, на основе которых созданы безмуфтовые штамповочные прессы, которые внедрены на машиностроительном заводе им. В. И. Ленина (г. Фрунзе, ныне г. Бишкек), и ударные механизмы, применяемые в различных отраслях промышленности.

Ещё одним крупным направлением его научной деятельности были исследования и создание техники и технологий по добыче и переработке природных ценных строительных камней. Созданы для этих целей камнерезные баровые машины, станки вертикального бурения, клиновые устройства и прессы адаптивными инструментами для колки камней произвольной конфигурации. С помощью этих машин и на основе двух заводов с итальянским оборудованием, созданными при его содействии, налажен выпуск в Кыргызской ССР изделий из ценных пород природных камней на промышленной основе. Благодаря этому в республике тогда все здания государственного значения строились из местных ценных пород камней, таких, как мрамор, ракушечник, гранит и др. Это вызвало даже зависть и раздражение со стороны центральной власти Союза ССР. Более того, мраморные изделия экспортировали в Италию, Болгарию, в союзные республики Казахстан, Узбекистан, Прибалтику и др. Две станции Московского метрополитена и здание Академии наук СССР облицованы мраморными плитами, выпущенными в Кыргызстане.

Всемирный резонанс в 1976 году получили результаты посадки советской автоматической межпланетной станции «Луна-24» на поверхность Луны, главной целью которой было забор и доставка лунного грунта на Землю. Здесь с гордостью нужно отметить, что буровой и грунтозаборный автомат был создан в отделе механики и горного машиностроения Академии наук Кыргызской ССР под руководством О. Д. Алимова. Его по праву называли создателем

советской космической бурильной техники. Были сведения, что подобными аппаратами были снабжены и «Венера-14», и «Венера-15».

В этом научном направлении, помимо разработки теории ударных, транспортных, в частности вертикальных и гибких шнековых, механизмов, работающих в условиях температурного колебания от $+150^{\circ}$ до -100°C , комплексно решались проблемы автоматизации их режимов работы в зависимости от свойств грунта. Результаты этих работ послужили основой разработки другого научного направления – создания аппаратов информаторов. Другими словами, при этом появляются возможности по выходным параметрам самой машины установить свойства буримой породы. Кстати, эти буримые аппараты и в данное время, как говорится, на старте. Есть информация о том, что в ближайшее время будет запущен на Луну аппарат «Луна-25», на Венеру, главным образом с той же миссией.

В рамках комплексной механизации буровых работ организована лаборатория по исследованию так называемых тяжелогруженных манипуляторов. Результаты работ в этом направлении легли в основу создания манипуляторов по ориентированию исполнительных органов, в частности бурильных головок в пространстве. Установленные при исследовании структурные решения, закономерности изменения параметров и разработанных конструкций нашли применение в буровых и отбойных установках и могут применяться в создании промышленных роботов различного назначения.

Можно сказать, что Алимов О. Д. обладал предвидением необходимости разработки и развития направления технической отрасли. В свое время, в 70-е годы прошлого века, когда электроэнергия, вырабатываемой гидростанциями, по крайней мере у нас в Кыргызстане, было более чем достаточно для промышленных и бытовых нужд, он предложил организовать исследования по созданию возобновляемых источников электро-, теплоэнергии, основанных на использовании энергии солнца и ветра. По его инициативе была организована лаборатория, которая успешно функционирует и поныне. Получены существенные результаты по преобразованию

энергии, но, к сожалению, у нас в республике в виду различных причин довести до промышленного применения не удастся.

По нашему мнению, заслуживает внимания предложенное им в свое время подземное жилищное и промышленное строительство, особенно для наших условий, где земли сельскохозяйственного назначения катастрофически сокращаются.

О масштабе его мышления можно судить и по разработанной им государственной программе будучи депутатом Верховного Совета Кыргызской Республики под названием «Иссык-Кульско-Чуйский территориальный комплекс», где предусматривалось повернуть часть воды с пограничной реки, утекающей полностью в сторону территории Китайской Народной Республики. При этом решались бы проблемы, связанные с поддержанием уровня воды на озере Иссык-Куль, обеспечением поливной водой сотни тысяч гектаров богарных земель северной стороны Иссык-Куля и Чуйской долины. Несмотря на утверждение этой программы со стороны Совета министров СССР, осуществлению не было суждено воплотиться из-за так называемой «перестройки» и интриг, затеваемых со стороны «горбачевщины». Какая была бы выгода для республики при этом, судите сами!

Конечно же, Олег Дмитриевич уделял огромное внимание воспитанию научных, научно-педагогических кадров. Им подготовлены более 12 докторов и 100 кандидатов наук. Среди них один академик Российской академии наук, 3 академика, 3 члена-корреспондента Национальной академии наук Кыргызской Республики, множество академиков Международной российской, Республиканской инженерных академий.

О. Д. Алимовым опубликованы более 1000 научных трудов, их них около сотни монографий и монографических сборников, более 160 свидетельств на изобретения, десятки патентов зарубежных стран. Однако только простое перечисление трудов впечатляет, и редко кто может достичь такого результата. Поэтому, по нашему убеждению, его можно отнести к числу величайших ученых мира.

Он был своим человеком как для ученых стран СНГ, так и для зарубежных. Тесно общался с учеными с мировыми именами:

академиками Александровым Анатолием Петровичем, Келдышем Мстиславом Всеволодовичем, Барминым Александром Павловичем, Ишлинским Александром Юльевичем, Артоболевским Иваном Ивановичем, Патонем Борисом Евгеньевичем и многими др. Был инициатором, организатором, руководителем филиала Всесоюзного семинара по теории механизмов и машин Кузбасского отделения Российской инженерной академии.

Его идеи и предложения так или иначе реализованы фирмами «Пермон» и «Горный Пишибрам» (Чехословакия), «Тампелла Тамрок» (Швеция), «Сиг» (Швейцария), «Бруно» и «Пиллигрим» (Италия), «Секома» (Франция), «Данфосс» и «Шамбон» (Дания). На определенном уровне поддерживал связь с китайскими заводами горного машиностроения и др.

О. Д. Алимов доктор технических наук, профессор, академик Национальной академии наук Кыргызской Республики, лауреат Государственных премий СССР и Кыргызской Республики, по науке и технике заслуженный деятель науки Кыргызской Республики, действительный член Международной и Кыргызской инженерной академии и Академии горных наук, Почетный профессор Томского политехнического института.

Олег Дмитриевич по приглашению правительства Кыргызской ССР в 1965 г. переехал во Фрунзе и занимал должности директора Института физики и механики горных пород Академии наук КР. Затем был научным руководителем отдела механики и горного машиностроения Института автоматики, избран главным ученым секретарем президиума, вице-президентом Академии наук КР.

Инженерная зрелость и большой талант организатора позволили Олегу Дмитриевичу создать новое самостоятельное подразделение в Академии наук Кыргызской ССР — Научно-инженерный центр «Импульс». Образование этого центра предопределило результаты многолетних исследований в области механики машин, общего и горного машиноведения. Созданный под руководством Алимова О. Д. научно-инженерный центр — это новая форма связи науки и практики, а также следствие поисков новых моделей организации фундаментальных и прикладных

исследований, использования научного и инженерного труда в практике. Как показало время, такая форма организации самая эффективная, даже сейчас такая форма остается актуальной и требующей реализации во многих научно-исследовательских и образовательных учреждениях.

Благодаря дару предвидения академика Алимова О. Д. коллектив Института машиноведения и автоматики, имеющий в составе инженерный центр, отличается особенностью исследований среди научных учреждений в Академии наук республики и со времен академика Алимова О. Д. по настоящее время доводит результаты научных исследований до практики.

Олег Дмитриевич в рамках пропаганды достижений и обсуждения результатов научных школ был бесценным руководителем кыргызского филиала Всесоюзного семинара по теории механизмов и машин, возглавляемого академиком И. И. Артоболевским. Председателем двух проблемных и двух специализированных советов по аттестации научных кадров.

Следует несколько слов сказать о человеческом качестве Олега Дмитриевича и стиле его работы. В целом он весьма уважительно и с благодарностью относился ко всем, с кем имел деловые контакты и знакомства. Ценил и помнил тех, от которых получал полезные советы, особенно своего научного руководителя Алабужева Петра Михайловича, и первых своих руководителей по работе, в том числе тогдашнего ректора Томского политехнического института Воробьева А.А. и др., по отношению к соратникам и ученикам вел себя всегда тактично, был вежливым. Щедро делился знаниями, не только научно-методическими, но и жизненными. В то же время строго следил и старался не допускать безответственного бездушного отношения к работе, научной нечестности (плагиатства, присвоения чужих идей, приписывания к соавторству и др.).

О. Д. Алимов избрался депутатом Верховного совета СССР, членом президиума, был председателем республиканского общества «Знания».

Награжден орденами Ленина, Отечественной войны, Дружбы народов, медалями СССР, почетными знаками «Шахтерская слава» трех степеней.

Олег Дмитриевич был не только выдающимся ученым и организатором наук, но и неумолимым и равнодушным человеком, который большую часть своего времени посвящал размышлениям о предназначении Инженера как хранителя интеллектуального ресурса человечества (об этом подробно скажем в другой раз).

Имя выдающегося ученого-механика, инженера-исследователя, организатора науки навсегда останется в памяти соратников-учеников, последователей его научно-инженерных направлений в истории науки о механике машин.

УДК: 622. 23. 05

АКАДЕМИК О. Д. АЛИМОВДУН ТАШ КАЗУУ ТЕХНИКАСЫН ӨНҮКТҮРҮҮДӨ ЧЫГАРМАЧЫЛ МУРАСЫ

О ТВОРЧЕСКОМ НАСЛЕДИИ АКАДЕМИКА О. Д. АЛИМОВА В РАЗВИТИИ КАМНЕДОБЫВАЮЩЕЙ ТЕХНИКИ

ON THE CREATIVE LEGACY OF ACADEMICIAN O. D. ALIMOVIN DEVELOPMENT OF STONE MINING TECHNIQUE

М. Т. Мамасаидов

M. T. Mamasaidov

Макалада академик О. Д. Алимовдун чыгармачылык табигый таш казып алуу тоо-кен техникасын жана технологиясын өнүктүрүүгө арналган мурастарынын бири берилген. Илимий жана колдонмунун кыскача маңызы бул багытта анын жетекчилиги астында жүргүзүлгөн изилдөөлөр сунушталган. Массивден ири таштарды бөлүү үчүн каражаттардын жана ыкмалардын классификациясы берилген. Массивдин табигый жаракаларын эске алып чек чөйрө бургу көзөнөктөрдү жаратуу жолу менен бөлүүчү технологиялык жараяндарынын моделдери иштелип чыккан. Жалпыланган технологиялык жараяндын негизги көрсөткүчтөрүнүн байланышы жана негизги факторлордун жыйындысы алынган. Жаратылган саптык бургулоочу жана таш кесуучү тестедин тажрыйба-өнөр жайлык орнотмолордун үлгүлөрүнүн конструктивдүү өзгөчүлүктөрү келтирилген. О. Д. Алимов жетектеген жаратылыш ташты багыттуу бөлүнүү изилдөөлөр боюнча кыскача маалыматтар баяндалган. Изилдөөлөрдүн жыйынтыгы жана иштелип чыккан тажрыйба-өнөр жайлык ыңгайлашуучу таш жаруучу үлгүлөрү берилген. Окуучулар жана шакирттер тарабынан О. Д. Алимовдун чыгармачылыгы ишке ашкандыгы жана келечекте да ишке ашырылышы көрсөтүлгөн.

В статье представлено одно из творческих наследий академика О. Д. Алимова, посвященное развитию техники и технологии добычи природного камня. Изложена краткая суть научно-прикладных исследований, проведенных под его руководством, в этом направлении. Представлена классификация средств и способов отделения блоков камня от массива. Разработаны модели технологических процессов отделения блоков камня путем бурения оконтуривающих шпуров и отделяющих щелей

с учетом естественных трещин массива. Получены обобщенные взаимосвязь главных показателей технологического процесса и совокупность основных факторов. Приведены конструктивные особенности созданных опытно-промышленных образцов установок строчечного бурения и камнерезных машин. Кратко изложены сведения об изысканиях под руководством О. Д. Алимова по обработке природного камня направленным расколом. Приведены результаты исследований и представлены разработанные опытно-промышленные образцы адаптивных камнекольных прессов. Показаны результаты продолжения творчества О. Д. Алимова учениками и последователями, что будут осуществлены и в будущем.

In the article presents one of the creative legacies of Academician O. D. Alimov, dedicated to the development of techniques and technology of natural stone mining. The brief essence of scientific and applied research carried out under his leadership in this direction is outlined. The classification of means and methods of separating blocks of stone from the array is presented. Models of technological processes of separating blocks of stone by drilling delineating boreholes and separating slots taking into account natural cracks in the massif are developed. Generalized relationships of the main indicators of the technological process and the totality of the main factors are obtained. The design features of the created pilot samples of stringing drilling installations and stone-cutting machines are given. Briefly described information about the research under the leadership of O. D. Alimov processing of natural stone directional split. The results of research and developed prototypes of adaptive stone-cutting presses are presented. The results of continuation of O. D. Alimov's work by his students and followers are shown, which will be implemented in the future.

Түйүн сөздөр: табигый таш, ири таш, классификация, артыкчылык, таш казуучу техника, бургу көзөнөк, бургулоо орнотмолору, жылчыктар, таш кесүүчү машина, технологиялык жараян, жалпыланган модель, негизги көрсөткүчтөр, негизги өлчөм мүнөздөгүчтөр, түзүмдү топтоо, көп баа чендүү ойго төптөө, тандоо алгоритми, ташкыйбалык-өнөр жайлык, ташты жаруу, ыңгайлоочу механизм, таш кесүүчү жубас, технологиялык катар.

Ключевые слова: природный камень, блок камня, классификация, приоритет, камнедобывающая техника, шпур, бурильные установки, щели, камнерезная машина, технологический процесс, обобщенная модель, главные показатели, основные параметры, синтез структуры, многокритериальная оптимизация, алгоритм выбора, опытно-промышленные, раскол камня, адаптивный механизм, камнекольный пресс, технологическая линия.

Keywords: natural stone, block stone, classification, priority of rock-mining technique, boreholes, drills, slots, stone-cutting machine, technological process, generalized model, main indicators, relationship of parameters, synthesis

of structure, multicriteria optimization, algorithm of choice, pilot, split stone, adaptive mechanism, stone-cutting press, production line.

Одним из важных и широко распространённых полезных ископаемых является природный камень, который служит человечеству с самой зари существования по сей день. К настоящему времени разведано более 170 месторождений и выявлены значительные запасы (лишь в Кыргызстане свыше 1 млрд. м³) природных камней различных по минеральному составу, физико-механическим свойствам и цветовому изобилию. Они широко используются: в строительстве как стеновые (туф, ракушечник, ...), конструктивные (известняк, базальт, ...) и облицовочные (мрамор, доломит, ...) изделия, а в машиностроении как конструкционный материал (гранит, сиенит, ...) сверхточных деталей.

В открытом горном производстве существуют особые технологии как процесс добычи природного камня. Конечным продуктом этого технологического процесса является так называемый блок камня. Причем отделяемые от массива блоки камня регламентированы: должны иметь параллелепипедную форму и определенные размеры, должны быть без трещин и сколов на ребрах. Естественно, камнедобывающая техника, в отличие от обычных горных машин, должна обладать принципиальными особенностями как по конструктивному исполнению, так и по условиям применения.

Для решения этой проблемы по инициативе академика О. Д. Алимова была образована новая лаборатория с научным направлением: разработка научно-прикладных основ технологических процессов и создания высокоэффективных технических средств добычи природного камня. Данной лабораторией вначале подробно изучены и скрупулезно проанализированы обширный мировой опыт, суть и особенности технологии отделения блоков камня от массива. И вскоре был достигнут осязаемый результат – кардинальная систематизация всего многообразия рассматриваемой технологии, в ней приоритетно обобщены две принципиальные технологии [1]: *направленный откол*, обеспечиваемый путем бурения оконтуривающих шпуров; *направленное резание*, осуществляемое путем образования оконтуривающих щелей (рис.1). По научно-обоснованному утверждению, первая технология предпочтительна при добыче блоков природного камня высокой и

М. Т. Мамасаидов

вышесредней крепости (граниты, высокопрочные мраморы), а вторая – блоков природного камня нижесредней и малой крепости (низкопрочные мраморы, известняки-ракушечники,...).

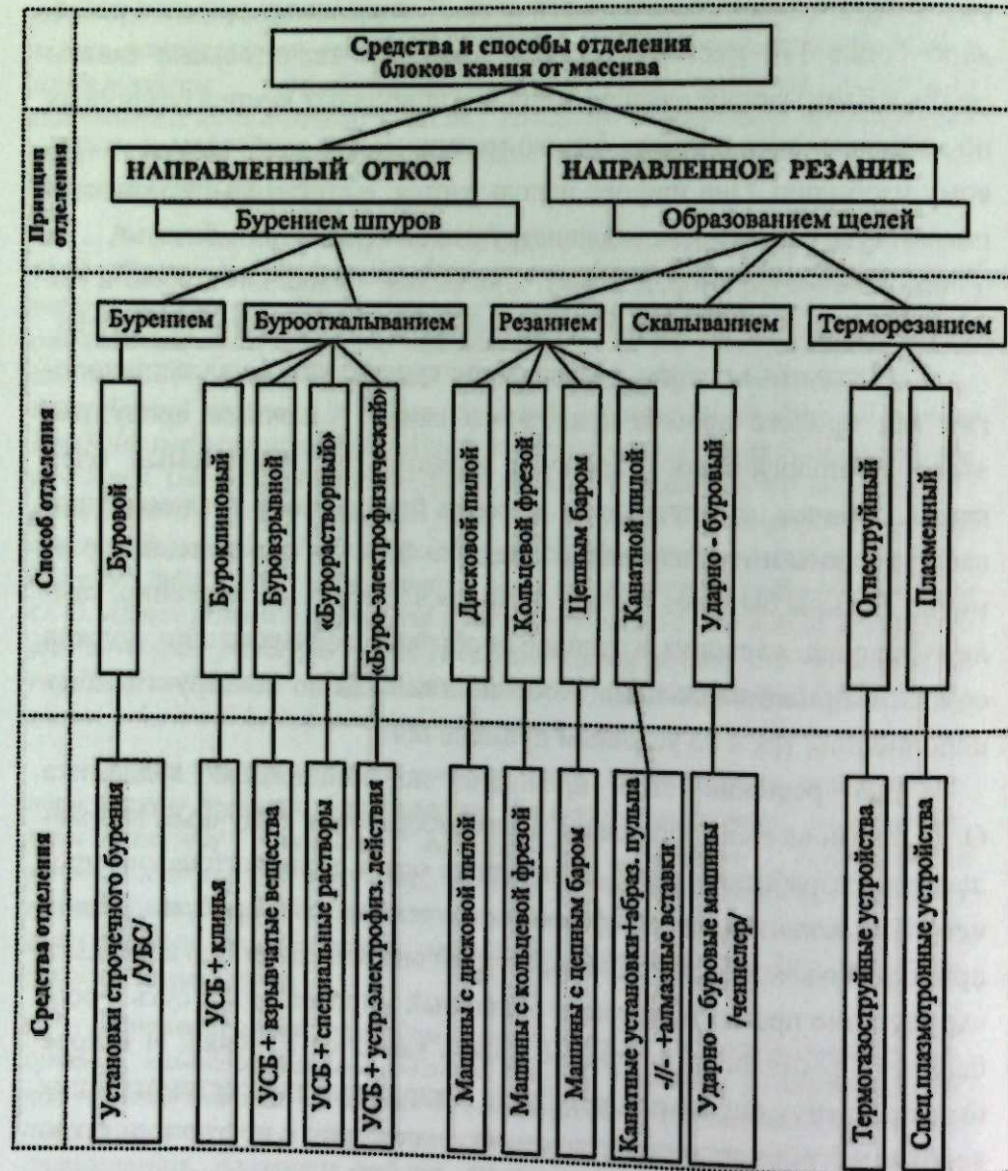


Рисунок 1 – Классификация средств и способов отделения блоков камня от массива

Однако главный вопрос: «Каким образом повысить эффективность технологии добычи природного камня и как выбрать

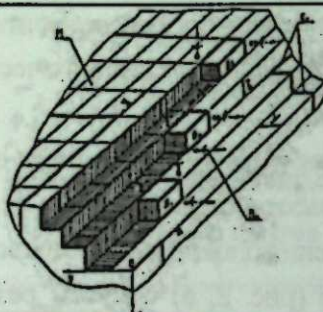
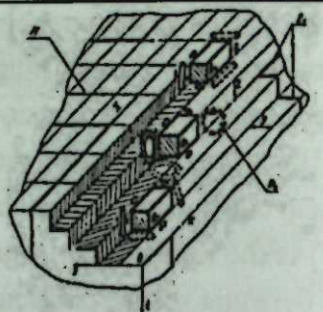
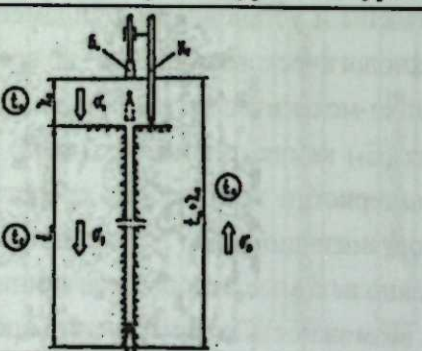
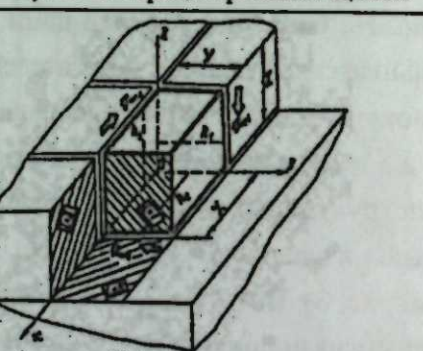
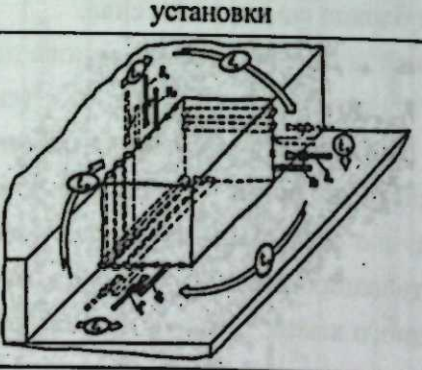
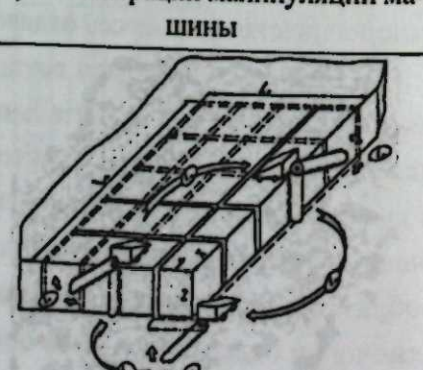
рациональные параметры камнедобывающих технических средств?» пока остался без ответа. Этот чрезмерно многофакторный технологический процесс не был прост, и еще не было серьезного научного рассмотрения. Существующие изыскания того времени ограничивались изучением отдельных элементов техники и технологии добычи природного камня, а общий подход и анализ целого технологического процесса вовсе отсутствовал.

Под общим руководством академика О. Д. Алимова нами впервые были обоснованы предпосылки и разработаны обобщенные модели [1, 2, 5] технологических процессов отделения блоков камня от массива путем бурения оконтуривающих шпуров (рис. 2, а) и путем резания оконтуривающих щелей (рис. 2, б) при учете реального состояния массива. На базе этих моделей нами выявлены и установлены фундаментальные связи главных показателей технологического процесса¹ во всей совокупности основных факторов: физико-механических свойств камня (f, a_k) и естественных трещин массива (E_T) камня, режимных (ω, \dot{u}_i) и конструктивных ($n_m, d_i, K_c, t_i, \dots$) характеристик технических средств, технологических ($X, Y, Z, \delta, V_{ш}, \dots$) и организационных (T_i) параметров (см. рис. 3). Вот теперь, наконец-то, давно искомые основополагающие взаимосвязи получены (!) и появилась возможность количественно оценить, какой из основных факторов и как влияет на главные показатели технологического процесса отделения блоков камня от массива.

В последующем были осуществлены такие оценки на основе полученных нами фундаментальных взаимосвязей $P_{см}, C_c, K_A$ (см. рис. 3). При этом выявлены факторы, наиболее значительно влияющие на главные показатели технологического процесса. Тем самым установленная взаимосвязь позволила научно обосновать наиболее целесообразные направления совершенствования технических средств и технологии отделения блоков природного камня. Это строгая направленность буримых шпуров и прорезаемых щелей, многомашинность установок строчечного бурения и их совместная манипуляция, координатное позиционирование бурильных установок и мобильность камнерезных машин, минимизация диаметра буримых шпуров и

¹ В качестве главных показателей технологического процесса приняты сменная производительность ($P_{см}$) и себестоимость (C_c) отделения, а также потери сырья (K_A) при отделении блоков камня.

ширины прорезаемых щелей, максимализация размеров блоков камня и их отделения с учетом естественных трещин массива и др.

<p>а) абстрактная схема техпроцесса</p> 	<p>б) абстрактная схема техпроцесса</p> 
<p>а¹) к техоперации бурения шпуров</p> 	<p>б¹) к техоперации резания щелей</p> 
<p>а¹¹) к техоперации манипуляции установки</p> 	<p>б¹¹) к техоперации манипуляции машины</p> 

Условные обозначения: М – массив камня; Ет – естественные трещины; Б_и – блоки камня; X, Y, Z – размеры блока; Б_и – буровой инструмент; Р_о – режущий орган

Рисунок 2 – Обобщенные модели технологических процессов отделения блоков камня от массива: путем бурения шпуров (а) и путем резания щелей (б)

Следует, безусловно, отметить, что представленные обобщенные модели (рис. 2) и полученные основополагающие взаимосвязи (рис. 3) являются кардинально новыми научными результатами в области техники и технологии добычи природного камня. И в разработке этих уникальных моделей и выявлении таких фундаментальных взаимосвязей [1, 2, 5] приоритет принадлежит именно нашей научной школе!

**При технологическом процессе отделения блоков камня бурением оконтуривающих шпуров*

$$P_{cm} = \frac{(T_{cm} - T_{пз} - T_{от} - T_{тн})XYZ}{\left(\frac{X+Y+Z}{\delta}\right) \frac{t_n}{K_c} + \frac{n_n}{K_c} n_c t_n + \frac{(X+Y+Z)^2}{n_c \delta} \left(\frac{1}{n_n v_0} + \frac{1}{n_n v_0} + \frac{t_n}{\xi_n} + \frac{t_m}{\xi_m}\right)}, m^3$$

$$C_c = \frac{1}{n_{cm} P_{cm}} \left[C_{б} \left(\frac{H_{AO} + H_{тг} + H_{\Sigma п}}{100} \right) + n_p \Gamma_{3п} \right] + \frac{(X+Y+Z)^2}{n_c \delta XYZ} \left(\frac{C_n}{\xi_n} + \frac{C_m}{\xi_m} \right), \text{сост} / m^3$$

$$K_{\Delta} = \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{X}{3[d_m + 2\Delta_c^2 + X(\text{tg}\theta_y + 2\text{tg}\theta_n)]}}; \quad \vartheta_6 = \frac{12}{\pi} \cdot \frac{N_y \cdot 10^{-4}}{d_m^{1.5} f^{1.25} l_m^{0.25}}$$

***При технологическом процессе отделения блоков камня резанием оконтуривающих щелей*

$$P_{cm} = \frac{(T_{cm} - T_{пз} - T_{от} - T_{тн})XYZ}{\frac{X+Y+Z}{v_n} + \frac{n_m}{n_{а1}} (t_n + t_m) + \frac{t_3}{\xi_p} (XY + YZ + ZX)}, m^3$$

$$C_c = \frac{1}{n_{cm} P_{cm}} \left[C_{к} \left(\frac{H_{AO} + H_{тг} + H_{\Sigma п}}{100} \right) + n_p \Gamma_{3п} \right] + \frac{C_{ро}}{n_p \xi_p} \left(\frac{1}{X} + \frac{1}{Y} + \frac{1}{Z} \right), \text{сост} / m^3$$

$$K_{\Delta} = \frac{1}{\frac{1}{2} + \frac{X}{3[B_{щ} + X(\text{tg}\theta_y + \text{tg}\theta_n)]}}; \quad \vartheta_n = \frac{0,72}{K_z} \cdot \frac{N_{н.о} \eta_{н.о}}{B_{щ} H_{щ} f}$$

Рисунок 3 – Основопологающие зависимости технологических процессов отделения блоков камня от массива путем бурения шпуров (*) и путем резания щелей (**)

Продолжая осуществляемые научные исследования [2], нами прежде сформированы логические принципы синтеза структурной схемы, базирующиеся в унификации конструктивных узлов камнедобывающих технических средств и в особенностях технологии отделения блоков при различных состояниях массива камня. Затем предложен следующий научный подход к расчету основных параметров установок строчечного бурения и камнерезных машин на основе общепризнанных положений многокритериальной оптимизации. А именно: используя ранее установленные зависимости главных показателей технологического процесса ($P_{см}$, C_c , K_{Δ}) как критериев качества, имея реальные диапазоны изменения параметров и их функциональные ограничения, нами был разработан алгоритм выбора оптимальных значений параметров камнедобывающих технических средств в диалоговом режиме «Конструктор-ЭВМ».

Все осуществленные выше изыскания послужили научной базой, которая обеспечила проектирование и создание под руководством академика О. Д. Алимова целого семейства новой камнедобывающей техники (рис. 4): универсального УБА-1 и специализированного СБА-2р агрегатов строчечного бурения, передвижной гидроклиновой установки ПГУ-1, мобильных цепных камнерезных машин ЦКМ-1, ЦКМ-1м и ЦКМ-2.

Вышеуказанные образцы камнедобывающей техники обеспечивали высокие технико-экономические показатели на действующих карьерах природного камня и строительных площадках бывшего Союза и КР. Такие образцы семейства, как мобильные цепные камнерезные машины ЦКМ-1, ЦКМ-2, и ныне выпускаются промышленными партиями в России, Украине. Тем самым всецело доказана практическая состоятельность наших научно-практических деяний в области техники и технологии добычи природного камня!

Далее целесообразно представить краткие сведения об адаптивных камнекольных прессах, разработанных под руководством академика О. Д. Алимова. Поскольку в нашей лаборатории также осуществлены комплексные изыскания по этой актуальной проблеме — созданию техники и технологии обработки камня расколом [3]. Были обстоятельно изучены существующие такие технологии, обобщен

отечественный и мировой опыт создания камнекольных устройств и станков, систематизированы конструктивные схемы известных технических средств раскола камня. В результате тщательного анализа и прогноза нами научно обоснованна эффективность технологии обработки камня направленным расколом и целесообразность создания адаптивных камнекольных прессов (ПКА) с гидравлическим приводом.

Основу предложенных нами конструкций адаптивных прессов ПКА составляет (рис.5) станина, верхний и нижний рабочие органы (раскалывающие ножи), силовой гидроцилиндр, рабочий стол и гидростанция с пультом управления. Оригинальными являются верхний 3 и нижний 4 ножи, которые представляют собой наборный ряд раскалывающих инструментов с клиновым механизмом адаптации. Причем каждый из инструментов 5 представленных ножей имеет возможность занимать разное положение по вертикали, повторяя рельеф-неровности поверхности раскалываемого образца камня 1. Они-то создают предельное напряженное состояние в намечаемой плоскости и производят направление раскола камня.

Следует отметить, что изюминкой (ноу-хау) предложенных раскалывающих ножей камнекольных прессов ПКА является клиновой адаптивный механизм, что нами всесторонне изучен, изобретательно развит геометрически и конструктивно, на приоритет которого получены авторские свидетельства СССР.

К 1984 г. под научным руководством академика О. Д. Алимова был разработан и изготовлен на заводе им. Ленина (г. Фрунзе) первый отечественный образец адаптивного камнекольного пресса с гидроприводом типа ПКА-800, который успешно прошел стендовые и промышленные испытания.

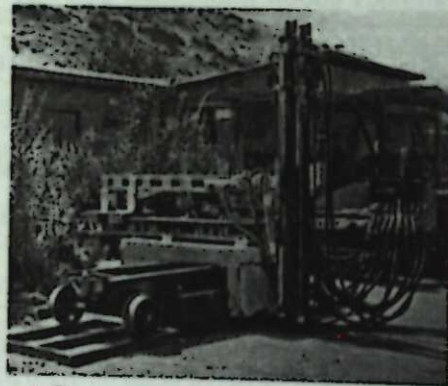
Разработанные нами приоритетные элементы теории технологического процесса получения колотых изделий из природного камня и результаты обстоятельных стендовых исследований первого образца пресса ПКА-800 послужили основой тому, что в конце 80-х годов XX века в нашей научной лаборатории ТККМ НАН КР спроектированы четыре типоразмера адаптивных камнекольных прессов типа ПКА-400, ПКА-800, ПКА-3000 и ПКА-6000, предназначенных для раскола образцов камня разного габарита.



* Автономный универсальный буровой агрегат УБА-1



** Цепная камнерезная машина ЦКМ-1



* Специализированный буровой агрегат СБА-2р



** Цепная камнерезная машина ЦКМ-1м

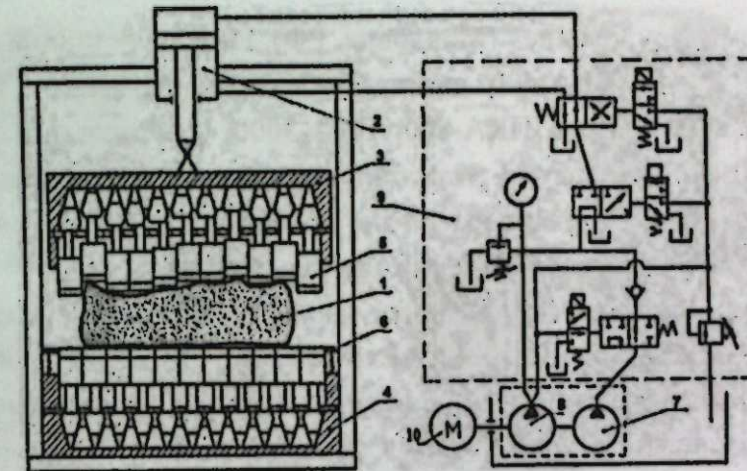


* Передвижная гидроклиновья установка ПГУ-1



** Цепная камнерезная машина ЦКМ-2

Рисунок 4 – Опытно-промышленные образцы установок строчечного бурения (*) и мобильных цепных камнерезных машин (**)



1 – обрабатываемый камень; 2 – гидроцилиндр; 3, 4 – верхний и нижний рабочие органы (ножи); 5 – раскалывающий инструмент; 6 – рабочий стол; 7, 8 – шестеренчатый и поршневой гидронасосы; 9 – панель управления; 10 – электродвигатель

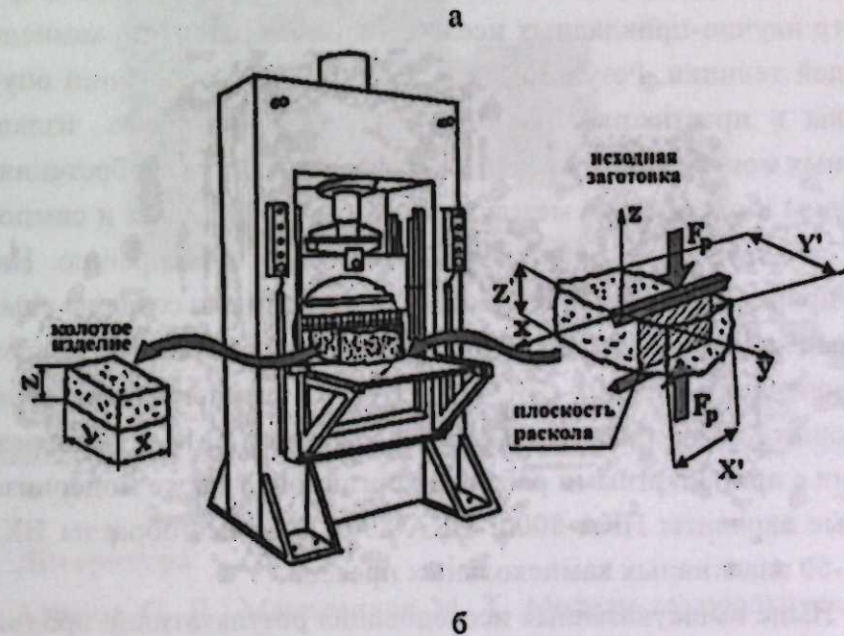


Рисунок 5 – Гидрокинематическая (а) и функциональная (б) схемы адаптивного камнекольного пресса ПКА

Из них первые три конструкции типоразмерного ряда камнекольных прессов прошли строгий отбор государственной комиссией и промышленно освоены Саранским станкостроительным заводом

«Автопромоборудование» (Мордовия, РФ). Несущая станина камнекольного пресса ПКА-400 имеет С-образную форму, а станины камнекольных прессов ПКА-800, ПКА-3000 – порталную. Пресс ПКА-3000 обладает двумя гидроцилиндрами и оснащен подающим механизмом в виде транспортера для подачи на рабочий стол крупных заготовок и блоков природного камня (рис.6).

Нами обоснован и предложен также ряд технологических линий (типа «Последовательная», «Елочка») из различных сочетаний камнекольных прессов ПКА, оснащенных вспомогательными подъемно-подающими устройствами. Спроектированные технологические линии адаптивных прессов ПКА предназначались для обеспечения полной механизации производства разнообразных колотых изделий из природного камня.

В последующем, развивая творческое наследие академика О. Д. Алимова, его ученики и последователи вели и ведут широкий спектр научно-прикладных исследований по развитию камнедобывающей техники. Результаты последующих исследований опубликованы в престижных научно-технических журналах, изданы в научных монографиях и реализованы в патентах на изобретения, обсуждены и одобрены в международных конференциях и симпозиумах, отчасти приняты производителями к внедрению. На основе проведенных таких изысканий разработаны и созданы опытно-промышленные образцы специализированных установок кругового и строчечного бурения СБС-1п и ПСБ-1, перспективные образцы дисковых ККМ-1д, цепных КМЦ-1 и канатных КМК-1 камнерезных машин с приоритетными рабочими органами, а также модернизированные варианты ПКА-800п, ПКА-800м и новые образцы ВКП-1, ВКП-50 адаптивных камнекольных прессов.

Ныне вышеуказанные исследования результативно продолжаются последователями учеников академика О. Д. Алимова – молодыми учеными в двух научных лабораториях НАН КР и НИЦ «Природный камень» МОН КР. Есть надежда и уверенность, что эти актуальные исследования, имеющее важное народно-хозяйственное значение, будут и далее продолжены.

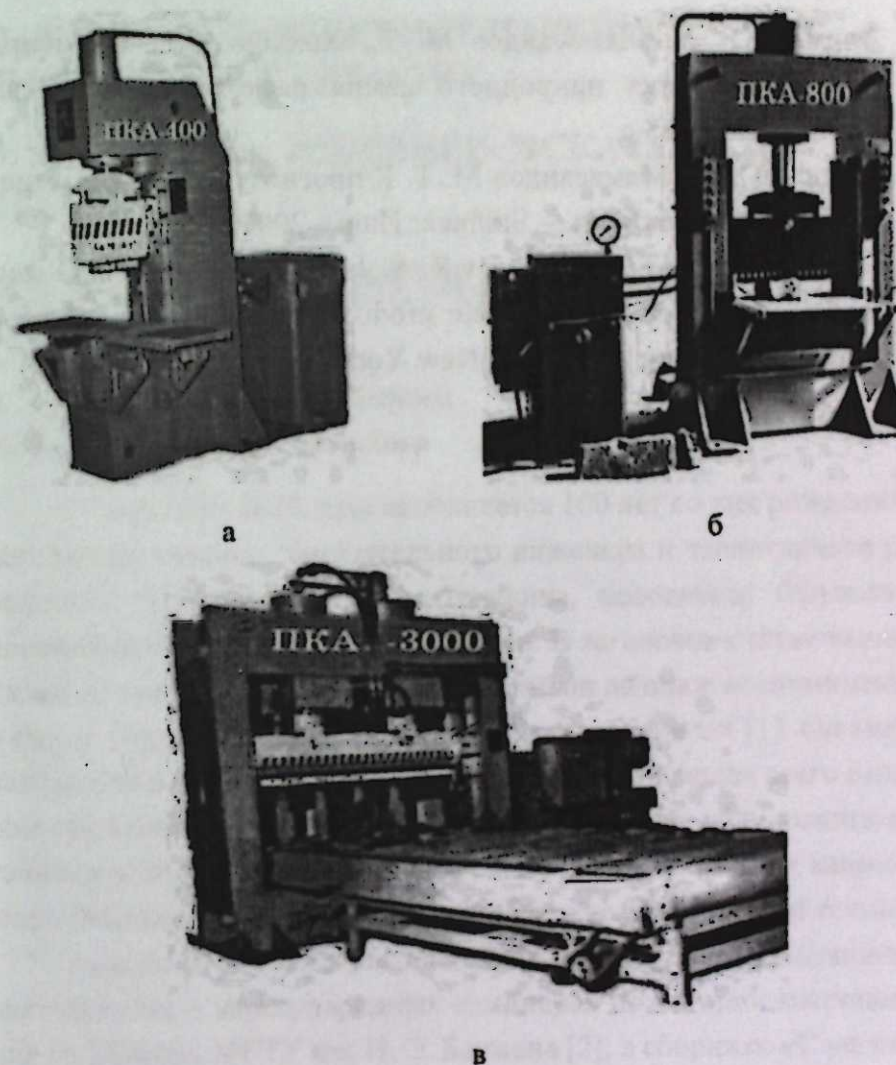


Рисунок 6 – Опытно-промышленные образцы адаптивных камнекольных прессов: ПКА-400 (а); ПКА-800 (б); ПКА-3000 (в)

Литература

1. Алимов О. Д., Мамасаидов М. Т. Модели технологического процесса отделения блоков природного камня от массива. – Фрунзе: Илим, 1983. – 84 с.
2. Алимов О. Д., Мамасаидов М. Т. Технические средства отделения блоков природного камня от массива. – Фрунзе: Илим, 1987. – 216 с.

3. Алимов О. Д., Мамасаидов М. Т., Хохлов А.Я., Сирмбард О. Ю. Обработка природного камня расколом. – Фрунзе: Илим, 1988. – 53 с.
4. Алимов О. Д., Мамасаидов М. Т. К прогнозу развития камнедобывающей техники. – Бишкек: Илим, 2001. – 50 с.
5. Mamasaidov M. T., Mendekeev R. A., Ismanov M. M. Generalized model of technology for article production from stone massif // Journal of Mining Science. – New York, 2004, – Vol. 40, № 5. – P. 521 – 527.

**О. Д. АЛИМОВ. ИНЖЕНЕР ИЗДЕНУУЧУ.
ЖАРАТУУЧУ. САКТООЧУ**

**О. Д. АЛИМОВ. ИНЖЕНЕР- ИСКАТЕЛЬ. ТВОРЕЦ.
ХРАНИТЕЛЬ**

**O. D. ALIMOV. ENGINEER IS A SEEKER. CREATOR.
THE KEEPER**

В. Э. Еремьянц, И. С. Волоскова

V. E. Eremyants, I. S. Voloskova

17 сентября 2023 года исполняется 100 лет со дня рождения выдающегося ученого, замечательного инженера и талантливого руководителя Алимова Олега Дмитриевича, основателя Фрунзенской научной школы инженеров-механиков. В заголовок статьи вынесено название книги О.Д. Алимова, в которой он делился воспоминаниями о своем творческом пути, своих учителях и учениках [1]. Он вкладывал многое в понятие «инженер» и считал себя прежде всего инженером-созидателем. Кроме этого, О. Д. Алимов был великолепным организатором, учителем и воспитателем молодых научных кадров, созидателем новых и перспективных направлений в науке и технике.

Авторы этой статьи с коллегами уже выступали с описанием его деятельности в международных семинарах по истории машиноведения (г. Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана [2], в сборнике «Славянский мир в Кыргызстане» [3]). В настоящей статье мы использовали материалы из этих работ, дополнив их новыми данными.

Творческий путь О. Д. Алимова начинался в Томском политехническом институте, в котором он проходил обучение, прерванное войной. Отслужив в десантных войсках и вернувшись с фронта, он завершил обучение и остался работать в институте на кафедре горных машин и рудничного транспорта, которую он возглавил в 1953 г.

Не имея практического опыта в создании и эксплуатации горных машин, он оставляет руководство кафедрой заместителю, а сам уходит в шахты Кузбасса, на месяцы, чтобы увидеть, понять и почувствовать, в каких условиях там работают люди и машины, что надо

делать для совершенствования этих машин и улучшения условий труда их операторов.

Его научная деятельность начиналась с исследования режимов работы и рабочих процессов пневматических бурильных молотков, процессов вращательно-ударного бурения. В 1954 – 1960 годы публикуются его классические работы по исследованию разрушения горных пород при бурении шпуров, влиянию величины усилия подачи бурильного молотка на скорость бурения и износ инструмента. Эти работы до сих пор остаются актуальными.

Как отмечается в работе [1], в эти годы на кафедре одновременно велось пять научных направлений совершенствования горных машин, в том числе и баровых землерезных машин, предназначенных для зимних земляных работ в строительстве. Это было возможным, как отмечалось в работе [1], благодаря выдающимся организаторским способностям О. Д. Алимова, коммуникабельности и последовательности в решении поставленных задач.

Он смог заинтересовать и привлечь к решению этих задач многих сотрудников производства: шахт, рудников, заводов Кузбасса. Многие из этих сотрудников впоследствии стали кандидатами технических наук. В результате этих работ были установлены основополагающие закономерности для выбора рациональных параметров машин ударного действия для горного дела, строительства, машиностроения.

Наряду с теоретическими исследованиями проводилась интенсивная работа и по реализации их в промышленности. На заводах Томска и Новокузнецка было изготовлено несколько типов промышленных образцов новых машин ударного действия с электрическим, пневматическим и гидравлическим приводом.

Эти работы были высоко оценены правительством СССР, и в 1959 г. О. Д. Алимов удостоивается высшей правительственной награды того времени – орденом Ленина. В 1960 году он защищает докторскую диссертацию.

В 1963 году О. Д. Алимов с рядом сотрудников кафедры был приглашен в Новосибирск для работы в Институте горного дела Сибирского отделения Российской академии наук СССР. Продолжая в

этом институте прежние направления работ, он совместно с учениками и соратниками проводит экспериментальные работы по режимам резания мерзлых грунтов цепными исполнительными органами, продолжает разработки конструкций баровых землеройных машин, изготовление которых производится на ремонтно-механических заводах Новосибирска.

К 1965 году О. Д. Алимов становится известным в Советском Союзе ученым-практиком в области создания и совершенствования горных машин.

Учитывая его высокую квалификацию и организаторские способности, Академия наук Кыргызской ССР приглашает его на работу в республику для развития научно-технического направления в области механики машин и избирает его членом-корреспондентом АН Киргизской ССР.

Он приезжает во Фрунзе не один, а с группой своих учеников и соратников по работе в Томске. Интересен подбор этих соратников: кандидат технических наук А. Н. Волков – опытный производственник, возглавлявший до этого горное предприятие в Кузбассе, кандидат технических наук Н. С. Колодяжный, имеющий в прошлом богатый опыт партийной работы, молодые кандидаты наук Л. Т. Дворников и А. В. Фролов. Первый – специалист по теории механизмов и машин, второй – по приводу и автоматизации горных машин. Пятым в этой команде был аспирант С. А. Басов, выпускник Томского политехнического института, занимающийся зарождавшимся тогда перспективным направлением создания гидравлических бурильных машин.

Эти специалисты стали основой создания в Институте физики и механики горных пород АН Киргизской ССР отдела научных основ буровой техники.

Забываясь о развитии этого отдела и его дальнейшем росте, О. Д. Алимов рекомендует к.т.н. Л. Т. Дворникова на должность заведующего кафедрой теории механизмов и машин Фрунзенского политехнического института.

Необходимо отметить, что в эти годы во всем политехническом институте был всего один доктор наук, а заведовали кафедрами зачатую специалисты, не имеющие ученых степеней.

И этот выбор О. Д. Алимова также был удачным. Л.Т. Дворников был блестящим, высоко эрудированным лектором. Он в короткий период создал на кафедре научную школу, набрал аспирантов, которые после окончания аспирантуры и защиты диссертаций начинали работать в отделе механики и горного машиноведения. Студенты этой кафедры выполняли курсовые и дипломные проекты по тематике отдела, занимаясь практической полезной работой. После защиты дипломов многие из них также приходили на работу в отдел механики и горного машиноведения. Благодаря такой организации отдел быстро рос как в количественном, так и в качественном отношении.

Параллельно с организацией научных работ О. Д. Алимовым велись интенсивные работы по установлению связей с горнорудными предприятиями Киргизии, Казахстана и России. На эти предприятия направлялись сотрудники отдела для изучения условий работы машин, их отказов, выявления направлений дальнейшего совершенствования буровой техники, изучения опыта создания и эксплуатации зарубежной буровой техники, работающей на горных предприятиях Советского Союза.

Это был период, когда пятилетним планом развития промышленности СССР ставилась задача автоматизации и механизации производственных процессов. В связи с этим в 1970 году отдел, возглавляемый О. Д. Алимовым, был переименован в отдел механики и горного машиноведения и передан из Института физики и механики горных пород в Институт автоматики АН Киргизской ССР.

Большое внимание О. Д. Алимов уделял всестороннему развитию и росту молодых сотрудников и аспирантов. Аспиранты должны были непременно читать лекции студентам по теории механизмов и машин, динамике машин, горным машинам. Многие из окончивших аспирантуру и защитивших диссертации работали в качестве ученых секретарей отдела, диссертационных советов, научно-технических советов для получения опыта организационной работы. Впоследствии они назначались руководителями лабораторий.

Благодаря этому коллектив отдела механики и горного машиноведения быстро рос, и к 1974 г. его численность уже превышала 100 человек.

Фактически О. Д. Алимов стал родоначальником в организации и развитии в республике нового научного направления, связанного с машиностроением.

Повышение производительности бурильных машин требовало принципиально новых технических решений, позволяющих существенно увеличить их мощность и производительность при обеспечении прочности и долговечности элементов машины. Еще в томский период деятельности О.Д. Алимовым была высказана идея о том, что этого можно достигнуть путем перевода буровой техники с пневматического привода на гидравлический. Это в свою очередь требовало создания мощных гидравлических ударных и вращательно-ударных механизмов, которых мировая практика в то время не знала.

Работы в этом направлении были начаты О. Д. Алимовым еще в КУЗНИУИ с Н. А. Беланом в 1965 г. и продолжены совместно с С. А. Басовым и молодыми сотрудниками во Фрунзе. В 1967 г. была создана первая в мире бурильная машина с гидроприводом – БКГ.

За работами О. Д. Алимова внимательно следили за рубежом. Он по приглашению часто бывал в ведущих зарубежных фирмах, производящих бурильные машины, и делился с ними своими соображениями по развитию горной техники.

Вначале его мысли о переводе бурильных машин на гидропривод воспринимали скептически, но затем это перспективное направление подхватили и за рубежом. Гидравлические машины обладали существенно большей мощностью по сравнению с пневматическими машинами при тех же габаритных размерах и массах, не требовали громоздких компрессорных станций и не загрязняли окружающую среду выхлопом отработанного воздуха.

В середине 70-х годов прошлого века первые образцы гидравлических бурильных машин стали появляться и за рубежом, а к концу 80-х годов они почти полностью вытеснили пневматические машины с мирового рынка. Их разработкой занимались десятки зарубежных фирм.

Но приоритет школы О. Д. Алимова в становлении и развитии этого направления был подтвержден на Международной конференции, проходившей в Праге (Чехословакия) в 1983 г. Его доклад

«Новые итоги в области гидравлических буровых механизмов» был отмечен Почетным дипломом первой степени.

Существенное увеличение мощности гидравлических ударных машин потребовало и развития теории ударных процессов. В связи с этим в отделе были начаты научно-исследовательские работы и в области теории удара и ударных процессов в машинах. Так, в отделе, возглавляемом О. Д. Алимовым, в начале 70-х годов возникла и начала развиваться Фрунзенская школа теории удара и ударных процессов в машинах. В этом направлении на начальном этапе его развития работали к.т.н. Л. Т. Дворников, аспиранты И. Д. Шапошников и А. Ф. Лисовский, впоследствии защитившие кандидатские диссертации. Затем эта тематика была продолжена руководителями лабораторий В. К. Манжосовым и автором данной статьи.

Росту квалификации молодого коллектива способствовала и забота его руководителя об участии молодых сотрудников в различных семинарах, конференциях, в том числе всесоюзных и международных. Общение молодежи с известными специалистами в области механики машин О. Д. Алимов считал обязательным элементом воспитания и повышения квалификации молодого ученого.

В эти годы во Фрунзе начал действовать фрунзенский филиал Всесоюзного семинара по теории механизмов и машин, возглавляемый О. Д. Алимовым, были установлены тесные связи с Казахской и Рижской школами ученых-механиков, Институтом машиноведения им. Благонравова. По приглашению О. Д. Алимова фрунзенскую школу в различные годы посещали корифеи в области теории механизмов и машин: академик АН СССР И. И. Артоболевский, член-корреспондент АН Украинской ССР С. Н. Кожевников, член-корреспондент АН Латвийской ССР Я. Г. Пановко, профессор Института машиноведения НАН СССР А. П. Бессонов, А. Е. Кобринский, Е. В. Герц и многие другие известные ученые. В общении с ними и обсуждении результатов работ корректировались стоящие перед коллективом задачи и методы их решения. В ряде случаев эти обсуждения приводили к формированию новых перспективных направлений исследований.

За заслуги в становлении и развитии в АН Киргизской ССР нового научного направления в области механики машин О. Д. Алимов в

1974 г. избирается действительным членом Академии наук КР и назначается главным ученым секретарем президиума АН Киргизской ССР.

В начале 70-х годов коллектив отдела механики и горного машиноведения был привлечен к приоритетным работам по созданию буровых автоматов для космических исследований. Эти работы начались с создания буровых автоматов для исследования поверхности Луны, и в частности бурового автомата для бурения скважины глубиной 3 м на поверхности Луны с последующим отбором керна без нарушения его стратификации и доставкой на Землю.

Сложность решения этой проблемы была связана с жесткими ограничениями по энергопотреблению и времени бурения, ограничениями массы бурового агрегата, требованиями выполнения всех операций в автоматическом режиме без вмешательства с Земли. Достаточно сказать, что суммарная мощность всех механизмов бурового автомата, включая механизмы подачи и вращения инструмента, ударный механизм и шнековый механизм для очистки скважины от продуктов разрушения, составляла всего около 300 Вт.

Из-за весовых ограничений элементы механизмов бурового автомата выполнялись из легких сплавов: магниевых, алюминиевых, титановых. В качестве ударного механизма в буровом автомате был использован шарнирно-рычажный механизм переменной структуры, который обеспечивал автоматическое включение ударника при возрастании силы сопротивления внедрению инструмента и его отключение при снижении силы сопротивления. Эти работы выполнялись в лаборатории буровых автоматов, возглавляемой В.К. Манжосовым.

В процессе выполнения этих работ была реализована идея использования бурового автомата в качестве информатора о свойствах буримых пород. В лаборатории привода и систем управления, возглавляемой А. В. Фроловым, были разработаны методы оценки механических свойств буримых пород по электрическим параметрам приводов отдельных механизмов (потребляемому току и напряжению), передаваемых на Землю по телеметрическим каналам. И эта идея была успешно реализована.

Буровой автомат в составе космической станции «Луна-24» в августе 1976 г. успешно справился с поставленной задачей, пробуравив

на Луне скважину глубиной 2,6 м с отбором грунта без нарушения его стратификации.

За эти работы О. Д. Алимов был удостоен Государственной премии СССР, а сотрудники отдела А. В. Фролов, В. К. Манжосов, Ю. В. Кудрук были отмечены различными государственными наградами. Молодые сотрудники отдела: В.П. Филипповский, С. Абраимов, М. Т. Мамасаидов, В. Э. Еремянц, Б. А. Шевченко, участвовавшие в этих работах, стали лауреатами премии Ленинского комсомола Киргизии в области механики и машиностроения.

Впоследствии в отделе механики и горного машиноведения разрабатывались буровые устройства для бурения глубоких скважин на Луне, бурения скважин на Марсе, но из-за сложного экономического положения страны к концу 80-х годов они не были реализованы.

Особенностью деятельности академика О. Д. Алимова было то, что, несмотря на интенсивные работы по космической тематике, он не забывал и о земных делах. Под его руководством в содружестве с горными предприятиями и Кузнецким машиностроительным заводом лабораторией автоматизации и механизации бурения скважин (рук. Н. С. Колодяжный) разрабатывались буровые станки «Веер» для бурения веера скважин малого диаметра при разработке месторождений полезных ископаемых. Эти станки использовались на Ачисайском, Лениногорском полиметаллических комбинатах, на Хайдарканском ртутном и Иртышском комбинатах.

Лабораторией силовых импульсных систем (рук. С. А. Басов) совместно с Кузмашзаводом был разработан и выпущен опытный образец универсального бурового агрегата УБА с гидравлическим и комбинированным приводами для бурения шпуров при подземной добыче полезных ископаемых, гидротехнического и дорожного строительства.

Лабораторией конструкций буровых агрегатов (рук. А. Н. Волков) решались проблемы комплексной механизации проведения выработок малого сечения в крепких горных породах.

Организаторский талант О. Д. Алимова, его способность интуитивно чувствовать наиболее перспективные направления развития и находить наиболее эффективные методы достижения цели не остались незамеченными. В 1976 году он был избран депутатом

Верховного Совета Киргизской ССР, а в 1978 году – членом президиума Верховного Совета.

В конце 70-х годов перед промышленностью республики встала острая проблема механизации буровых работ при добыче и обработке природного камня: гранита, мрамора, ракушечника. Правительством республики решение этой проблемы было поручено отделу механики и горного машиноведения, возглавляемому О. Д. Алимовым.

Через три месяца после правительственного поручения из ворот опытно-экспериментального механического завода Министерства промышленности строительных материалов вышел первый образец автономного мобильного бурового агрегата УБА-1 «Аскатеш», не имеющий аналогов в мировой практике. Агрегат был смонтирован на базе шасси автомобиля КраЗ-256, оснащен компрессорной и гидравлической станциями, универсальным манипулятором с несколькими степенями свободы и бурильной машиной. Привод всех механизмов агрегата осуществлялся от дизельного двигателя шасси.

В период с 1976 по 1982 год было выпущено несколько таких агрегатов, которые использовались в республике на предприятиях промышленности строительных материалов, в геологоразведке, а позже в ликвидации последствий Спитакского землетрясения в Армении.

В 1976 году за разработку научных основ расчета, конструирования и эксплуатации буровой техники О. Д. Алимов и его соратники: С. А. Басов, Л. Т. Дворников, А. Н. Волков, Н. С. Колодяжный, В. К. Манжосов, А. Тентемишев, Ж. У. Усубалиев, А. В. Фролов, Б. В. Фомин были удостоены Государственной премии Киргизской ССР в области науки и техники.

Результаты исследования в области создания и эксплуатации бурильных машин с гидравлическим приводом были реализованы в новом направлении, связанном с разработкой гидравлических молотов для горной промышленности и строительства (рук. С. А. Басов). Эти молоты могли использоваться как навесное оборудование экскаваторов. В дальнейшем они нашли широкое применение при выполнении различных работ – от ремонта доменных печей и очистки ковшов в металлургии до реконструкции взлетно-посадочных полос аэродромов, разрушения бетонных сооружений, дроблении горных пород.

Наиболее удачные принципиальные и конструктивные схемы гидравлических ударных механизмов были запатентованы в Швеции, Франции, ГДР, ФРГ, Японии, Чехословакии (соавторы патентов: О. Д. Алимов, Ж. У. Усубалиев, А. Ф. Коршунов, П. П. Закарян).

Восьмидесятые годы характеризуются существенным расширением научных интересов коллектива, возглавляемого О. Д. Алимовым, формированием новых направлений исследований и, как результат, созданием новых структурных подразделений отдела механики и горного машиноведения.

К этому времени в связи с развитием техники, ростом мощности и производительности машин, их быстроходности обостряются известные проблемы защиты операторов машин от шума, вибрации и других неблагоприятных факторов, создания комфортных условий работы операторов. Становится очевидным, что качество машины, её конкурентоспособность на мировом рынке определяется не только эффективностью процесса взаимодействия машины с обрабатываемым объектом, но и эффективностью взаимодействия оператора с машиной.

В связи с этим в Академии наук СССР была принята Всесоюзная комплексная программа по исследованию процессов взаимодействия в системе «оператор-машина-среда», основанная на опыте и результатах многолетних исследований в этом направлении ученых Института машиноведения АН СССР и других научных коллективов. Коллектив отдела механики и горного машиноведения был привлечен к выполнению этой программы, и в составе отдела была организована лаборатория эргономики машин (рук. Ю. М. Сосновский).

В конце 70-х начале 80-х годов было изготовлено несколько образцов автономных буровых агрегатов УБА-1, которые эксплуатировались на камнедобывающих предприятиях республики и в геологоразведочных экспедициях. Наблюдения за работой этих машин непосредственно на карьерах и их совершенствование проводились лабораторией мобильных буровых агрегатов (рук. В. Э. Еремьянц).

В это же время интенсивное развитие камнедобывающей и камнеобрабатывающей промышленности республики потребовало создания эффективных машин и механизмов для оснащения предприятий этой отрасли. Для решения этих задач в отделе механики и горного

машиноведения была создана лаборатория камнедобывающих комплексов, руководство которой было поручено М. Т. Мамасаидову.

За короткий период этой лабораторией на основе накопленного задела были созданы цепные камнерезные машины для добычи блоков ракушечника и известняка безвзрывным способом, камнерезные машины с дисковыми рабочими органами, агрегаты для строчечного бурения шпуров при оконтуривании блоков камня в массиве, гидроклиновые устройства для отделения блоков от массива, камнекольные прессы с адаптивными рабочими органами для направленного раскола блоков камня. Эти машины были внедрены в опытно-промышленную эксплуатацию на предприятиях республики, и начаты их исследования на полноразмерных образцах.

Были продолжены исследования в области теории удара и ударных процессов, которые вначале выполнялись в лаборатории теории механизмов и машин (рук. В. К. Манжосов), затем в лаборатории мобильных буровых агрегатов (рук. В. Э. Еремьянц), которая впоследствии была переименована в лабораторию удара и ударных машин.

В результате этих исследований были установлены взаимосвязи напряженного состояния элементов ударных систем пневматических и гидравлических бурильных машин с их энергетическими показателями. Использование этих взаимосвязей позволило выявить рациональные диапазоны мощностей пневматических и гидравлических машин и доказать перспективность использования гидравлического привода в бурильных и отбойных машинах.

В лаборатории привода и систем управления (рук. А.В. Фролов) продолжались исследования в области создания грунтозаборных устройств для забора грунта с поверхности Венеры, Марса и его спутников. Результаты этих работ были реализованы при проведении уникальных экспериментов «Венера-13» и «Венера-14», «Вега».

Лабораторией малогабаритных буровых агрегатов (рук. С. С. Искенов) в содружестве с Кузнецким машиностроительным заводом проводились работы по созданию малогабаритных гидрофицированных буровых агрегатов для угольной промышленности. Эти работы были связаны с поиском рациональных конструкций и параметров гидравлических вращательно-ударных механизмов, винтовых

подающих механизмов, согласованием характеристик их приводов.

Лаборатория тяжело нагруженных манипуляторов (рук. Е. Б. Бексалов) занималась исследованием динамики универсальных манипуляторов бурильных и отбойных машин, в содружестве с ПО «Гидроспецстрой» в ней были проведены работы по созданию гидрофицированных буровых агрегатов для гидротехнического туннелестроения.

Особого внимания заслуживает формирующееся в начале 80-х годов новое направление, связанное с созданием высокопроизводительных безмуфтовых пресс-автоматов. Оно начиналось в лаборатории теории механизмов и машин (рук. В. К. Манжосов), затем выделилось в самостоятельную лабораторию динамики машин (рук. С. Абдраимов), которая потом была преобразована в лабораторию прессовых комплексов, а позже в лабораторию теории механизмов и машин.

Применение механизма переменной структуры в конструкции пресса позволило отказаться от металлоемкой и ненадежной фрикционной муфты включения, в полтора раза уменьшить габариты и массу пресса и вдвое повысить его производительность по сравнению с существующими прессами. В 1985 году ПО «Станкостроительный завод им. В. И. Ленина» (г. Фрунзе) выпустил опытную партию прессов с механизмами переменной структуры типа ФПА-10А «Уста» в количестве 55 штук.

В дальнейшем эти работы интенсивно развивались совместно с ПО «Карпатпрессмаш» Минстанкопрома СССР (г. Ивано-Франковск), ЭНИКМАШ (г. Воронеж). На основе механизмов переменной структуры были созданы пресс-автоматы для штамповки и вытяжки изделий, гильотинные и сортовые ножницы, прессы для шарикоподшипниковой промышленности.

В этом направлении, как и в направлении исследования и создания виброударных машин с гидравлическими связями, Фрунзенская школа становится одной из ведущих в Советском Союзе.

В 80-х годах школа О. Д. Алимова завоевывает международное признание. В 1982 г. во Фрунзе проведено заседание Проблемной комиссии многостороннего научного сотрудничества академий наук социалистических стран «Научные основы механики машин,

конструкций и технологических процессов», в которой участвовали специалисты из ГДР, Чехословакии, Польши, Болгарии, Венгрии, советских республик: России, Украины, Казахстана, Латвии, Армении.

Сотрудники отдела механики и горного машиноведения выступали с докладами на Международном симпозиуме в Праге (Чехословакия, 1983 г.), где доклад О. Д. Алимова, В. Э. Еремьянца «Новые итоги в области гидравлических буровых механизмов» был отмечен Дипломом первой степени как лучший доклад симпозиума.

Сотрудники отдела принимали участие в работе Шестого Всемирного конгресса по теории механизмов и машин (Нью-Дели, Индия, 1983 г.), Седьмого Всемирного конгресса (Севилья, Испания, 1987), Восьмого Всемирного конгресса (Монреаль, Канада, 1991 г.), Пятого национального конгресса по теоретической и прикладной механике (Болгария, София, 1985 г.).

Восьмидесятые годы характеризуются и расширением связей с научными коллективами и предприятиями. В создании новых горных и строительных машин отдел механики и горного машиноведения сотрудничал с Институтом горного дела СО АН СССР (г. Новосибирск), Институтом горного дела им. А.А. Скочинского (г. Москва), Карагандинским политехническим институтом (г. Караганда), Институтом горного дела АН Казахской ССР (г. Алма-Ата), Кузнецким машиностроительным заводом Минтяжмаша СССР (г. Новокузнецк), Можайским экспериментально-механическим заводом объединения «Гидроспецстрой» Минэнерго СССР (г. Можайск), с горными предприятиями Кузбасса и Кыргызской Республики.

В области развития теории механизмов и машин отдел сотрудничал с Институтом проблем механики и Институтом машиноведения АН СССР (г. Москва), Рижским и Карагандинским политехническими институтами, Казахским государственным университетом (г. Алма-Ата).

Устанавливались тесные контакты с ведущими зарубежными фирмами, производящими горные машины. Сотрудники коллектива во главе с его руководителем посещали фирмы «Атлас Копко» и «Алимак» (Швеция); «Тамрок и Раммер» (Финляндия); СИГ (Швейцария); «Крупп» (ФРГ); «Секома и Монтабер» (Франция); «Ингерсол-Рэнд» (США); «Пелегрини» (Италия). Многие из этих фирм

проводили во Фрунзе совместные симпозиумы.

С 1979 года при Институте автоматики АН Киргизской ССР функционировали специализированные советы ВАК СССР по защите кандидатских диссертаций по специальности «Теория механизмов и машин», кандидатских и докторских диссертаций по специальности «Горные машины». Председателем этих советов на протяжении 14 лет являлся О. Д. Алимов.

В начале 80-х годов О. Д. Алимов добивается принятия решения о строительстве при отделе механики и горного машиноведения опытного производства для выпуска экспериментальных и опытных образцов и партий новых машин, разрабатываемых в отделе. В 1985 году опытное производство вводится в эксплуатацию. Этим осуществляется давняя мечта научного руководителя иметь под одной крышей научные, конструкторские и производственные подразделения, позволяющие проводить весь комплекс научно-исследовательских и технических работ от возникновения новой идеи до её воплощения и промышленной проверки в опытных образцах и партиях машин. В короткие сроки опытное производство осваивает выпуск гидравлических вращательно-ударных бурильных механизмов и гидравлических молотов «Импульс» различных типоразмеров, которые по договорам поставлялись на горные, металлургические предприятия и в строительные организации Советского Союза.

Вращательно-ударные бурильные механизмы использовались при переводе на гидравлический привод буровой техники ПО «Нарынгидроспецстрой» при строительстве каскада Нарынских ГЭС, а также в конструкциях многофункциональных универсальных буровых агрегатов, выпускаемых Кузнецким машиностроительным заводом по разработкам отдела механики и горного машиноведения.

В 1987 году АН Киргизской ССР и Ассоциацией тяжелого машиностроения Болгарии было подписано двустороннее соглашение о сотрудничестве, в рамках которого болгарское объединение «Тяжко машиностроение» (г. Русе) приняло к тиражированию гидравлические молоты «Импульс», разработанные учеными Фрунзенской школы механиков. Совместное производство этих молотов проводилось и с АО «Технопарк» (г. Москва), которое поставляло эти молоты

для реализации в ФРГ.

Расширение областей применения гидравлических виброударных механизмов привело к возникновению во Фрунзенской школе еще одного нового направления, связанного с созданием гидравлических виброударных станков для отделения отливок от литниковых систем при точном литье деталей по выплавляемым моделям. Принцип действия и конструкция этих станков была защищена авторским свидетельством на изобретение (авторы О. Д. Алимов, С. А. Басов, В. Э. Еремьянц, Ю. В. Невенчаный).

Эти работы проводились лабораторией удара и ударных машин (рук. В. Э. Еремьянц) в содружестве с Московским автозаводом им. И. А. Лихачева, Алтайским моторным заводом (г. Барнаул), Фрунзенским экспериментальным ремонтным заводом сельхозтехники ФЭРЗ.

В 1986 году «МосавтоЗИЛом» была выпущена опытная партия гидравлических виброударных станков типа СГУ-03, которая успешно эксплуатировалась в течение последующих пяти лет, подтверждая прогнозы о перспективности использования виброударной технологии отделения отливок. Один из таких станков эксплуатировался в 90-х годах и на Фрунзенском экспериментальном ремонтном заводе сельхозтехники.

На основе научно-исследовательских работ и результатов четырехлетней эксплуатации этих станков была разработана теория виброударного отделения отливок от литниковых систем и обоснована перспективность применения виброударной технологии в литейном производстве.

Результатом многолетних работ с Кузнецким машиностроительным заводом было создание в 1986–1988 годах и выпуск серии малогабаритных многофункциональных бурильных установок УБШ-214 и УБШ-215 – машин нового технического уровня, не уступающих лучшим зарубежным образцам (рук. С. С. Искенов).

В декабре 1988 года в Армении произошло трагическое событие – Спитакское землетрясение. Были разрушены не только г. Спитак, но и г. Леникан. Конечно, О. Д. Алимов не мог оставаться равнодушным к этой трагедии. Для оказания помощи при ликвидации последствий землетрясения он в срочном порядке сформировал из

сотрудников отдела отряд, оснащенный разработками отдела: автономным буровым агрегатом УБА-1 № 5, гидромолотом «Импульс» на базе экскаватора «Беларусь», шахтной погрузочно-доставочной машиной, и вылетел с этим отрядом в г. Ленинанкан.

Ознакомившись на месте с фронтом работ и проведя необходимые организационные работы, О. Д. Алимов возвращается во Фрунзе, оставив в качестве руководителя отряда рук. лаб. Э. Б. Бексалова, который обеспечил выполнение самых тяжелых работ, связанных с разбором завалов и поиском погибших людей. Потом его сменил рук. лаб. В. Э. Еремьянц, в задачи которого входила организация помощи в разборке разрушенных зданий и сооружений. При этом с помощью автономного бурового агрегата УБА-1 005 производилось разбуривание несущих колонн зданий и сооружений для последующей закладки взрывчатых веществ и взрыва.

За мужество, проявленное при ликвидации последствий землетрясения, Е. Б. Бексалов был отмечен государственной наградой – медалью, а С. А. Басов и В. Э. Еремьянц награждены Грамотами Верховного Совета Киргизской ССР.

В 1989 году отдел механики и горного машиноведения Института автоматики АН Киргизской ССР с опытным производством выделился из института в самостоятельное подразделение «Научно-инженерный центр «Импульс» АН Киргизской ССР», а затем в 1992 году он был преобразован в Институт машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики. Этим, наконец, была реализована мечта О. Д. Алимова «объединить научный поиск с инженерными разработками новых машин и изготовлением их опытных образцов под одной крышей».

О. Д. Алимов был одним из инициаторов организации в республике Киргизского отделения Инженерной академии СССР, которое после распада Советского Союза было преобразовано в Инженерную академию КР. Возглавил её один из учеников О. Д. Алимова д.т.н., профессор, заслуженный изобретатель КР С. Абдраимов.

С 1990 г. О. Д. Алимов, будучи действительным членом этой академии, вел активную деятельность по её укреплению.

Из сказанного видно, что такая широкая и плодотворная

деятельность О. Д. Алимова на всех этапах его деятельности оказалась возможной в результате реализации его таланта не только как ученого, организатора научных исследований, но и как инженера – творца новой техники и технологий.

За годы существования школы О. Д. Алимова в Киргизии в ней было подготовлено свыше 20 докторов и 100 кандидатов технических наук. В их числе академики и члены корреспонденты НАН Кыргызской Республики, заслуженные деятели наук Российской Федерации и Кыргызской Республики, академики Международной инженерной академии и Международной академии наук Высшей школы. Лауреаты Государственных премий СССР и Киргизской ССР.

О. Д. Алимовым и его учениками опубликовано более 1000 научных работ, в том числе свыше 50 монографий, получено около 200 авторских свидетельств на изобретения и патентов, созданы десятки новых машин, которые успешно работают в различных отраслях промышленности. Его многочисленные ученики и ученики его учеников работают в высших учебных заведениях, научно-исследовательских институтах, министерствах и ведомствах России, Кыргызстана и Казахстана, в Германии и Израиле.

В 1992 году О. Д. Алимов переехал в г. Кемерово, в 1993 году им было создано Кузбасское отделение Инженерной академии Российской Федерации, развернута работа по организации научно-технологического центра «Зеленогорск», в основу которого положена концепция технопарка. Программа была разработана и принята на уровне правительства РФ.

В 1996 году О. Д. Алимов был избран почетным профессором Томского политехнического университета. Признание вуза, где он учился и начинал свою деятельность, было для него очень важно. Он активно работал в попечительском совете ТПУ, читал лекции студентам. В музее ТПУ на видном месте расположена экспозиция, посвященная О. Д. Алимову, в центре которой находится автоматическая станция «Луна-24». Здесь есть аудитория его имени, сюда, в ТПУ, передана его библиотека.

Последние годы его жизни были посвящены осмыслению им большого пути, опыта, прогноза перспектив развития инженерного

творчества, путей выхода России из кризиса. Он публикует книгу «Инженер-искатель-творец-хранитель», которая неоднократно переиздается с откликами учеников и соратников автора. Эта книга является напутствием его ученикам. Название этой книги и было вынесено в название данной статьи как отражающее сущность деятельности О. Д. Алимова нашего Учителя и Наставника.

Литература

1. Алимов О. Д. Инженер-искатель, творец, хранитель. – Томск: Изд. Томск. политехн. ун-та, 2001. – 173 с.
2. Еремьянц В. Э., Волоскова И. С. Невенчанная Т. О. Школа машиноведения О. Д. Алимова / Третий Международный семинар по истории машиноведения. Сборник статей. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – С. 1 – 18.
3. Еремьянц В. Э., Волоскова И. С., Тарасова Л. В. Академик О. Д. Алимов – инженер, педагог, ученый и организатор / Славянский мир в Кыргызстане. – Бишкек: Изд. КРСУ, 2008. – С. 323 – 334.

УДК622.23

ИЛИМИЙ ЖЕТЕКЧИНИН КЫЯЛДАНУУСУ ЖАНА АНЫ ЧЫНДЫККА АЙЛАНДЫРГАН ОКУУЧУЛАРЫ

МЕЧТА НАУЧНОГО РУКОВОДИТЕЛЯ И УЧЕНИКИ, ПРЕВРАТИВШИЕ ЕЁ В РЕАЛЬНОСТЬ

THE DREAM OF THE SUPERVISOR AND POSTGRADUATES THAT MADE IT REAL

А. Аширалиев

A. Ashiraliev

Ар кандай эле илим изилдөөчү инженердин илимий ишинин жыйынтыгын сериялап чыгарууга жеткирүү кыялдануусу болот. Академик О. Д. Алимовдун да ушундай кыялдануусу бар эле. Докторанттарынын жана аспиранттарынын бир тобу ошол кыялданууну чындыкка айландырган, чакан өлчүмдүү бургулоочу машинаны илимий жетекчиси менен бирдикте иштеп чыгып, ар түрдүү сыноолордон өткөрүп, акыры сериялап чыгарууга жетишкендиги тууралуу баяндалат.

Любой инженер-исследователь мечтает о доведении своей разработки до серийного производства. У академика О. Д. Алимова тоже была такая мечта. Группа его докторантов и аспирантов совместно с научным руководителем разработали малогабаритную буровую установку, проводили различные виды испытаний и в конечном итоге довели её до серийного производства.

Any research engineer dreams of bringing their development to mass production. Academician O. D. Alimov also had such a dream. A group of his graduate researchers, together with a supervisor, developed a small-sized drilling rig, conducted various types of tests, and eventually brought it to mass production.

Түйүн сөздөр: бургулоочу орнотмо, агрегат, өткөөл өтүү, жардырма бургу көзөнөк, анкердик бургу көзөнөк, манипулятор, узарма түрткүч, шасси, каз таман, темир жолдук.

Ключевые слова: буровая установка, агрегат, проходка выработок, взрывные шпуры, анкерные шпуры, телескопный податчик, шасси, гусеничный, рельсовый.

Keywords: drilling rig, aggregate, excavation, blast holes, anchor holes, telescopic feeder, chassis, caterpillar, rail.

Введение

Подземные выработки малого сечения (4,0–10 м²) в основном проходятся для проведения геологоразведочных работ, а также в виде вспомогательных туннелей для обслуживания основного туннеля. Проходка таких выработок имеет свои особенности и трудности в связи с стесненностью околорабочего пространства для размещения технологического оборудования и замены их после каждого цикла.

Общий вид базового бурового устройства БУ-1

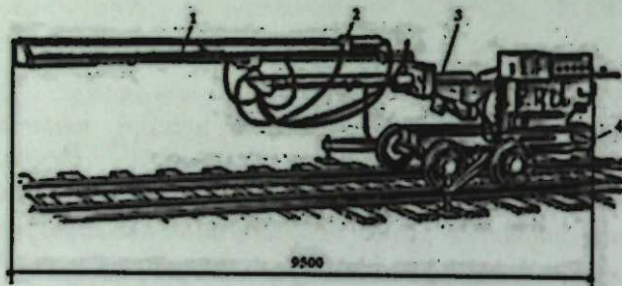


Рисунок 1 – Общий вид буровой установки БУ-1: 1 – подающий механизм, 2 – буровая головка, 3 – манипулятор, 4 – шасси

Недостатки

- Невозможность транспортировки без демонтажа буровой машины (БМ).
- Невозможность установки БМ для бурения веера анкерных шпуров.
- Расположение механизма вращения в середине стрелы.

Транспортное состояние бурового агрегата МБА-1



Рисунок 2 – Опытный образец бурового агрегата МБА “Аскаатеш”: 1 – подающий механизм (телескоп), 2 – буровая головка, 3 – манипулятор 4 – шасси

Преимущества

- Возможность транспортировки без демонтажа буровой машины (БМ) – общая длина сокращена на 3м.
- Расположение механизма вращения у основания стрелы.

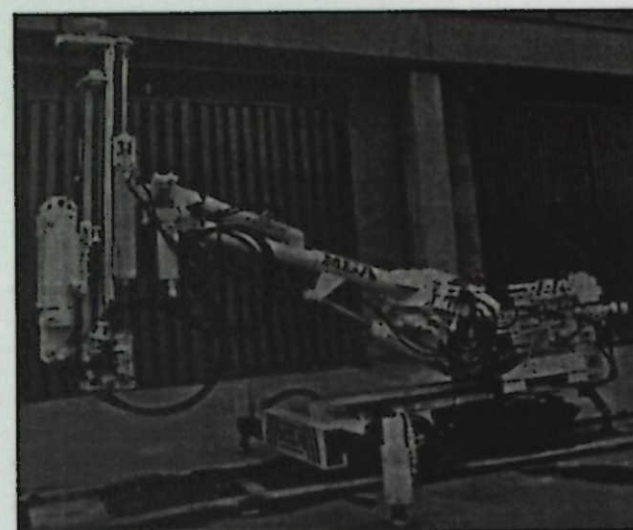


Рисунок 3 – МБА-1 в положении бурения веера анкерных шпуров

Преимущества

- Возможность бурения как взрывных, так и анкерных шпуров.
- Возможность бурения веера анкерных шпуров: в кровлю, боковые поверхности и в почву подземной выработки.
- Возможность установки анкерных креплений и исключение из техпроцесса дополнительного инструмента – анкероустановщика.

До горбачевских “ускорений” и “перестройки” в угольной промышленности СССР для проходки выработок малых сечений (до 16 м²) в основном применялись буровые установки типа БУ-1, общий вид которой приведен на рисунке 1.

Основным недостатком БУ-1 были: её чрезмерно длинные транспортные габариты (9,5 м в транспортном положении) и функциональная ограниченность – бурение только взрывных шпуров. Бурение анкерных шпуров осуществлялось другими вспомогательными средствами, требующими дополнительное время для осуществления замены после каждого цикла проходческих работ.

1985 году в отделе механики и горного машиностроения Института автоматики АН Киргизской ССР была создана лаборатория “Конструирования и исследования малогабаритных машин” (КИММ) в составе докторанта С. С. Искенова, аспирантов: А. Аширалиева, В. Л. Герцева, а также нескольких соискателей. Перед коллективом лаборатории академиком О. Д. Алимовым была поставлена задача улучшение технологических и транспортных

качеств бурильной установки типа БУ-1 путем унификации её узлов и изобретения новых решений.

Изготовление опытного образца для участия в конкурсном отборе для серийного производства

Вновь создаваемой машине предъявлялись следующие требования.

к технологическим качествам:

- возможности бурения как взрывных шпуров для проходки, так и анкерных для крепления кровли и боковых поверхностей выработки, вспомогательных шпуров для подвески инженерных коммуникаций;
- возможности обеспечения параллельности перемещения бурильной машины при настройке на шпур;
- исключение дополнительного инструмента для крепления кровли, боковых стен и почву выработки;
- исключение дополнительного инструмента для подвески электрокабелей, пневмокавов и других инженерных коммуникаций.

к транспортным качествам:

- находить технические решения, уменьшающие габаритные размеры бурового агрегата до минимально возможного значения;
- отсутствие необходимости демонтажа бурильной машины при транспортировке по криволинейным участкам выработки;
- переместить механизм вращения манипулятора с середины стрелы к её основанию.

По каждому из вышеперечисленных требований были приняты следующие решения:

- получено авторское свидетельство на конструкцию оголовка [5] для монтажа бурильной машины на манипулятор, что обеспечивало буровому агрегату возможность бурения как

взрывных шпуров для проходки в продольном направлении, так и анкерных шпуров для крепления и подвески инженерных коммуникаций в поперечном направлении;

- параллельность перемещения бурильной машины при настройке на шпур обеспечивается за счет гидропараллелограмма от двух гидронасосов;
- поскольку буровой агрегат обеспечивает и бурение шпуров поперечного направления, нет необходимости применения вспомогательного отдельного инструмента для крепления кровли, боковых стен, почвы выработки, а также инструмента для подвески электрокабелей, пневмокавов и других инженерных коммуникаций;
- разгрузка механизма вращения манипулятора бурового агрегата достигнута за счет переноса этого механизма с середины стрелы к основанию манипулятора.

В результате вышеперечисленных поисковых работ и найденных новых решений был изготовлен опытный образец бурового агрегата нового качества. На рисунке 2 приведен общий вид изготовленного опытного образца бурового агрегата МБА-1 "Аскадеш" и его технологические возможности для бурения анкерных и вспомогательных шпуров (рис. 3.) в поперечном направлении.

Именно данный опытный образец этого бурового агрегата участвовал в конкурсе по отбору образца для серийного производства на Кузнецком машиностроительном заводе, ведущем в тот период заводе по производству шахтно-бурового оборудования.

Внедрение в серийное производство

В начале горбачевской "перестройки" и "ускорения" было издано множество указов, постановлений и приказов президента, правительства СССР, которые действительно давали творческий импульс народу СССР и особенно коллективам научно-исследовательских подразделений.

Академик О. Д. Алимов как менеджер науки, опередивший своё время, нутром чувствовал, что пришел час его научной школы. В

1986 г. в марте он организовал первую командировку на Кузнецкий машиностроительный завод в составе О. Д. Алимова, С. А. Басова, Е. Б. Бексалова, А. Ф. Коршунова, С. С. Искенова, А. Аширалиева, В. Л. Герцева для ознакомления научно-технического совета (НТС) и руководителей Кузмашзавода с конструкцией, технологическими возможностями малогабаритного бурового агрегата МБА-1 "Аскатеш".



Рисунок 4 – Обсуждение детальных проблем (слева направо):
О. Д. Алимов, С. С. Искенов, В. Л. Герцев, А. Аширалиев,
А. Ф. Коршунов, С. А. Басов



Рисунок 5 – Обсуждение проблем общей компоновки (слева направо):
О. Д. Алимов, С. С. Искенов, В. Л. Герцев, А. Аширалиев, С. А. Басов

В то же время внесло свой вариант бурового агрегата для угольной промышленности СССР ведущее в то время конструкторское бюро СССР (СКБ СГО) "Союзгормаш", где работали более 400 инженеров-конструкторов.

НТС Кузмашзавода для серийного производства выбрал малогабаритный буровой агрегат МБА-1 "Аскатеш", учитывая его многофункциональность при бурении основных взрывных шпуров, а также вспомогательных шпуров различного назначения.

С весны 1986 года был дан старт подготовки к серийному производству. Основную нагрузку несли сотрудники лаборатории КИММ: С. С. Искенов, А. Аширалиев и В. Л. Герцев. Для них график был таким: 15 дней находятся в г. Фрунзе и работают в лаборатории, 30 дней в командировке в г. Новокузнецке и в КБ Кузмашзавода. Так продолжалось с марта 1986 года по сентябрь 1989 года. В моменты увеличения объема конструкторских работ на подмогу время от времени приезжали в Новокузнецк сотрудники из других лабораторий (Р. К. Тувальбаев, О. Кенжеев, К. Касымалиев, А. Буш, Ю. Миронов, К. Мамырбаев и другие).

В результате упорного 3-летнего труда к середине 1989 года были созданы первые серийные экземпляры: УБШ-215Г – установка бурильная шахтная, второго типоразмера на гусеничном ходу с гидравлическим приводом – 1 экз (рис. 6); УБШ 214Р – установка бурильная шахтная, второго типоразмера на рельсовом ходу с пневматическим приводом – 1 экз (рис. 7 справа); УБШ 215Р – установка бурильная шахтная, второго типоразмера на рельсовом ходу с гидравлическим приводом – 1 экз (рис. 7 слева).

На сайте Кузмашзавода до настоящего момента имеется примечание "Бурильные установки используются на проходке горизонтальных и наклонных горных выработок. Все машины разработаны институтами Академии наук совместно с конструкторскими бюро завода. Следует отметить, что до 2003 года было написано "институтами Академии наук Киргизии". http://kuzmash.com/index.php?option=com_content&view=article&id=51.



Рисунок 6 – Первый серийный образец бурового агрегата УБШ-215 на гусеничном ходу



Рисунок 7 – Первые серийные образцы бурового агрегата УБШ-214 (справа) и УБШ-215 (слева) на рельсовом ходу

Вышеперечисленные первые серийные образцы считались базовыми. В последующем на их базе серийно выпущен целый типоразмерный ряд многофункциональных буровых агрегатов, таких как: установка бурильная УБШ-214А, установка бурильная УБШ-214У, установка бурильная УБШ-308А, установка бурильная УБШ-308У, установка бурильная УБШ-215, установка бурильная УБШ-254, установка бурильная шахтная УБШ-303. Весь перечень вышеуказанных многофункциональных буровых агрегатов серийно выпускается Кузмашзаводом с 1990 года по сей день.

Литература

1. Алимов О. Д., Аширалиев А., Герцев В. Л., Искенов С. С. К созданию многофункционального агрегата / Преприн. – Фрунзе: Илим, 1986. – С. 21.
2. Алимов О. Д., Аширалиев А., Бексалов Е. Б., Герцев В. Л., Искенов С. С. Основные характеристики и области применения малогабаритных буровых агрегатов. / В. кн. Гидравлические бурильные и отбойные машины. – Фрунзе: Илим, 1988.
3. Аширалиев А., Бексалов Е. Б., Герцев В. Л., Искенов С. С. Конструкции узлов многофункционального бурового агрегата. / В. кн. Гидравлические бурильные и отбойные машины. – Фрунзе: Илим, 1988.
4. Аширалиев А. Методические основы выбора параметров подающих механизмов буровых агрегатов. / Монография. – Бишкек: Илим, 2002. – С.111.
5. Алимов О. Д., Аширалиев А., Бексалов Е. Б., Волосков В. В., Герцев В. Л. Манипулятор для бурильной машины. / Авторское свидетельство СССР №1190018 БИ №41, 1985.
6. Рудно-горные технологии. Буровое оборудование <http://rgt.ru/production/section/9.html>.

**МЕХАНИКА
МЕХАНИКА
MECHANICS**

УДК 621.01

**СОККУ УЧУРУНДА УРУУЧУ МАССАНЫ
ИШТЕТКИЧТЕН КИНЕМАТИКАЛЫК
АЖЫРАТУУЧУ ӨЗГӨРҮЛМӨ ТҮЗҮЛҮШТӨГҮ
МЕХАНИЗМДҮҮ УРГУЛООЧУ МАШИНАЛАР**

**УДАРНЫЕ МАШИНЫ С МЕХАНИЗМАМИ
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С
КИНЕМАТИЧЕСКИМ РАЗДЕЛЕНИЕМ
ПРИВОДА И БОЙКА В МОМЕНТ УДАРА**

**PERCUSSION MACHINES WITH MECHANISMS
OF VARIABLE STRUCTURE WITH KINEMATIC
SEPARATION OF THE DRIVE AND STRIKER
AT THE MOMENT OF IMPACT**

М. С. Джуматаев, А. Ж. Баялиев, Н. Т. Сабырбеков
M. S. Dzhumataev, A. Zh. Bayaliev, N. T. Sabyrbekov

Макалада допиолуу-калтектүү механизмдердин кыймылындагы кээ бир абалдарында түзүлүшүн өзгөртүү аркылуу функционалдык өзгөрүү мүмкүнчүлүктөрүн пайдаланып жаңы негиздеги ургулоочу машиналарды жана түзмөктөрдү иштеп чыгуу маселелери каралган. Өзгөрүлмө түзүлүштөгү калтектүү механизмдердин ургулоочу механизмдер катары колдонуу идеясынын айдын үстүнкү катмарын бургулоодон баштап ар түрдүү ургулоочу машиналарга чейин өнүгүшү каралган. Өзгөрүлмө түзүлүштөгү допиолуу-калтектүү механизмдерди жердин шартында колдонуу механизмдин түзүлүшүнө бир топ өзгөрүүлөрдү киргизүүгө мажбур кылды. Макалада ар түрдүү ургулоочу машиналардын таяжрыйбалык жана өндүрүштүк үлгүлөрүн жаратууга негиз болгон өзгөрүлмө түзүлүштөгү механизмдер каралган. Иштелип чыккан түзүлүштөрдүн жана техникалык чечимдердин кооптуу жетишипегендиктери талданып, аларды жок кылуу жолдору көрсөтүлгөн.

В статье рассмотрены вопросы разработки ударных машин и устройств на основе шарнирно-рычажных механизмов, имеющих особые положения, в которых возможны при определенных условиях изменения структуры и функциональных возможностей. Рассмотрены схемы рычажных механизмов переменной структуры в развитии идеи их использования в качестве ударных механизмов, начиная с генераторов силовых импульсов, для бурения шпуров на поверхности Луны. Применение шарнирно-рычажных механизмов переменной структуры в земных условиях вынудило внести изменения в схему механизма. В статье рассмотрены схемы механизмов, на основе которых были созданы опытные и промышленные образцы ударных машин различного назначения. Приведены критический анализ недостатков разработанных схем и технические решения, позволившие их устранить.

The article deals with the development of impact machines and devices based on articulated-lever mechanisms with special positions in which it is possible, under certain conditions, to change the structure and functionality. Schemes of lever mechanisms with a variable structure are considered in the development of the idea of their use as impact mechanisms, starting with generators of power impulses for drilling holes on the surface of the Moon. The use of hinged-lever mechanisms of variable structure in terrestrial conditions forced to make changes to the scheme of the mechanism. The article discusses the schemes of mechanisms on the basis of which experimental and industrial samples of impact machines for various purposes were created. A critical analysis of the shortcomings of the developed schemes and technical solutions that made it possible to eliminate them is given.

Түйүн сөздөр: ургулоочу машина, өзгөрүлмө түзүлүштөгү допиолуу-калтектүү механизм, ийримуунактуу-жылгычтуу механизм, ийримуунактуу-термелгичтүү механизм, эки ийримуунактуу механизм, жетелегич, ургуч, аба жаздык, кинематикалык ажыратуу.

Ключевые слова: ударная машина, шарнирно-рычажный механизм переменной структуры, кривошипно-ползунный механизм, кривошипно-коромысловый механизм, двухкривошипный механизм, поводок, боек, воздушная подушка, кинематическое разделение.

Keywords: impact machine, articulated-lever mechanisms a variable structure, slider-crank mechanism, crank-rocker mechanism, double-crank mechanism, lead, baizes, air cushion, kinematic separation.

В течение длительного времени в Институте машиноведения ведутся исследования, связанные с разработкой машин и устройств на основе шарнирно-рычажных механизмов, позволяющих за счет изменения структуры в определенных положениях изменить их функциональные возможности. Эти механизмы получили название

переменной структуры. Начало исследованиям положила задача по разработке генераторов силовых импульсов бурового автомата для бурения шпура на поверхности Луны [1]. Механический импульсный генератор в период разгона бойка представляет собой пятизвенный, кривошипно-коромысловый механизм (рис. 1 а), а в период взвода бойка работает как кривошипно-ползунный механизм (рис. 1 б).

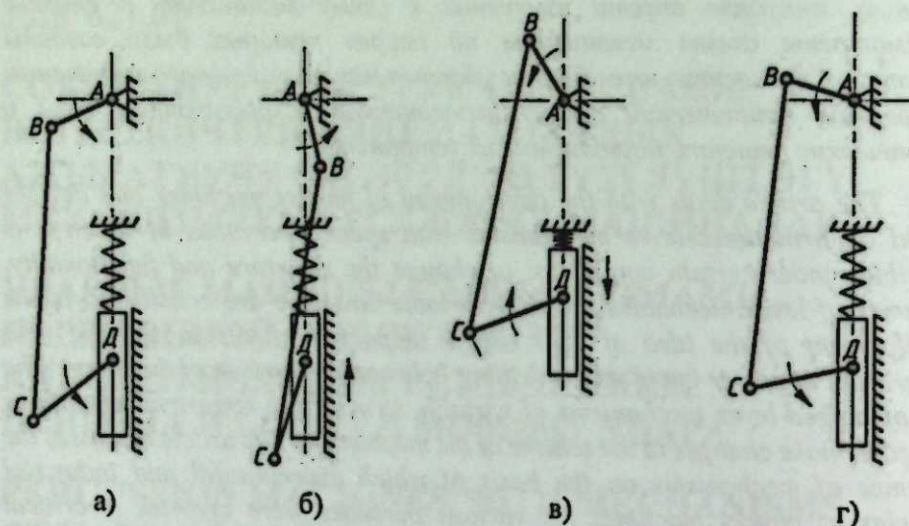


Рисунок 1 — Механический импульсный генератор силовых импульсов

Для перехода с одного вида на другой необходимо изменение одного из геометрических параметров механизма, а именно расстояния между опорами вращения кривошипа и коромысла, так как изменение расстояния между опорами приводит к изменению угла качания коромысла. В одном из крайних положений коромысло захватывается ползуном, служащим его опорой, и механизм переходит в кривошипно-ползунный режим работы (рис. 1 в). В крайнем верхнем положении ползуна момент сил, заклинивающих коромысло, отсутствует. Коромысло освобождается, структура механизма изменяется, механизм вновь переходит в кривошипно-коромысловый режим (рис. 1 г). Под действием накопленной энергии пружины, установленной между опорой коромысла и бойком, боек движется ускоренно вниз. Таким образом, изменение структуры необходимо для взвода бойка с последующим использованием энергии сжатой пружины для разгона бойка. Следует отметить, что

ресурс работы ударного узла ограничивается ресурсом работы пружины. Для работы в ограниченное время такой режим работы вполне допустим.

В начале 80-х годов прошлого века в Институте автоматики АН Кирг. ССР была предпринята попытка использовать шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры при создании безмуфтовых прессов-автоматов. Используемые в конструкциях кривошипных прессов фрикционные муфты включения стали ограничивать их производительность. Тогда было предложено использовать шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры в качестве исполнительного органа прессов. Однако специфические условия работы исполнительного органа кривошипных прессов не позволяют заменить их механизмом переменной структуры, использованным в буровых автоматах. Поэтому была предложена новая схема шарнирно-рычажного механизма переменной структуры [2], в которой механизм имеет два устойчивых режима работы — кривошипно-коромысловый и кривошипно-ползунный (рис. 2).

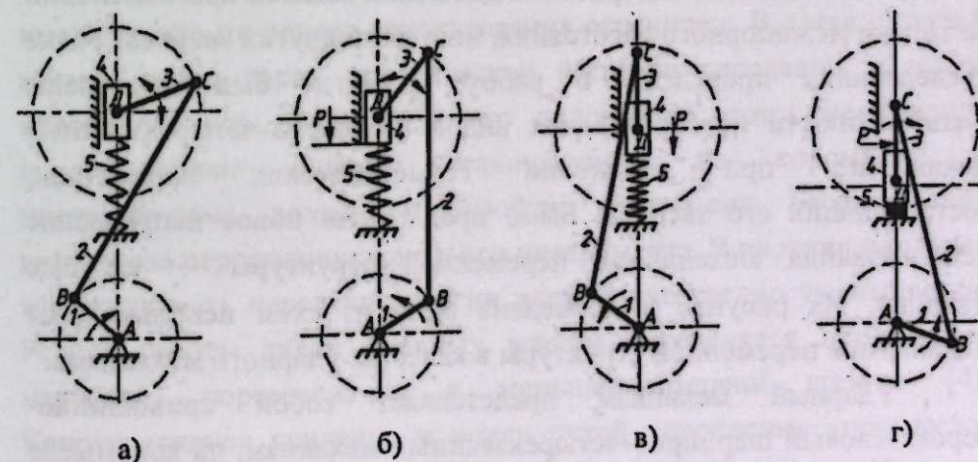


Рисунок 2 — Кинематическая схема исполнительного органа пресс-автомата

В холостом режиме работы механизм работает как кривошипно-коромысловый механизм (рис. 2 а), а в рабочем — как

кривошипно-ползунный (рис. 2 в). Перевод из одного режима работы в другой осуществляется изменением положения опоры коромысла, установленного на ползуне (рис. 2 б), который в свою очередь выполнен с возможностью перемещения на небольшую величину. Силовым воздействием изменяется межопорное расстояние кривошипа и коромысла механизма и меняется зона качания коромысла. В одном из крайних положений качания коромысло замыкается на ползуне, и при дальнейшем повороте кривошипа механизм переходит в кривошипно-ползунный режим работы. Обратный переход механизма осуществляется силовым воздействием, размыкающим коромысло от ползуна (рис. 2 г). Следует отметить, что использование принципиально нового технического решения позволило создать ряд новых конструкций прессов для обработки металлов давлением, в том числе быстроходных пресс-автоматов.

Перемена вида механизма при изменении геометрического параметра, а именно межопорного расстояния шарнирно-четырёхзвенного механизма, указала на необходимость проведения полного анализа закономерностей движения звеньев при изменении не только межопорного расстояния, но и длин других звеньев. Такие исследования проведены в работе [3], где были выявлены закономерности преобразования видов шарнирно-четырёхзвенных механизмов при изменении геометрических параметров, составляющих его звеньев. Было предложено новое направление использования механизмов переменной структуры — ударные машины. На рисунке 3 приведена одна из схем использования механизмов переменной структуры в качестве ударного механизма.

Ударный механизм представляет собой кривошипно-коромысловый шарнирно-четырёхзвенный механизм, на коромысле которого установлена ударная масса бойка. При вращении кривошипа коромысло может достичь в одном из крайних положений так называемого неопределенного, особого, положения, когда все звенья механизма выстраиваются в одну линию. Из-за того, что в этом положении боек совершает удар по инструменту коромысла, меняет направление движения и отскакивает в обратную сторону.

Таким образом механизм избегает так называемого “заклинивания” в особом положении. Следует отметить, что это техническое решение было воплощено в конструкции нескольких механических, электромеханических и гидромеханических ударных машин и инструментов, которые показали их работоспособность.

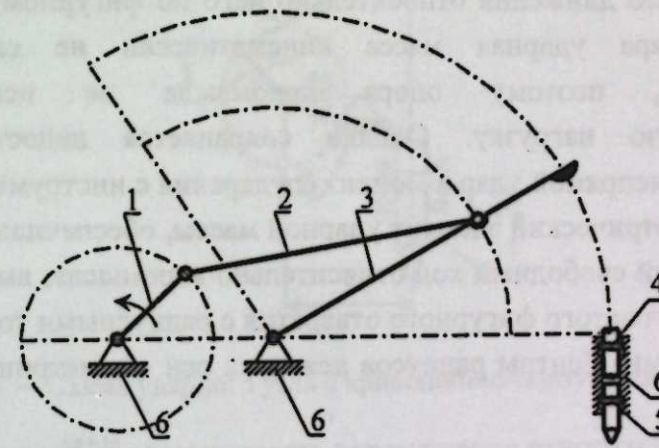


Рисунок 3 — Кинематическая схема четырехзвенного ударного МПС

Однако длительное использование таких ударных машин выявило, что их ресурс использования ограничен. В связи с этим в момент удара часть динамической нагрузки передается к опоре коромысла, что приводит к его поломке. К тому же ударное взаимодействие бойка, установленного на коромысле с инструментом, должно произойти в момент расположения коромысла перпендикулярно к оси инструмента. В противном случае эффективность передачи энергии удара существенно уменьшается. Ресурс работы таких ударных машин определялся прочностью материала коромысла и в меньшей степени шатуна [4]. Конструктивное усиление и поиск путей упрочнения коромысла-бойка не на много увеличила ресурс работы ударного узла. Поэтому были начаты исследования по разделению механизма привода от ударной массы в момент удара бойка по инструменту [4, 5]. Было предложено более десяти технических решений, позволяющих провести кинематическое отделение шарнирно-рычажного механизма от ударной массы в момент удара. Среди них есть схемы

механизма, в которых боек совершает прямолинейное движение в момент удара. Рассмотрим некоторые из них, которые были реализованы в конструкции ручных электромеханических молотков и показали работоспособность. В работе [4] предложена схема (рис. 4), в котором ударная масса бойка установлена на коромысле с возможностью движения относительно него по фигурному пазу. В момент удара ударная масса кинематически не связана с коромыслом, поэтому опора коромысла не испытывает динамическую нагрузку. Однако сохраняется недостаток — возможный не прямой удар в момент соударения с инструментом.

Геометрический элемент ударной массы, обеспечивающий ей ограниченный свободный ход относительно коромысла, выполнен в виде продолговатого фигурного отверстия с радиусными торцовыми поверхностями. Центры радиусов лежат на оси симметрии ударной системы.

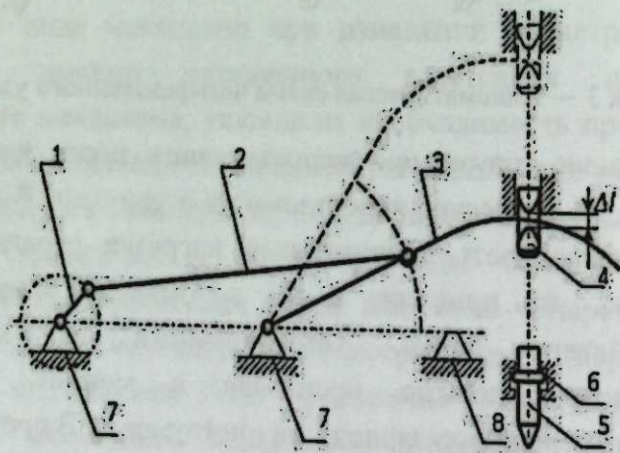


Рисунок 4 — Кинематическая схема ударного механизма переменной структуры с поступательно движущимся бойком

Однако реализация данной схемы в конструкции электромеханической ударной машины усложняет ее, появляются дополнительно соударяющиеся элементы, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности машины. Была предложена схема ударного узла с нецентральным кривошипно-ползунным механизмом [5] (рис. 5), в процессе работы которого

ползун совершает возвратно-поступательное движение и наносит удар по инструменту.

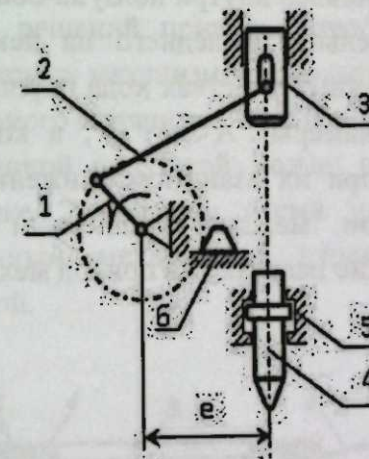


Рисунок 5 — Схема ударного узла с кривошипно-ползунным механизмом

Ползун имеет возможность перемещения относительно шатуна, что обусловлено наличием зазора. Однако, как показал анализ работы механизма с приближением к особому положению, поперечная составляющая сила достигает значительной величины, что затрудняет перемещение звеньев механизма и возможны случаи заклинивания звеньев.

Поэтому в следующих схемах предложены механизмы с двухкривошипно-ползунными механизмами переменной структуры [5], две из которых представлены на рисунке 6. Для решения проблемы поперечной составляющей было предложено использовать второй, симметричный кривошип и шатун (рис. 6а), направления движения которых должны быть противоположны первому. При достаточно точном исполнении симметрично расположенных кривошипов и шатунов поперечные нагрузки, возникающие при движении, взаимно уравновешиваются.

Однако, как видно из схемы, при этом не устраняется недостаток, связанный с соударениями, возникающими в моменты разъединения шатуна и ползуна-бойка. Это взаимодействие окажет существенное влияние на ресурс работы машины. Поэтому предложены схемы ударного узла двухкривошипно-ползунными

механизмами, где взаимодействие шатунов с бойком происходит посредством воздушной камеры. В одной из схем таких механизмов (рис. 6б) поршень установлен внутри ползуна-бойка с возможностью перемещения относительно последнего на некоторую величину, свободный ход. В конечных участках хода поршня в ползуне бойке имеются воздушные камеры "А" и "В", в которых образуются воздушные подушки при их взаимном движении. Таким образом замена жесткой связи между поршнем и ползуном-бойком уменьшает динамические нагрузки на привод механизма.

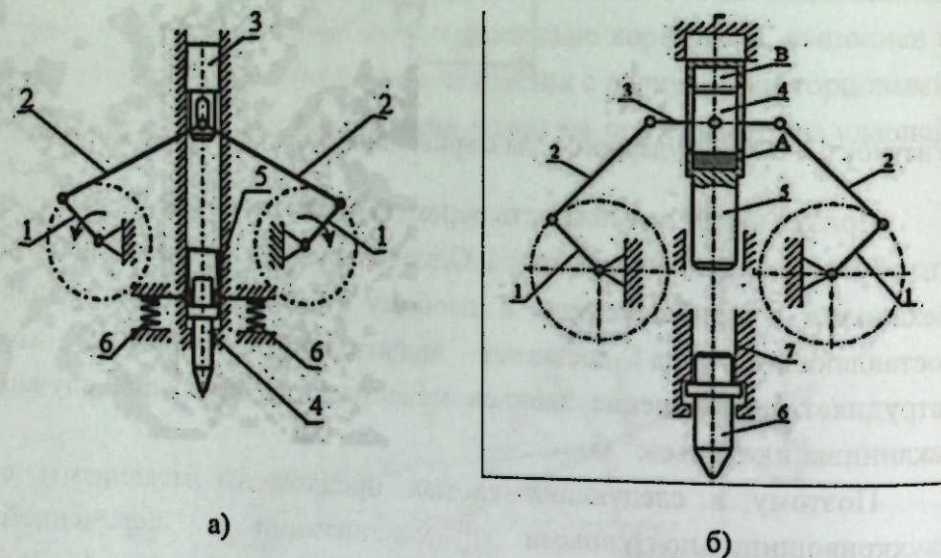


Рисунок 6 — Схемы ударных механизмов с двухкривошипно-ползунными механизмами переменной структуры

Следует отметить, обладая рядом преимуществ, связанных с исключением ударных процессов при кинематическом разъединении бойка от приводных элементов, введение второго симметричного кривошипа с шатуном существенно усложнило конструкцию. Испытания опытной конструкции молотка с двухкривошипно-ползунным механизмом показали работоспособность этой конструкции. Однако эти же испытания показали, что использование зубчатых колес в передаче движения в кривошипы, а также наличие зазоров в кинематических парах, могут внести коррективы в

синхронность вращения кривошипов, что в свою очередь приводит к необходимости учета при расчетах зазоров в кинематических парах и боковых зазоров в зубчатых зацеплениях[4]. Поэтому дальнейший поиск технических решений привел к необходимости отказа от спаренных кривошипных механизмов в пользу одного центрального кривошипно-ползунного механизма, но с использованием наработок, связанных с воздушной подушкой между поршнем и ползуном-бойком. На рисунке 7 показана схема ударного механизма с кривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой.

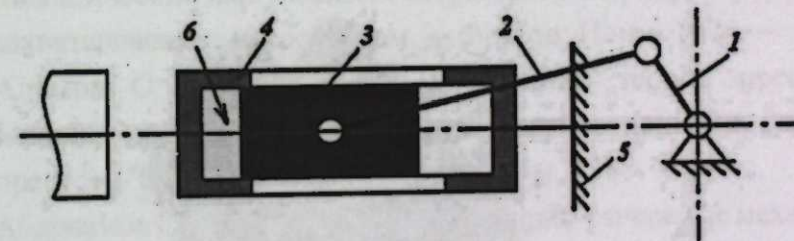


Рисунок 7 — Схема ударного механизма с кривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой

Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2, поводка 3 и бойка 4. Все элементы установлены в корпусе 5. Механизм работает следующим образом. Вращение кривошипа 1 посредством шатуна 2 преобразуется в поступательное движение поводка 3. При этом поводок 3 установлен внутри бойка с возможностью относительного движения в полости 6, поэтому боек 4 остается неподвижным. При движении поводка 3 (рис.7) полости 6 появляется воздушная подушка. Взаимодействие поводка 3 и бойка 4 в левой части полости 6 приводит к возникновению воздушной подушки и увеличению в ней давления. Это приводит к появлению движущей силы, действующей на боек 4, который ускоренно устремляется к инструменту и наносит по нему удар.

Дальнейшее вращение кривошипа 1 приводит к холостому ходу поводка 3, при котором он движется в сторону опоры кривошипа. В момент взаимодействия бойка 4 и поводка 3 в правой

части полости б снова появляется воздушная подушка, исключая ударное их взаимодействие. Затем цикл работы механизма повторяется. Следует отметить, что в развитии данной идеи в лаборатории динамики импульсных систем Института машиноведения НАН КР были разработаны несколько конструктивных решений, учитывающих особенности взаимодействия поводка и бойка. На рисунке 8 приведена конструкция отбойного молота УБ-2, разработанного на основе принципа работы ударного механизма с кривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой.

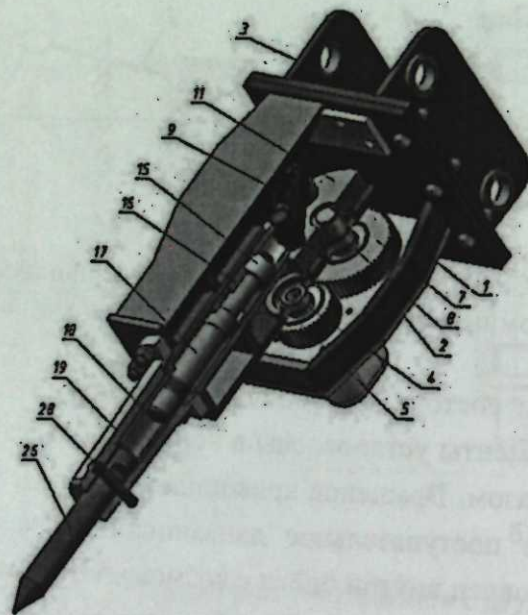


Рисунок 8 — Конструкция отбойного молота УБ-2

Таким образом исследование закономерностей движения звеньев шарнирно-рычажных механизмов выявило возможность использования их в качестве ударных механизмов. Были созданы конструкции ударных машин, ручных механических, электромеханических молотков, перфораторов, молотов с гидравлическим и электрическим приводом различного назначения. Созданные опытные и промышленные образцы прошли

лабораторные, экспериментальные и промышленные испытания, показавшие их работоспособность и конкурентоспособность с аналогами. В ходе теоретических и экспериментальных исследований были выявлены недостатки, которые устранялись новыми конструктивными и технологическими решениями. В настоящее время исследования продолжаются в направлении увеличения ресурса работы машин.

Литература

1. Алимов О. Д., Манжосов В. К., Филиповский В. П. Механические импульсные генераторы с шарнирно-рычажным захватывающим устройством. — Фрунзе: Илим, 1975. — 148 с.
2. Алимов О. Д., Абдраимов С. Основы теории прессов с механизмами переменной структуры (на примере создания прессов УСТА). ДСП. — Фрунзе: Илим, 1988. — 294 с.
3. Абдраимов С., Джуматаев М. С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. — Бишкек: Илим, 1993. — 179 с.
4. Джуматаев М. С., Абдрахманов И. А., Уркунов З. А. Шарнирно-рычажные ударные механизмы с кинематической развязкой ударного узла. — Бишкек: Илим, 2007. — 85 с.
5. Джуматаев М. С., Каримбаев Т. Т., Баялиев А. Ж. Ударные механизмы с разделяющимся бойком. — Бишкек: Илим, 2015 — 137 с.
6. Джуматаев М. С., Каримбаев Т. Т., Уркунов З. А. Исследование двухкривошипно — ползунных ударных механизмов переменной структуры. / Сб. научных трудов Института машиноведения. — Вып. 2. — Бишкек, 2000. — С. 85—90.
6. Джуматаев М. С., Каримбаев Т. Т., Уркунов З. А., Баялиев А. Ж. Двухкривошипно-ползунный ударный механизм с воздушной подушкой. / Сб. научных трудов Института машиноведения. — Вып. 5. — Бишкек: Илим, 2006. — С. 20—25.
7. Джуматаев М. С., Уркунов З. А., Баялиев А. Ж. Молот с воздушной подушкой. / Сб. научных трудов Института машиноведения. — Вып. 6. — Бишкек: Илим, 2008. — С. 65—70.

УДК 621.01

УРГУ БАЛКАНЫН СОККУ ТҮЙҮНҮНҮН КОНСТРУКТИВДИК ЧЕЧИЛМЕЛЕРИН ЖАКШЫРТУУ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ УДАРНОГО УЗЛА ОТБойНОГО МОЛОТА

IMPROVEMENT OF DESIGN SOLUTIONS OF THE IMPACT ASSEMBLY OF THE JACKHAMMER

М. С. Джуматаев, А. Ж. Баялиев

M. S. Dzhumatayev, A. Zh. Bayaliev

Бул макалада эки ийри муунак-жылгычтуу өзгөрүлмө түзүлүштөгү ургу балканын лабораториялык-талаа сыноосунун жыйынтыктары көрсөтүлдү. Сыноонун негизинде ургу балканын конструкциясынын кемчиликтери чагылдырылды. Иштеткич калтектүү механизмден ургу массаны ажырата алган техникалык чечимдер каралды. Алардын ичинен аба жаздыктуу ажырама жылгычтуу ургу механизм эң эле узак иштей ала турганы көрсөтүлдү. Аба жаздыкча динамикага оң таасир берет, ошону менен катар ургу механизмдин тогоолоруна жана иштеткичке ургу жүктөрдүн терс таасирлери азаят. Ажырама жылгычтуу ийри муунак-жылгычтуу механизмдин жаңы солөкөтү сунушталды. Сунушталган ургу түйүндүн жаңы солөкөтү боюнча аба жаздыктуу ажырама жылгычтуу ургу балканын конструкциясы иштелип чыкты. Ажырама жылгычтуу ургу балканын конструктивдик өзгөчөлүктөрү чагылдырылды.

В данной работе приведены результаты лабораторно-полевых испытаний отбойного молота с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры. В результате испытаний были выявлены недостатки в конструкции отбойного молота. Рассмотрены технические решения, позволяющие разделить ударную массу от приводного рычажного механизма. Показано, что наиболее работоспособным из них является ударный механизм с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой. Воздушная подушка оказывает положительное воздействие на динамику, в частности, снижается отрицательное действие ударных нагрузок на привод и на звенья ударного механизма. Предложена новая схема кривошипно-ползунного механизма с разделяющимся ползуном. По предложенной новой схеме ударного узла разработана конструкция отбойного молота с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой. Отражены конструктивные особенности отбойного молота с разделяющимся ползуном.

In this article presents the results of laboratory and field tests of a jackhammer with a two-crank-slider mechanism of variable structure. As a result of the tests, shortcomings in the design of the jackhammer were revealed. Technical solutions are considered that make it possible to separate the shock mass from the drive lever mechanism. It is shown that the most efficient of them is the impact mechanism with a split slider with an air cushion. The air cushion has a positive effect on the dynamics, in particular, the negative effect of shock loads on the drive and on the links of the percussion mechanism is reduced. A new scheme of a crank-slider mechanism with a separating slider is proposed. According to the proposed new scheme of the impact unit, a design of a jackhammer with a split slider with an air cushion has been developed. The design features of a jackhammer with a split slider are reflected.

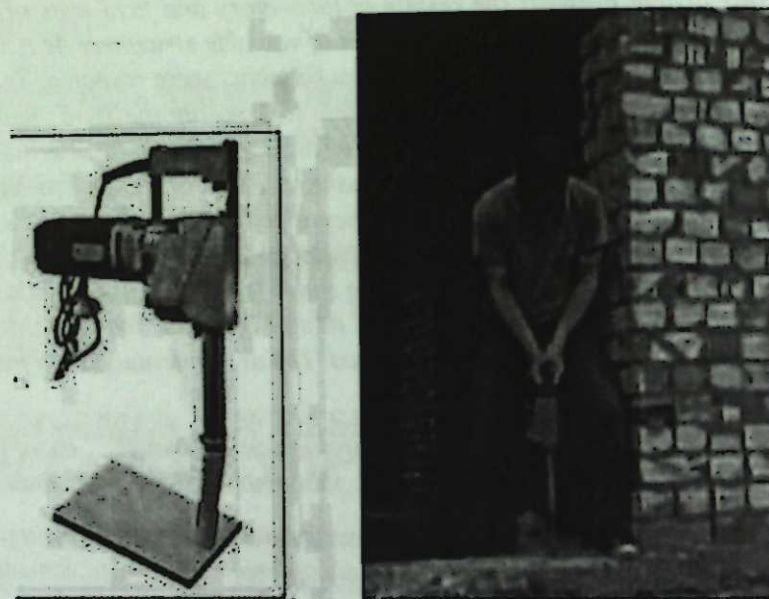
Түйүн сөздөр: эки ийри муунак-жылгычтуу өзгөрүлүмө түзүлүштөгү ургу механизм, ургу балка, лабораториялык-талаа сыноолор.

Ключевые слова: двухкривошипно-ползунный ударный механизм переменной структуры, отбойный молоток, лабораторно-полевые испытания.

Key words: double-crank-slider impact mechanism of variable structure, jackhammer, laboratory and field tests.

В Институте машиноведения и автоматики НАН КР ведутся работы по усовершенствованию конструктивных решений, чтобы повысить интерес промышленности к новым видам разработанных отечественных ударных машин. Успеха на рынке можно добиться, предложив новую высококачественную и конкурентоспособную продукцию. Для выявления основных направлений совершенствования конструкции ударной машины, для повышения надежности и долговечности ударных машин с ДКП-МПС проводились экспериментальные испытания отбойного молота на экспериментальном стенде [1, 2] и лабораторно-полевые испытания ручных ударных машин, показанные на рисунке 1 на строительном объекте.

Сущность лабораторно-полевых испытаний ударных машин заключается в проведении испытаний с целью определения работоспособности, надежности и долговечности отдельных деталей и узлов ударного механизма и всей ударной машины в целом. После анализа проведенных испытаний требуется доработка ударной машины, в случае отрицательных результатов испытаний – замена отдельных узлов.



а)

б)

Рисунок 1 – Отбойный молоток с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с безударной развязкой (а), лабораторно-полевые испытания отбойного молотка (б)

Данные экспериментальных испытаний записывались в книге регистрации. Работа отбойного молотка производилась с перерывами. Эксперимент по времени работы с перерывами проводился в три этапа, как указано в таблице 1.

Таблица 1 – Продолжительность работы отбойного молотка

Время	I этап	II этап	III этап
Продолжительность без остановочной работы, сек	120	240	360
Перерывы между включениями отбойного молота, сек	60	120	180
Общая продолжительность работы отбойного молота, мин	5	8	18

На втором и третьем этапах испытаний, на 8-й и 18-й минутах работы, произошли характерные заклинивания отбойного молотка. Также наблюдался нагрев ствола отбойного молотка, периодически

выкручивалась гайка фиксирующего пальца инструмента. При разборке конструкции отбойного молотка с ДКП-МПС выявлены:

- смятие зубчатого колеса отбойного молотка, который входит в зацепление с шестерней электродвигателя (рис. 2);
- обнаружены трещины на месте крепления фиксирующего пальца, на стволе (рис. 3);
- смятие фиксирующего пальца (рис.4);
- износ сопрягаемой поверхности бойка (рис.5).



Рисунок 2 – Смятие зубчатого колеса отбойного молотка

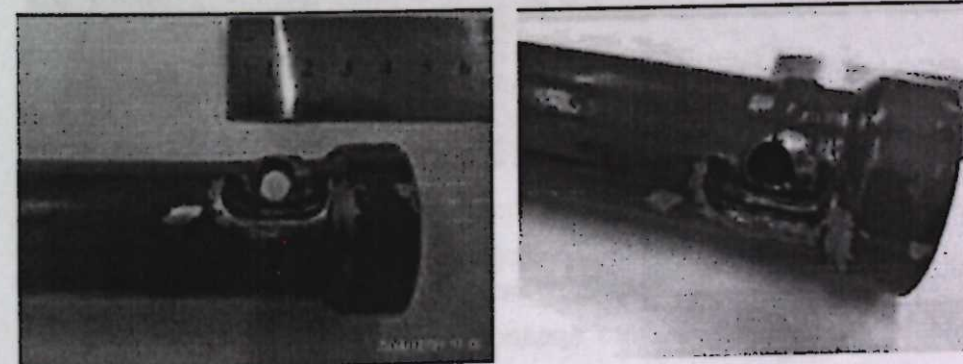


Рисунок 3 – Характерное место поломки крепления фиксатора

В ходе лабораторно-полевых испытаний отбойного молотка с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с безударной развязкой выяснилось, что на привод передаются существенные динамические нагрузки. Часто выходило из строя самое слабое звено привода, т.е. зубчатое колесо, входящее в зацепление с

шестерней коллекторного электродвигателя. Динамические нагрузки возникают при подхватывании поводком ударной массы после развязки ударного механизма, т.е. в начале рабочего и холостого ходов. В этом механизме передача движения от привода на ударную массу осуществлялась непосредственным воздействием поводка на ползун-боек.

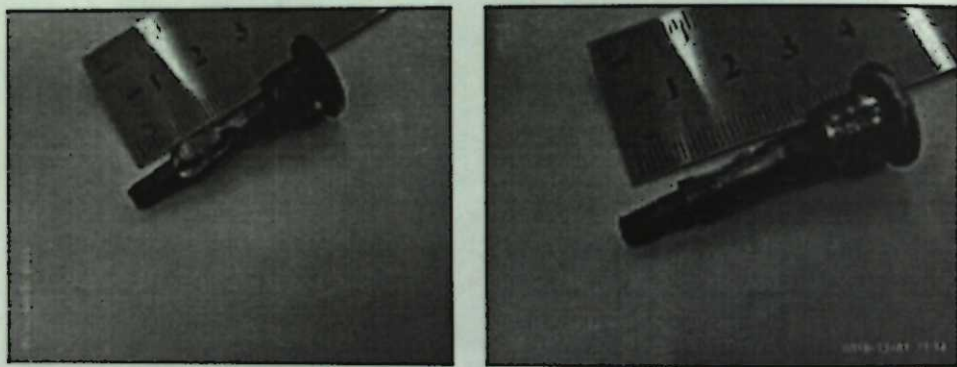


Рисунок 4 – Снятие фиксирующего пальца

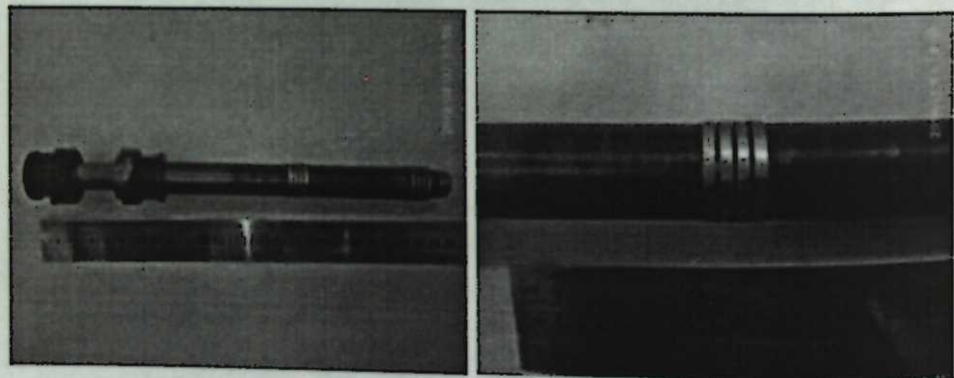
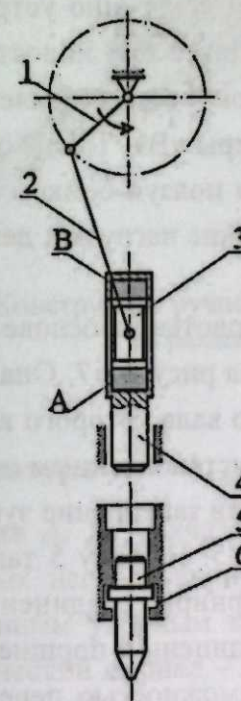


Рисунок 5 – Характерный износ сопрягаемой поверхности бойка

Как видно из рисунка 2, зубчатая шестерня изношена на определенном месте, что можно предположить, что узел в процессе работы воспринимает часть удара бойка при соударении с инструментом. Износ сопрягаемой поверхности бойка, а также нагревание ствола свидетельствует о недостаточном охлаждении гильзы отбойного молотка. Снятие фиксирующего пальца, трещины на стволе являются следствием действия динамических нагрузок. Испытания молотка с механизмами переменной структуры подтверждают предположение о значительных динамических нагрузках в опорах и шарнирах ударного механизма [3, 4, 5, 6, 7].

С целью усовершенствования ударного механизма с двухкривошипно-ползунным МПС и снижения динамических нагрузок на привод была модернизирована схема ударного механизма, представленная на рисунке 6. В предложенном механизме поршень 3 установлен внутри ползун-бойка 4 с возможностью перемещения относительно последнего на некоторую длину (свободный ход). В конечных участках хода поршня в ползун-бойке имеются воздушные камеры «А» и «В», в которых образуются воздушные подушки. От поршня движение ползун-бойку передается через сжатый воздух, создающийся в камерах.



1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – поршень, 4 – ползун-боек, 5 – инструмент, 6 – корпус, А, В – камеры образования воздушных подушек.

Рисунок 6 – Схема механизма с воздушной подушкой

Механизм работает следующим образом. Вращение кривошипа 1 посредством шатуна 2 преобразуется в поступательное движение поршня 3. При движении поршня в камерах появляется сжатый воздух. От величины зазоров посадочных размеров поршня и ползун-бойка зависит мягкая передача движения ползун-бойку, что приводит к снижению возникающих динамических нагрузок при смене направлений движения ползун-бойка с рабочего на холостой и обратно с холостого в рабочий. Рабочий ход – это движение ползун-бойка в сторону инструмента до нанесения удара. Холостой ход – это движение ползун-бойка в обратную сторону от

инструмента после отскока. Еще одной особенностью этого механизма является то, что в момент совершения удара по инструменту ползун-боек движется свободно по инерции и не связан с поршнем, т.е. с приводом. Как только нижняя кромка поршня 4 перекрывает камеру «А», в ней начнется сжатие воздуха, ползун-боек 4 вместе с поршнем начнет совместное движение. Рабочее движение ползун-бойка 4 приводит к уменьшению объема воздушной подушки и увеличению в ней давления. Это приводит к появлению движущей силы, действующей на ползун-боек 4, который ускоренно устремляется к инструменту и наносит по нему удар. Далее при холостом режиме взаимодействие поршня 3 с ползун-бойком 4 осуществляется посредством воздушной подушки верхней камеры «В». Таким образом, заменив жесткую связь между поршнем и ползун-бойком воздушной подушкой, можно уменьшить динамические нагрузки, действующие на привод механизма в процессе работы.

Конструкция ручного отбойного молотка на основе механизма с разделяющимся ползуном приведена на рисунке 7. Она состоит из электродвигателя 1, шестерня выходного вала которого входит в зацепление с зубчатым колесом 2, жестко установленным на промежуточном валу 3. Зубчатое колесо 2 входит в зацепление зубчатым колесом 4, жестко установленным на валу 5. На валу 5 также жестко установлен кривошип 6. Кривошип 6 шарнирно соединен с шатуном 7. Другие концы шатуна 7 шарнирно соединены с поршнем 8. В поршень 8 установлен ползун-боек 9 с возможностью перемещения в осевом направлении. Между поршнем и ползун-бойком имеется воздушная подушка для устранения в момент удара возникающей импульсной нагрузки, непосредственно влияющей на звенья и опорные узлы ударного механизма и на привод машины. Поршень с ползун-бойком расположен в стволе 10 отбойного молотка.

По результатам лабораторно-полевых испытаний ударных машин была усовершенствована схема ударного механизма с разделяющимся ползуном с воздушной подушкой с целью повышения надежности и долговечности работы механизмов, на основе которой разработана конструкция ударной машины.

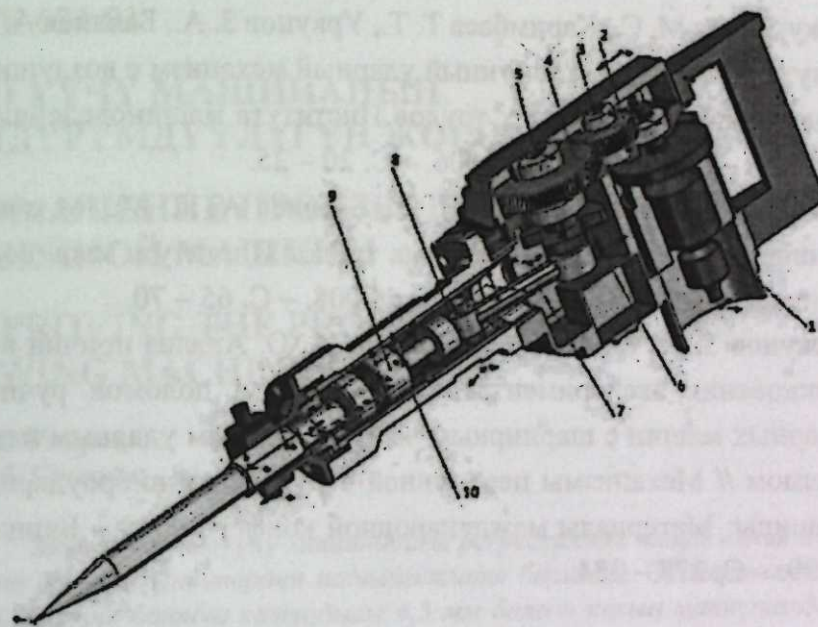


Рисунок 7— Конструкция ручного отбойного молотка на основе механизма с разделяющимся ползуном

Литература

1. Баялиев А. Ж., Акчалов А. Методика проведения экспериментальных исследований отбойного молота с двухкривошипно-ползунным ударным механизмом. — Машиноведение, научно-технический журнал. — Вып. 2. — Бишкек: Илим, 2015. — С. 12–18.
2. Каримбаев Т. Т., Баялиев А. Ж. Результаты экспериментальных испытаний отбойного молота с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой. — Машиноведение, научно-технический журнал. — Вып. 2.— Бишкек: Илим, 2015. — С. 19 – 23.
3. Джуматаев М. С., Абдрахманов И. А., Уркунов З. А. Шарнирно-рычажные ударные механизмы с кинематической развязкой ударного узла. — Бишкек: Илим, 2007.
4. Джуматаев М. С., Каримбаев Т. Т., Баялиев А. Ж. Ударные механизмы с разделяющимся бойком. — Бишкек: Илим, 2015. — 137 с.

5. Джуматаев М. С., Каримбаев Т. Т., Уркунов З. А., Баялиев А. Ж. Двухкривошипно - ползунный ударный механизм с воздушной подушкой / Сб. научных трудов Института машиноведения. – Вып. 5. – Бишкек: Илим, 2006. – С. 20 – 25.
6. Джуматаев М. С., Уркунов З. А., Баялиев А. Ж. Молот с воздушной подушкой / Сб. научных трудов Института машиноведения. – Вып. 6. – Бишкек: Илим, 2008. – С. 65 – 70.
7. Уркунов З. А. Фокин Ю. А. Абидов А. О. Анализ причин возникновения экспериментальных усилий и поломок ручных ударных машин с шарнирным четырехзвенным ударным механизмом // Механизмы переменной структуры и виброударные машины: Материалы международной конференции. – Бишкек, 1999. – С. 278 – 284.

УДК 621.01

ТИГҮҮЧҮ МАШИНАНЫН ӨНДҮРҮМДҮҮЛҮГҮН ЖОГОРУЛАТУУ

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

IMPROVING THE PRODUCTIVITY OF THE SEWING MACHINE

З. М. Умарова

Z. M. Umarova

Макалада тигүүчү машинадагы регрессиялык теңдеменин талдоосу жана эксперименттердин натыйжалары берилген. Эксперименттин натыйжалары боюнча калыңдыгы 4,5 мм болгон калың материалдарды да тиккенде катуулугу $2,5 \cdot 10^3$ Н·м/рад серпилгич элементти орнотууда негизги ок толгоочтун ылдамдыгы 4500 мин⁻¹ болгон учурда жогорку өндүрүмдүүлүк алынган. Материалдарды жылдыруу механизми кинематикалык жуптарда минималдуу жүктөө иштөөнү камсыздайт, бул тигүүчү машинанын ишенимдүүлүгүн жогорулатат. Ошентип, тигүүчү машиналарда серпилгич энергияны сактоочу (торсиондук серпилгичтер менен) материалды жылдыруу механизмин колдонуусу жогорку ылдамдыкта иштөөгө мүмкүндүк берет, бул тигүүчү машинанын өндүрүмдүүлүгүн жогорулатат.

В статье приведены результаты экспериментов и анализ уравнения регрессии в швейной машине. Результаты экспериментов показывают, что высокая производительность получена при скорости главного вала 4500 мин⁻¹ при установке упругого элемента с жесткостью $2,5 \cdot 10^3$ Н·м/рад при шитье даже толстых материалов толщиной 4,5 мм. Механизм перемещения материалов обеспечивает работу при минимальной нагрузке в кинематических парах, что повышает надежность швейной машины. Таким образом, применение механизма перемещения материала с упругими накопителями энергии (с пружинами кручения) в швейных машинах позволяет работать на высоких скоростных режимах, что обеспечивает повышение производительности швейной машины.

The article presents the results of experiments and analysis of the regression equation in a sewing machine. According to the results of the experiment, high productivity was obtained at a main shaft speed of 4500 min⁻¹ when installing an elastic element with stiffness $2,5 \cdot 10^3$ Н·м/рад when stitching even thick materials with a thickness of 4.5 mm. The mechanism for moving materials ensures operation at a minimum load in kinematic pairs, which increases the

reliability of the sewing machine. Thus, the use of a material movement mechanism with elastic energy storage (with torsion springs) in sewing machines allows you to work at high speeds, which increases the productivity of the sewing machine and improves the productivity of the sewing machine.

Түйүн сөздөр: толгоо ийн күчтөр, динамика, тигүүчү машина, негизги ок толгооч, кинематикалык жуп, өндүрүмдүүлүк, элемент, материал, жүктөө.

Ключевые слова: крутящие моменты, динамика, швейная машина, главный вал, кинематическая пара, производительность, элемент, материал, нагрузка.

Key words: torques, dynamics, sewing machine, main shaft, kinematic pair, performance, element, material, load.

Как известно, технологической нагрузкой в швейной машине являются силы сопротивления на иглу при прокалывании и перемещении материала и сопротивления при подаче нити.

Эксперименты проводились на швейной фабрике ООО «Нассочи Хучанди» г. Худжанда.

Общий вид зависимости числа опытов от числа уровней факторов можно представить в виде:

$$N = P^k, \quad (1)$$

где N – число опытов; P – число уровней; k – число факторов.

Для нашего случая $k = 3$, $P = 2$.

В матрице планирования при варьировании факторов на двух уровнях (+1; -1) указывали только знаки, т.е. кодированные значения факторов. В процессе кодирования факторов осуществляли линейное преобразование координат факторного пространства с переносом начала координат в нулевую точку и выбора масштаба по осям в единицах интервалов варьирования факторов. Используем эти соотношения [1]:

$$X_i = \frac{C_i - C_{oi}}{\varepsilon}, \quad (2)$$

где X_i – кодированные значения фактора (безразмерная величина); C_i , C_{oi} – натуральные значения фактора (соответственно его текущее

значение на нулевом уровне);

ε – натуральные значения интервала варьирования фактора.

Математическое описание объекта исследования рассматриваем как линейную модель, так как она используется при расчете движения в области оптимума методом крутого восхождения. Пригодность модели проверяем при статистическом анализе результатов эксперимента.

Неизвестную функцию отклика аппроксимируем пополам первой степени, коэффициенты которого оцениваем по результатам эксперимента [1]:

$$Y = \beta_0 + \sum_i^k \beta_i x_i + \sum_{i,j=1}^k \beta_{ij} X_i X_j. \quad (3)$$

При построении линейной модели находим численные значения и линейные коэффициенты уравнения регрессии:

$$Y = b_0 + \sum_i^k b_i x_i + \sum_i^n X_i X_j.$$

В соответствии с матрицей планирования проведено 8 опытов в трехкратной поверхности (табл. 1).

Таблица 1 – Результаты проведенных опытов

№ опыта	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_1 X_2$	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$	$X_1 X_2 X_3$	\bar{Y}_1
1	+	+	-	-	+	-	-	+	6,6333
2	+	-	-	-	-	+	-	-	7,6
3	+	+	+	-	-	-	+	-	5,8333
4	+	-	+	-	+	+	+	+	7,7667
5	+	+	-	+	+	+	+	-	5,9333
6	+	-	-	+	-	-	+	+	8,5667
7	+	+	+	+	-	+	-	+	7,0333
8	+	-	+	+	+	-	-	-	8,2

Проведение эксперимента зависит от точности контроля всех принятых входных и выходных параметров и их постоянства. Несоблюдение этих точностей может привести к большим ошибкам при моделировании. Поэтому проводились предварительные эксперименты, позволяющие определить изменения фиксированных уровней факторов, оценить точность и стабильность протекания процессов в опытах.

После эксперимента находятся численные значения линейных коэффициентов уравнения регрессии [1].

В качестве критерия оптимизации используются:

\bar{Y}_1 – производительность швейной машины (сшивание материала, м/мин).

$$Y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 + b_{12}X_1X_2 + b_{23}X_2X_3 + b_{123}X_1X_2X_3,$$

где b_0 – свободный член;

$b_1 * b_2 * b_3$ – линейные коэффициенты;

$b_{12} * b_{13} * b_{23}$ – коэффициенты двойного взаимодействия факторов;

b_{123} – коэффициенты тройного взаимодействия факторов;

$X_1 * X_2 * X_3$ – кодированные значения факторов.

Матрица планирования полного факторного эксперимента (ПФЭ) и результаты опытов представлены в таблице 2.

Линейные коэффициенты рассчитываются по формуле:

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n X_{iu} \bar{Y}_u, \quad (4)$$

где b_i – коэффициент регрессии;

X_{iu} – значение фактора в u – N опыте;

\bar{Y}_u – среднее арифметическое значение опытов;

N – число опытов в матрице.

В результате эксперимента опытным путем найдено 8 значений критерия оптимизации (\bar{Y}_1), каждый из которых имел три поверхности, где \bar{Y}_1 – среднее арифметическое производительности швейной машины.

Расчетные значения коэффициентов регрессии для исследуемых параметров оптимизации сведены в таблице 3.

$$\begin{aligned} \bar{Y}'_1 = & 7,19 - 0,82X_1 + 0,008X_2 + 0,248X_3 - 0,066X_1X_2 - 0,093X_1X_3 - \\ & - 0,176 X_2X_3 + 0,298X_1 X_2 X_3. \end{aligned} \quad (5)$$

Таблица 2 – Матрица планирования

№	X ₁	X ₂	X ₃	Y ₁	Y ₂	Y ₃	\bar{Y}_1	S ² _y	Y ₁	($\bar{y}_1 - y_{op}$)
1	-	-	-	6,6	7,1	6,2	6,6333	0,407	7,224	0,59
2	+	-	-	7,2	7,6	8	7,6	0,32	6,644	0,96
3	-	+	-	6,1	5,9	5,5	5,8333	0,187	6,66	0,83
4	+	+	-	7,7	8,1	7,5	7,7667	0,187	7,24	0,53
5	-	-	+	5,9	5,6	6,3	5,9333	0,247	7,14	1,21
6	+	-	+	8,8	8,5	8,4	8,5667	0,087	7,726	0,84
7	-	+	+	7,1	6,7	7,3	7,0333	0,187	7,736	0,7
8	+	+	+	8,3	8,4	7,9	8,2	0,14	7,156	1,04
9	Σ						57,567	1,76	57,526	0,04
	Ср. значение						7,1958	0,22	7,19075	0,01

Таблица 3 – Расчетные значения коэффициентов регрессии

b_i	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
\bar{Y}'_1	7,19	-0,82	0,008	0,248	-0,066	-0,093	-0,176	0,298

Выведенное уравнение не является окончательной математической моделью, ее следует проверить на адекватность моделей и значимость коэффициентов регрессии по критериям Стьюдента и Фишера.

Для оценки отклонений показателей параметров оптимизации от средних значений необходимо вычислить дисперсию воспроизводимости по формуле:

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_1^N (Y_{uj} - \bar{Y}_u)^2}{N}, \quad (6)$$

где N – число опытов;

Y_{uj} – результат отдельного наблюдения;

\bar{Y}_u – среднее арифметическое значение критерия (результат опыта).

Значения $S_{\{y\}}^2$, вычисленные для всех точек плана матрицы, суммируются по текущим номерам точек. Находится значение максимальной дисперсии, затем осуществляется проверка однородности дисперсий при помощи критерия Кохрена, основанного на законе распределения отношения максимальной дисперсии к сумме всех дисперсий, т.е.

$$G_P = \frac{S_{y_{\max}}^2}{\sum_1^N S_y^2}, \quad (7)$$

где G_P – критерий Кохрена; $S_{y_{\max}}$ – максимальная дисперсия в i -й точке;

$\sum_1^N S_y^2$ – сумма всех дисперсий.

Для этого следует задаться уровнем значимости $q = 5$, определить число степеней свободы $V_{1.в} = n-5$ и $V_{1.в} = N = 8$, затем сравнить табличное значение критерия Кохрена $G_{кр}$, подобранного при соответствующих степенях свободы, с расчетом, полученным по формуле (7). При $G_P < G_{кр}$ дисперсия считается однородной и процесс воспроизводимым [2].

Среднеквадратическое отклонение дисперсии коэффициента регрессии определяется по формуле:

$$S\{b_i\} = \sqrt{\frac{S^2\{Y\}}{N \cdot n}}, \quad (8)$$

где $S^2(Y)$ – дисперсия показателей параметров оптимизации;

N – общее число различных точек в плане матрицы;

n – число параллельных наблюдений в каждой точке.

Дисперсия параметра оптимизации устанавливается по формуле:

$$S^2(Y) = \sum_{u=1}^N S_u^2, \quad (9)$$

где $\sum_{u=1}^N S_u^2$ – сумма всех дисперсий.

Затем проверяется гипотеза о значимости коэффициента. При этом задаются уравнением значимости $g = 5$ и определяется число степеней свободы:

$V_{3.н} = N(n-1) = 8(3-1) = 16$. Затем критическое значение $t_{кр}$, найденное по таблице при соответствующих степенях свободы, сравнивается с расчетным показателем критерия Стьюдента.

Если $t_i > t_{кр}$, то коэффициент b_i признается значимым, в противном случае b_i – статистически незначимое, т.е. $b = 0$.

Оценка дисперсии адекватности модели определяется по формуле:

$$S_{ад}^2 = \frac{n}{N-M} \cdot \sum_{u=1}^N \{\bar{Y}_u - Y_u\}^2, \quad (10)$$

где за исключением известных Y_u – математическое ожидание параметра оптимизации, подсчитанное по уравнению регрессии; M – число значимых коэффициентов.

По уравнениям регрессии определяется Y_u для каждой точки плана матрицы.

Эта разность $\{\bar{Y}_u - Y_u\}$ возводится в квадрат для каждой точки плана, а результат суммируется.

Для проверки гипотезы адекватности моделей необходимо задать уровнем значимости $g = 5\%$, определить число степеней свободы $V_{1.ад} = N(n-1)$ и $V_{2.ад} = N(n-1)$, затем сравнить табличное значение критерия Фишера $F_{кр}$, подобранное при соответствующих степенях свободы, с расчетным F_p , полученным по формуле (11). При $F_p < F_{кр}$ гипотеза адекватности модели принимается.

Значение Y_1 , вычисленное для всех точек плана матрицы, и результаты проверки адекватности модели для изучаемых параметров оптимизаций сведены в таблице 3, а значение t_i , вычисленное для всех точек плана матрицы, и проверка значимости коэффициентов регрессии b_i для исследуемых параметров оптимизаций – в таблице 4.

Таблица 4 – Оптимизация параметров исследований

t_i	$t_{(b_0)}$	$t_{(b_1)}$	$t_{(b_2)}$	$t_{(b_3)}$	$t_{(b_{1,2})}$	$t_{(b_{1,3})}$
Y_1	7,1958	0,826	0,0075	0,248	0,066	0,0937
$t_{(b_{2,3})}$	$t_{(1,2,3)}$	$S_{\{Y\}}^2$	$S_{\{b_i\}}^2$	$S_{\{b_i\}}$	$t_{кр}$	Значимые коэффициенты
0,176	0,298	0,028	0,0012	0,034	3,84	$b_0 * b_2 * b_3 * b_1 b_2 b_3$

Точная оценка уравнения на адекватность проверяется с помощью критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_{\{Y\}}^2} = \frac{0,028}{0,012} = 2,3, \quad (11)$$

где F_p – критерий Фишера; $S_{ад}^2$ – оценка дисперсий адекватности; $S_{\{Y\}}^2$ – дисперсия параметра оптимизации (табл. 5).

Таблица 5 – Таблица критерий Фишера

$S_{ад}^2$	$S_{\{Y\}}^2$	F_p	$F_{кр}$	$F_p - F_{кр}$	Результаты проверки
0,028	0,012	2,3	3,01	-0,71	Модель адекватна

По данным таблицы 5, расчетное значение критерия Фишера меньше табличного значения $F_p < F_{кр}$, поэтому гипотеза адекватности моделей принимается.

По результатам эксперимента высокая производительность получена при скорости главного вала 4500 мин^{-1} при установке упругого элемента с жесткостью $2,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ при сшивании даже толстых материалов толщиной 4,5 мм. При этом механизм перемещения материала с упругими накопителями энергии обеспечивает работу при минимальной динамической нагрузке в кинематических парах, что повышает надежность швейной машины.

Таким образом, применение механизма перемещения материала с упругими накопителями энергии (с пружинами кручения) в швейных машинах позволяет работать на высоких скоростных режимах, что повышает производительность швейной машины.

Литература

1. Румшинский Л. З., Математическая обработка результатов эксперимента [Текст] / Румшинский Л. З. – М: Наука, 1971. – 192 с.
2. Торговицкий А. Ф. Кулачковые импульсивные вариаторы хлопкоочистителей [Текст] / Торговицкий А. Ф. – Ташкент: Изд-во. Фан, 1968. – 112 с.
3. Умарова З. М. Определение угловой скорости коромысла механизма перемещения материала в швейной машине [Текст] / Умарова З. М., Муродов О., Мансурова М. А. // Тезисы РНПК молодых ученых и студентов: Участие молодых ученых в решении проблемных задач по совершенствованию техники и технологии хлопкоочистительной, текстильной, легкой и полиграфической промышленности. – Ташкент, 2011. – С. 13.

МАШИНА КУРУУ
МАШИНОСТРОЕНИЕ
MECHANICAL ENGINEERING

УДК 625.72, 622:621.313

МАТЕМАТИКАЛЫК МОДЕЛДӨӨ ҮЧҮН
ОПТИМАЛДУУ ОБЪЕКТ КАТАРЫ КОШ
БУРГУЛОО МАМЫ

ДВОЙНАЯ БУРОВАЯ КОЛОННА КАК
ОПТИМАЛЬНЫЙ ОБЪЕКТ ДЛЯ
МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

DOUBLE DRILL STRING AS AN OPTIMAL
OBJECT FOR MATHEMATICAL MODELING

А. В. Анохин, В. Б. Васильев, С. Ф. Мурашова
A. V. Anokhin, V. B. Vasiliev, S. F. Murashova

Бургулоочу мамысы бар бургулоочу машинанын математикалык моделин түзүү маселесин оңойлатуу жана анын аныктыгын жогорулатуу максатында терең кыяларды бургулоонун негизги ыкмалары жана тереңдеген сайын бургулоочу мамыга таасир эткен мүмкүн болуучу жүктөр каралат. Негизги маселе бургулоочу мамынын эң ылайыктуу конструкциясын аныктоодо болгон, качан мамыга тышкы факторлордун таасири эң аз болгондо, бул математикалык моделди бир кыйла жөнөкөйлөтөт, демек бургулоо шарттамы жана бургулоо мамынын узундугу өзгөргөн учурда бургулоочу куралдын жүрүм-турумун эсептөөнүн ишенимдүүлүгүн жогорулатат. Мындай каражатка өзүнчө башкарылуучу кош бургулоо мамы ээ, мында бардык жүк казма бетке тышкы түтүккө карата таяныч муунак жаздыктарга орнотулган ички мамы аркылуу берилет. Мындай курал үчүн кыймылдаткычы, трансмиссиясы жана бургулоо мамысы бар бургулоочу машинанын математикалык моделин куруу абдан жеңилдеди, анткени бургулоо жасараянына жана кыядагы бургулоо куралынын жүрүм-турумуна таасир этүүчү белгисиз жана аныкталбаган факторлор жок. Кош мамыны колдонуу бургулоо үчүн энергияны керектөөнү кыскартууга гана эмес, ошондой эле электр кыймылдаткычын колдонууда өтө маанилүү болгон

кыймылдаткыч жүктөмүнүн капыстан өзгөрүшүн жок кылууга мүмкүндүк берет.

С целью упрощения задачи построения математической модели буровой машины с бурильной колонной и повышения её достоверности рассмотрены основные способы бурения глубоких скважин и возможные нагрузки на буровую колонну, которые она испытывает по мере углубления. Основная задача заключалась в том, чтобы установить наиболее подходящую конструкцию буровой колонны, где влияние внешних факторов, действующих на колонну, были бы наименьшими, что позволит существенно упростить математическую модель, а значит, и повысить достоверность расчётов поведения бурового снаряда при изменяющихся режимах бурения и длины буровой колонны. Таким средством обладает двойная отдельно приводная буровая колонна, в которой вся нагрузка на забой передаётся по внутренней буровой колонне, установленной в подшипниковых опорах относительно наружной трубы. Для такого снаряда построение математической модели бурильной машины с двигателем, трансмиссией и буровой колонной существенно облегчается, поскольку неизвестные и неопределимые факторы, влияющие на процесс бурения и поведение бурового снаряда в скважине, отсутствуют. Применение двойной колонны позволяет не только снизить энергозатраты на бурение, но и исключить резкие перепады нагрузок на двигатель, что очень важно в случае использования электропривода.

In order to simplify the task of constructing a mathematical model of a drilling machine with a drill string and increase its reliability, the main methods of drilling deep wells and the possible loads on the drill string that it experiences as it deepens are considered. The main task was to establish the most appropriate design of the drill string, where the influence of external factors acting on the string would be the least, which would significantly simplify the mathematical model, and hence increase the reliability of calculations of the behavior of the drill string under changing drilling conditions and the length of the drill string. Such a tool has a double separately driven drill string, in which the entire load on the bottomhole is transmitted through the inner drill string installed in bearing supports relative to the outer pipe. For such a projectile, the construction of a mathematical model of a drilling machine with an engine, transmission and drill string is greatly facilitated, since there are no unknown and indeterminate factors that affect the drilling process and the behavior of the drilling tool in the well. The use of a double string allows not only to reduce energy consumption for drilling, but also to eliminate sudden changes in engine loads, which is very important when using an electric drive.

Түйүн сөздөр: бургулоочу машина, кош бургулоо мамы, математикалык модел, электриветкич, кыймыл өткөөл, эсептелген жүктөр, энергия керектөө.

Ключевые слова: буровая машина, двойная буровая колонна, математическая модель, электропривод, трансмиссия, расчётные нагрузки, энергозатраты.

Key words: drilling machine, double drill string, mathematical model, electric drive, transmission, calculated loads, energy consumption.

Большая часть бурового оборудования для подземных работ в качестве главных силовых приводов маслonaсосных станций использует нерегулируемые асинхронные электродвигатели переменного тока. Это оправданно тем, что современные компоненты управляемого гидравлического привода позволяют регулировать нагрузку на забой в широком диапазоне частот вращения и усилий подачи бурового инструмента, что, в свою очередь, создаёт возможность с максимальной эффективностью использовать мощность электродвигателя. Идеальным решением было бы прямое применение электрического привода с преобразованием его в регулируемое механическое вращательное и поступательное движение бурового инструмента без промежуточного использования гидравлического привода. Однако возможности прямого использования электропривода ограничены в диапазоне малых скоростей, больших усилий и высоких крутящих моментах. Подобные нагрузки могут возникнуть при бурении глубоких скважин большого диаметра по перемежающимся горным породам.

Известно, что при бурении стандартным одноклонным буровым снарядом с увеличением глубины скважины на него действуют различные по величине и направлению силы сопротивления. На рисунке 1 представлена упрощённая схема нагрузок, действующих на буровую колонну на начальном участке скважины. Эти силы имеют различный характер и зависят от направления бурения (вертикальные, наклонные, горизонтальные), диаметра и глубины скважин, конструкции буровой колонны и её жесткостных параметров, физико-механических свойств горных пород и многих других факторов.

С целью совершенствования техники и технологических процессов бурения скважин, снижения затрат на проектирование и создания новой техники бурения всё шире используются методы физического и математического моделирования. Эти методы находят все большее применение при решении большого числа практических

задач при создании специализированных буровых машин и установок. Причём чем точнее совпадение значений параметров натурального объекта и математической модели с данными, полученными экспериментальным путём, тем более качественная модель.

Следует отметить, что построить хорошую математическую модель, достаточно точно отражающую описываемый натуральный образец или процесс, непросто. Попытка включить в математическую модель слишком много факторов, влияющих на процесс бурения и поведение бурового снаряда в скважине, может вызвать сбой программы при решении сложных уравнений, содержащих неизвестные параметры и неизвестные функции. Определение этих функций приведет к ещё более сложным уравнениям с ещё большим количеством параметров, функций и т. д.

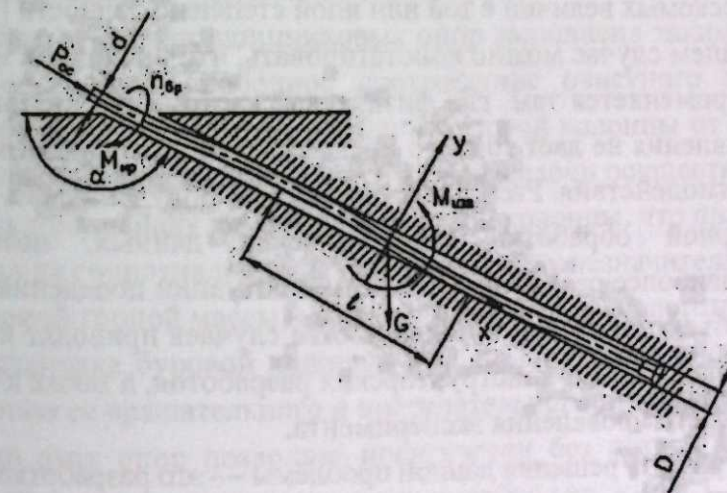


Рисунок 1 – Схема нагрузок, действующих на буровую колонну

Однако при построении слишком упрощенной модели можно обнаружить, что она не соответствует реальным данным, полученным в процессе экспериментальных исследований, и не может удовлетворять требованиям достоверности. Следовательно, необходимо выбрать оптимальный вариант между переусложнением и переупрощением математической модели.

По опыту многочисленных исследований в области разработки математических моделей изучаемого объекта или процесса следует ориентироваться на следующие положения:

- выдвинуть наиболее вероятные предположения, гипотезы и допущения, на которых будет основываться модель;
- по возможности как можно точнее определить и установить, что считать исходными данными, а что – искомыми величинами;
- определить и записать возможные математические соотношения, связывающие искомые величины с исходными данными [1].

Тем не менее при построении математической модели для большинства исследуемых объектов не всегда удастся выразить с помощью формул искомые величины через исходные данные. В таких случаях предлагается использовать численные методы, позволяющие найти значения искомых величин с той или иной степенью точности [1].

В общем случае можно констатировать, что численное моделирование применяется там, где физическая картина изучаемого объекта или явления не даёт точного представления о внутреннем механизме взаимодействия. Расчётные показатели, полученные на основе компьютерной обработки статистических данных, позволяют отобрать наиболее реальные и вероятные ситуации поведения исследуемого объекта, которые в большинстве случаев приводят к сокращению сроков научно-конструкторских разработок, а также к снижению стоимости проведения эксперимента.

Другой путь решения данной проблемы — это разработка такого бурового снаряда, который обеспечит «идеальные» условия для буровой колонны на протяжении всей глубины скважины, что позволит исключить влияние множества факторов, действующих на одноколонный снаряд. Таким снарядом является двойная отдельно приводная буровая колонна, разработанная согласно патентам [2, 3] и которая послужила идеальным объектом для математического моделирования.

Известно, что двухприводные буровые колонны [2,3] позволяют разделить энергию, передаваемую на забой, на два независимых потока. При этом в зависимости от конструктивного исполнения снаряда и способа бурения соотношение мощностей, передаваемых колоннами на забой, может существенно различаться. Как правило, по

наружной медленно вращающейся колонне передается энергия, достаточная лишь для продвижения бурового снаряда в стволе скважины, а главным её предназначением является защита внутренней колонны труб от взаимодействия со стенками скважин. Последнее условие является наиболее важной и существенной особенностью двойной колонны, позволяющей значительно снизить диссипативные потери механической энергии в скважине при бурении в неустойчивых горных породах. Возможность применения двойной колонны труб при бурении скважин в осложнённых условиях позволяет использовать множество вариантов их конструктивного исполнения. При этом одним из главных отличительных признаков в этой конструкции является то, что практически вся энергия от станка до забоя передается по внутренней буровой колонне, установленной относительно наружной на подшипниковых опорах.

Конструкция подшипниковых опор выполнена таким образом, чтобы обеспечить свободное прохождение очистного агента по межтрубному пространству двойной буровой колонны от станка до забоя скважины. Транспортировка буровой мелочи осуществляется по центральному каналу внутренней буровой колонны, что практически не влияет на сопротивление её вращению ввиду незначительности перемещаемой горной массы и высокой скорости транспортировки.

Установка буровой колонны в подшипниковых опорах с возможностью её вращательного и поступательного перемещения относительно этих опор позволяет практически без потерь передавать крутящий момент и осевую нагрузку на забой скважины. Следует отметить, что наружная колонна труб, разгруженная от передачи осевой нагрузки на коронку, выполняет целый ряд важных функций:

- центрирует внутреннюю буровую колонну в скважине и обеспечивает её высокую продольную и поперечную жёсткость в пределах межопорного участка;
- защищает внутреннюю колонну от воздействия стенок скважины;
- образует с внутренней колонной труб межтрубный канал для подачи очистного агента к забою с минимальными потерями;

– обеспечивает сохранность стенок скважины от обрушения и снижает затраты мощности на продвижение буровой колонны в скважине за счет низкой частоты её вращения.

Разработанная конструкция двойной буровой колонны и выбранная технология бурения с обратной циркуляцией очистного агента позволяет существенно повысить эффективность проходки глубоких направленных скважин в осложненных условиях. На рисунке 2 представлена конструктивная схема двойной отдельно приводной буровой колонны с обратной циркуляцией очистного агента.

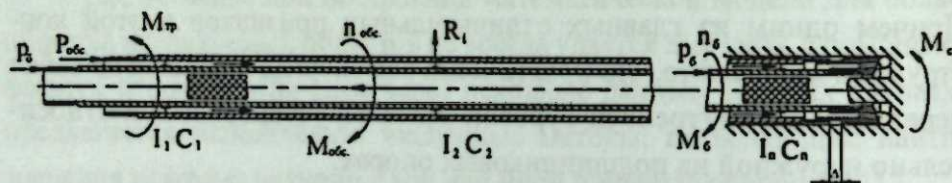


Рисунок 2 – Двойная отдельно приводная буровая колонна с обратной циркуляцией очистного агента

Промышленные испытания [4] подобной установки с гидравлическим приводом показали, что рост энергозатрат при бурении скважин глубиной до 100 метров с увеличением глубины скважины изменяется незначительно, что позволяет утверждать о возможности непосредственного использования электрического привода в буровой машине.

Необходимо учесть, что для эффективной работы предлагаемой конструкции двойной колонны необходимо наличие надёжного и многофункционального головного снаряда, обеспечивающего ряд технологических условий, присущих данному способу бурения. Это в первую очередь обеспечение надёжной передачи энергии от внутренней буровой колонны к буровому инструменту с возможностью его эффективного охлаждения, возможность регулирования компенсационного зазора от разницы в деформациях наружной и внутренней колонн с сохранением герметичности межтрубного пространства, обеспечение жёсткого центрирования снаряда в скважине при минимальном его воздействии на стенки скважины и ряд других специфических требований.

Применение различных конструктивных компоновок головного снаряда для двойной колонны труб с использованием данной технологии бурения позволят проходить глубокие скважины в самых сложных геологических разрезах с минимальными энергозатратами.

Следует отметить, что немаловажную роль при бурении имеет выбор и использование применяемого электродвигателя. На сегодняшний день наиболее перспективным направлением развития привода буровых установок является автоматизированный электропривод на основе частотных преобразователей для различного типа электродвигателей, в частности для короткозамкнутых асинхронных двигателей и синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ) [5].

Особое внимание необходимо уделить синхронным электродвигателям СДПМ с частотным преобразователем, которые позволяют автоматизировать режим его работы, изменяя скорость вращения исполнительного органа, в зависимости от нагрузки, а также поддерживать оптимальные режимы на участках торможения, разгона, остановки и пуска.

Конструктивные преимущества двойной отдельно приводной буровой колонны позволяют успешно применять регулируемый электропривод на базе синхронных двигателей СДПМ при бурении глубоких дегазационных скважин как по углю, так и по горным породам I-IV категорий буримости.

Синхронные машины с постоянными магнитами совмещают простоту конструкции двигателей переменного тока и возможностью устойчивого управления частотой вращения при абсолютно жёсткой механической характеристике [6]. Они обладают следующими преимуществами:

- высокий КПД во всем диапазоне частот вращения ротора;
- простота конструкции и отсутствие потерь на возбуждение;
- невысокая инерция при значительном моменте;
- небольшие габариты и масса (в 1,5÷2 раза меньше, чем АД);
- поддержание частоты вращения ротора независимо от нагрузки.

Основной задачей в данной работе являлся поиск наиболее подходящей конструкции буровой колонны, где влияние внешних факторов, действующих на колонну, было бы наименьшим. Это в свою очередь позволило бы существенно упростить математическую модель, а значит, и повысить достоверность расчётов поведения бурового снаряда при изменяющихся режимах бурения и длины буровой колонны. Как выяснилось, таким средством обладает двойная отдельно приводная буровая колонна, в которой вся нагрузка на забой передаётся по внутренней буровой колонне, установленной в подшипниковых опорах относительно наружной трубы. Для такого снаряда построение математической модели бурильной машины с двигателем, трансмиссией и буровой колонной существенно облегчается, поскольку неизвестные и неопределимые факторы, влияющие на процесс бурения и поведение бурового снаряда в скважине, отсутствуют. Применение двойной колонны позволяет не только снизить энергозатраты на бурение, но и исключить резкие перепады нагрузок на двигатель, что очень важно в случае использования электропривода.

На основании изложенного можно сделать вывод, что двойная буровая колонна действительно является идеальным объектом для математического моделирования.

Применение двойной буровой колонны позволяет:

- снизить энергозатраты на бурение;
- исключить резкие перепады нагрузок на двигатель;
- реализовать возможность напрямую использовать частотно-регулируемый электропривод;
- значительно уменьшить габариты и массу приводов;
- повысить эксплуатационную надёжность.

Литература

1. Ахмадиев Ф. Г., Гильфанов Р. М. Математическое моделирование и методы оптимизации: Учебное пособие / Ахмадиев Ф. Г., Гильфанов Р. М. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитектур.-строит. ун-та, 2017. – 178 с. [Электронный ресурс]. Режим доступа: https://www.kgasu.ru/upload/iblock/97b/UP_AkhmadieviGilfanov.PDF. Дата обращения: 26.01.2022 г.
2. Анохин А. В., Дворников Л. Т. [и др.]. Буровой станок А.С. СССР № 270845 Е21 В3/00 заявлено 10.04.87. Зарегистрировано 01.03.88.
3. Анохин, А. В., Дворников, Л. Т. [и др.]. Буровой станок RU №19864 U1 E 21 В 7/00. Заявл. 19.02. 01; опубл. 10.10.2001, Бюл. № 28. – 2 с.
4. Анохин А. В. Испытания бурового комплекса КБ-76 на шахте им. Ленина в г. Шахтинске [Текст] / Анохин А. В., Бобровская Е. А. // Т.77. – Труды Кыргызского ин-та минерального сырья: Сб. науч. тр. (КИМС). – Б., 2000. – С. 200 – 206.
5. Анохин А. В., Мурашова С. Ф. Буровой станок с частотно-регулируемым электроприводом [Текст] Анохин А. В., Мурашова С. Ф. // Машиноведение. Научно-технический журнал. № 1 (13). – Бишкек: Илим, 2021. – С. 73 – 81.
6. Павлов О. П. Синхронный двигатель с постоянными магнитами, управляемый при помощи прогнозирующей модели. Чувашский государственный университет имени И. Н. Ульянова. «Молодой учёный», № 25 (263), июнь 2019.

УДК 303.723

ТЕХНИКАЛЫК СЫНАКТАРДЫН НАТЫЙЖАЛАРЫНЫН КОРРЕЛЯЦИЯЛЫК ТАЛДООСУ

КОРРЕЛЯЦИОННЫЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ

CORRELATION ANALYSIS OF THE RESULTS OF TECHNICAL TESTS

Н. А. Рагрин, У. М. Дыйканбаева

N. A. Ragrin, U. M. Dyikanbaeva

Корреляциялык талдоонун негизги маселеси кокус өзгөрүлмө чоңдуктардын байланышынын болушун жана маанисин аныктоо. Техникалык сыноону пландаштыруу кесүү шарттамын кокустук эмес кириши өлчөм мүнөздөгүчтөрү жана кокустук чыгуу өлчөм мүнөздөгүчтөрү - өлчөөлөрдүн натыйжалары менен иштейт. Ошондуктан кесүү шарттамынын кокустук эмес кириши өлчөм мүнөздөгүчтөрү менен техникалык сыноолордун кокустук өлчөө натыйжаларынын ортосундагы байланыштын болушун жана маанисин корреляциялык талдоо ыкмаларын иштеп чыгуу актуалдуу маселе болуп саналат. Иште Гаусс мыйзамы боюнча катуулукту өлчөө натыйжаларынын болуштүрүлүшүнүн нормалдуулугунун назарияттык обөлгөлөрү ырасталган. Кесүү шарттамынын кокустук эмес кириши өлчөм мүнөздөгүчтөрү менен кокустук чыгаша өлчөө натыйжаларынын ортосундагы байланыштын болушун жана маанисин корреляциялык талдоо ыкмаларын колдонуу мүмкүнчүлүгү негизделген жана алардын сызыктуу корреляциясынын коэффициенттерин эсептөө үчүн көз карандылык сунушталган. Корреляция коэффициенттеринин чоңдуктары жана мааниси ар кандай тактык класстарындагы бургуучтар менен иштетүүдө аныкталат.

Основная задача корреляционного анализа заключается в определении наличия и значимости связи случайных переменных. Планирование технических испытаний оперирует неслучайными входными параметрами режима резания и случайными выходными – результатами измерений. Поэтому разработка методов корреляционного анализа наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных результатов измерений технических испытаний является актуальной проблемой. В работе подтверждены теоретические предпосылки нормальности распределения результатов измерений твердости по закону Гаусса. Обоснована возможность применения методов корреляционного анализа

наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных выходных результатов измерений и предложена зависимость для расчета коэффициентов их линейной корреляции. Определены величины и значимость коэффициентов корреляции при обработке сверлами различных классов точности.

The main task of correlation analysis is to determine the presence and significance of the relationship of random variables. Technical test planning operates with non-random input parameters of the cutting mode and random output parameters – the results of measurements. Therefore, the development of methods for correlation analysis of the presence and significance of the relationship between non-random input parameters of the cutting mode and random measurement results of technical tests is an urgent problem. The paper confirms the theoretical prerequisites for the normality of the distribution of the results of measurements of hardness according to the Gauss law. The possibility of applying the methods of correlation analysis of the presence and significance of the relationship between non-random input parameters of the cutting mode and random output measurement results is substantiated, and a dependence is proposed for calculating the coefficients of their linear correlation. The magnitudes and significance of the correlation coefficients are determined when machining with drills of various accuracy classes.

Түйүн сөздөр: техникалык сынактар, корреляциялык талдоо, козгонок, ылдамдык, берүү, катуулук.

Ключевые слова: технические испытания, корреляционный анализ, отверстие, скорость, подача, твердость.

Key words: technical tests, correlation analysis, hole, speed, feed, hardness.

Введение. Корреляционный анализ является одним из статистических методов обработки результатов технических испытаний. Основная задача корреляционного анализа заключается в определении наличия и значимости связи случайных переменных. Технические испытания отличаются сравнительно небольшими объемами выборки по причине их значительной трудоемкости. Например, объемы выборки испытаний по определению твердости заготовок, обработанных резанием, ограничены количеством методов обработки резанием, режущих инструментов, обрабатываемых материалов, техническими возможностями технологического оборудования и приспособлений, средств контроля результатов. Поэтому статистические методы обработки результатов технических испытаний должны учитывать относительное небольшое число измерений.

Вместе с тем планирование технических испытаний оперирует такими понятиями, как входные, независимые технологические параметры и выходные зависимые – результаты измерений. Воздействию случайных факторов подвержены результаты измерений, к которым в полной мере приемлемы все методы корреляционного анализа. Входными, независимыми технологическими параметрами, как правило, являются параметры режима резания: скорость резания, подача, глубина резания, которые не являются случайными величинами и имеют строго фиксированные значения. Поэтому разработка методов корреляционного анализа наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных результатов измерений технических испытаний является актуальной проблемой.

Цель исследований. Определение методов корреляционного анализа наличия и значимости связи входных параметров режима резания и выходных результатов измерений технических испытаний в условиях неслучайных входных параметров и случайных выходных результатов измерений.

Задачи исследований. На основе технических испытаний по определению влияния параметров режима резания на твердость поверхности отверстий, обработанных быстрорежущими спиральными сверлами различного класса точности, обосновать возможность применения методов корреляционного анализа наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных выходных результатов измерений.

Методы исследований. Для решения представленных задач и в соответствии с целью работы использовались результаты технических испытаний по определению влияния параметров режима резания на твердость поверхности просверленных отверстий [1]. Сверлились сквозные отверстия диаметром 11 мм и глубиной 33 мм в заготовках из стали 45 180НВ спиральными сверлами по ГОСТ [2] из быстрорежущей стали P6M5 класса точности В1 с осевым биением режущих кромок 0,3 мм и класса точности А1 с осевым биением режущих кромок 0,06 мм. Использовалась СОЖ – 5%-й водный раствор эмульсола Укринол 1. Для сверл класса точности А1 применялась двухплоскостная заточка задних поверхностей с доводкой алмазным инструментом.

С целью обеспечения измерительных и установочных баз заготовки фрезеровались и шлифовались с шести сторон.

Твердость поверхности просверленных отверстий измерялась по методу Роквелла в единицах HRC с применением индентора с алмазным конусом. Для обеспечения возможности измерений заготовки фрезеровались в плоскостях параллельных продольным осям каждого ряда отверстий.

Корреляционный анализ включает два метода статистической обработки результатов измерений: выбор и обоснование закона распределения случайных величин и расчет коэффициента корреляции, определяющего наличие и значимость связи взаимодействующих переменных величин.

Правильный выбор и обоснование закона распределения результатов измерений играет важную роль в последующем определении коэффициента корреляции для анализа наличия и значимости связи взаимодействующих переменных величин.

Технические испытания проводятся в условиях воздействия большого количества взаимонезависимых случайных факторов. Известно, в условиях влияния большого количества взаимонезависимых случайных факторов следует ожидать нормальное распределение результатов измерений по закону Гаусса.

Методы проверки гипотезы о нормальности распределения при числе результатов измерений от 15 до 50 регламентированы ГОСТом [3]. Нормальность их распределения проверяют при помощи составного критерия.

Критерий 1

Вычисляют отношение \bar{d}

$$\bar{d} = \frac{\sum_{i=1}^n |HRC_i - \overline{HRC}|}{nS^*}, \quad (1)$$

где S^* – смещенная оценка среднего квадратического отклонения, вычисляемая по формуле:

$$S^* = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (HRC_i - \overline{HRC})^2}{n}} \quad (2)$$

Результаты наблюдений группы можно считать распределенными нормально, если

$$d_{1 - \frac{q_1}{2}} < \bar{d} < d_{\frac{q_1}{2}}$$

где $d_{1 - \frac{q_1}{2}}$ и $d_{\frac{q_1}{2}}$ – квантили распределения, получаемые из таблицы 1 по числу результатов наблюдений n , и при заранее выбранном уровне значимости (1 %, 5 % или 95 %, 99 %).

Таблица 1 – Статистика d

n	$d_{\frac{q_1}{2}}$		$d_{1 - \frac{q_1}{2}}$	
	1%	5%	95%	99%
16	0,9137	0,8884	0,7236	0,6829
21	0,9001	0,8768	0,7304	0,6950

Критерий 2

Можно считать, что результаты наблюдений принадлежат нормальному распределению, если не более m -разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ превзошли значение $Z_{p/2} S$, где S – оценка среднего квадратического отклонения, вычисляемая по формуле:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (HRC_i - \overline{HRC})^2}{n-1}} \quad (3)$$

$Z_{p/2}$ – верхний квантиль распределения нормальной функции Лапласа, отвечающей вероятности $P/2$. Значение P определяется по

таблице 1 по выбранному уровню значимости и числу результатов наблюдений n .

При уровне значимости, отличном от предусмотренных в таблице 1, значение P находят путем линейной интерполяции.

Зависимость $Z_{p/2}$ от P приведена в таблице 3.

Таблица 2 – Значения P для вычисления $Z_{p/2}$ при заранее выбранном уровне значимости (1 %, 2%, 5 %)

n	m	P		
		1%	2%	5%
10	1	0,98	0,98	0,96
11-14	1	0,99	0,98	0,97
15-20	1	0,99	0,99	0,98

Таблица 3 – Значения $Z_{p/2}$

P	$Z_{p/2}$	P	$Z_{p/2}$
0,96	2,06	0,98	2,33
0,97	2,17	0,99	2,58

При несоблюдении хотя бы одного из критериев считают, что распределение результатов измерений группы не соответствует нормальному.

При подтверждении соответствия распределения результатов измерений нормальному распределению по закону Гауса для оценки величины и значимости связи параметров режима резания и результатов измерений можно использовать коэффициент линейной корреляции Пирсона, определяемый по формуле [4]

$$r = \frac{\sum (x_i - M_x)(y_i - M_y)}{(N-1)\sigma_x\sigma_y} \quad (4)$$

где X_i и Y_i – случайные величины, M_x и M_y – математические ожидания случайных величин, N – объем выборки, σ_x и σ_y – средние

квадратичные отклонения случайных величин. После подстановки выражений среднеквадратичных отклонений формула (4) примет вид:

$$r = \frac{\sum(x_i - M_x)(y_i - M_y)}{\sqrt{\sum(x_i - M_x)^2 \sum(y_i - M_y)^2}} \quad (5)$$

Если в формуле (5) математические ожидания представить в виде средних значений X_i и Y_i , то формула для расчета коэффициента корреляции примет вид:

$$r = \frac{\sum(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2 \sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (6)$$

Формулу (6) можно использовать для расчета коэффициента корреляции Пирсона между неслучайными параметрами режима резания X_i и случайными результатами измерений твердости Y_i .

Результаты исследований

В таблице 4 приведены результаты измерений твердости поверхности отверстий, просверленных спиральными сверлами класса точности В1 с осевым биением режущих кромок 0,3 мм [1].

Таблица 4 – Результаты измерения твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1

V, м/мин	S, мм/об					
	0,078	0,1	0,13	0,16	0,20	0,25
	HRC					
2,18					11,5	11,7
2,76				12	12,3	10,6
3,45			14,8	11,4	12,7	13,0
4,32		19,3	20,3	17,3	19,2	16,6
5,53	12,6	12,5	12,0	16,0	13,4	12,8

\overline{HRC} определяется по формуле

$$\overline{HRC} = \frac{\sum HRC_i}{n} \quad (7)$$

$$\overline{HRC} = 14,1$$

В таблице 5 приведены значения разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ измерений твердости поверхности отверстий, просверленных спиральными сверлами класса точности В1 с осевым биением режущих кромок 0,3 мм

Таблица 5 – Результаты расчета разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1

V, м/мин	S, мм/об					
	0,078	0,1	0,13	0,16	0,20	0,25
	$ HRC_i - \overline{HRC} $					
2,18					2,6	2,4
2,76				2,1	1,8	3,5
3,45			0,7	2,7	1,4	1,1
4,32		5,2	6,2	3,2	5,1	2,5
5,53	1,5	1,6	2,1	1,9	0,7	1,3

Смещенная оценка среднего квадратического отклонения, вычисленная по формуле (2) $S^* = 2,8841$. Вычисленное по формуле (1) отношение $\bar{d} = 0,8599$. Квантили распределения, полученные из таблицы 1 по числу результатов наблюдений $n=21$, при заранее выбранном уровне значимости 5% и 95 % равны $d_{1-\frac{\alpha}{2}} = 0,7304$ и $d_{\frac{\alpha}{2}} = 0,8768$, т.е. $0,7304 \leq 0,8599 \leq 0,8768$. Критерий 1 подтверждает соответствие распределения результатов измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1 нормальному распределению по закону Гаусса.

Оценка среднего квадратического отклонения, вычисленного по формуле (3) $S = 2,9590$. Значения P для вычисления верхнего квантиля распределения нормальной функции Лапласа $Z_{p/2}$ при заранее выбранном уровне значимости (1 %, 2 %, 5 %) равны соответственно 0,99, 0,99, 0,98 (табл.2). Значения $Z_{p/2}$ (табл.3) равны 2,58 и 2,33 соответственно. Т.е. $2,58 \cdot 2,9590 = 7,63432$ и $2,33 \cdot 2,9590 = 6,89447$. Критерий 2 показывает, что не одного значения разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ не превышает значения $Sz_{p/2}$ и подтверждает соответствие распределения результатов измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1 нормальному распределению по закону Гаусса.

В таблице 6 приведены результаты измерений твердости поверхности отверстий, просверленных спиральными сверлами класса точности А1 с осевым биением режущих кромок 0,06 мм [1].

Таблица 6 – Результаты измерения твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности А1

V, м/мин	S, мм/об					
	0,078	0,1	0,13	0,16	0,20	0,25
	HRC					
2,18					11,0	12,2
2,76				9,7	10,8	12,6
3,45			9,4	11,1	11,7	12,3
4,32		8,3	9,5	10,7	11,5	12,8
5,53	10,7	11,4	11,0	11,6	12,5	14,3

Вычисленное по формуле (7) значение $\overline{HRC} = 11,255$

В таблице 7 приведены значения разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ измерений твердости поверхности отверстий, просверленных спиральными сверлами класса точности А1 с осевым биением режущих кромок 0,06 мм.

Таблица 7 – Результаты расчета разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1

V, м/мин	S, мм/об					
	0,078	0,1	0,13	0,16	0,20	0,25
	$ HRC_i - \overline{HRC} $					
2,18					0,255	0,945
2,76				1,555	0,455	1,345
3,45			1,855	0,155	0,455	1,045
4,32		2,955	1,755	0,555	0,245	1,545
5,53	0,555	0,145	0,255	0,345	1,245	3,045

Смещенная оценка среднего квадратического отклонения, вычисленная по формуле (2) $S^* = 1,3427$. Вычисленное по формуле (1) отношение $\bar{d} = 0,7712$. Квантили распределения, полученные из таблицы 1 по числу результатов наблюдений $n=21$, при заранее выбранном уровне значимости 5% и 95 % равны $d_{1-\frac{\alpha}{2}} = 0,7304$ и $d_{\frac{\alpha}{2}} = 0,8768$, т.е. $0,7304 \leq 0,7712 \leq 0,8768$. Критерий 1 подтверждает соответствие распределения результатов измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности А1 нормальному распределению по закону Гаусса.

Оценка среднего квадратического отклонения, вычисленная по формуле (3) $S = 1,3776$. Значения P для вычисления верхнего квантиля распределения нормальной функции Лапласа $z_{p/2}$ при заранее выбранном уровне значимости (1 %, 2 %, 5 %) равны соответственно 0,99, 0,99, 0,98 (табл.2). Значения $z_{p/2}$ (табл.3) равны 2,58 и 2,33 соответственно. Т.е. $2,58 \cdot 1,3776 = 3,5542$ и $2,33 \cdot 1,3776 = 3,2098$. Критерий 2 показывает, что ни одного значения разностей $|HRC_i - \overline{HRC}|$ не превышает значения $Sz_{p/2}$ и подтверждает соответствие распределения результатов измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности А1 нормальному распределению по закону Гаусса.

Это позволяет использовать коэффициент линейной корреляции Пирсона (6) для оценки наличия и значимости связи параметров режима резания с результатами измерений, представленных в таблице 4 и таблице 6.

В таблице 8 показаны рассчитанные по формуле (6) коэффициенты корреляции параметров режима резания с результатами измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности В1, и результаты проверки их значимости по таблице приложения 6 [4].

Таблица 8 – Коэффициенты корреляции сверла класса точности В1

S, мм/об	связь V-HRC		V, м/мин	связь S-HRC	
	r			r	
0,2	-0,479	не значим	4,32	-0,682	не значим
0,25	0,5095	не значим	5,53	0,216	не значим

В таблице 8 видно, что все коэффициенты корреляции меньше критических значений (приложение 6 [4]).

В таблице 8 показаны рассчитанные по формуле (3) коэффициенты корреляции наличия и значимости связи параметров режима резания с результатами измерений твердости поверхности отверстий, просверленных сверлами класса точности А1 и результаты проверки их значимости по таблице приложения 6 [4].

Таблица 9 – Коэффициенты корреляции сверла класса точности А1

S, мм/об	связь V-HRC		V, м/мин	связь S-HRC	
	r			r	
0,2	0,9075	значим	4,32	0,99	значим
0,25	0,887	значим	5,53	0,934	значим

В таблице 9 видно, все коэффициенты корреляции значимые, т.е. превышают критические значения, представленные в приложении 6 [4], при этом корреляция между подачей и твердостью поверхности отверстий более значимая.

На рисунках 1 и 2 показаны графики зависимостей степени наклепа от параметров режима резания, построенные по результатам исследований, представленных в таблице 3.

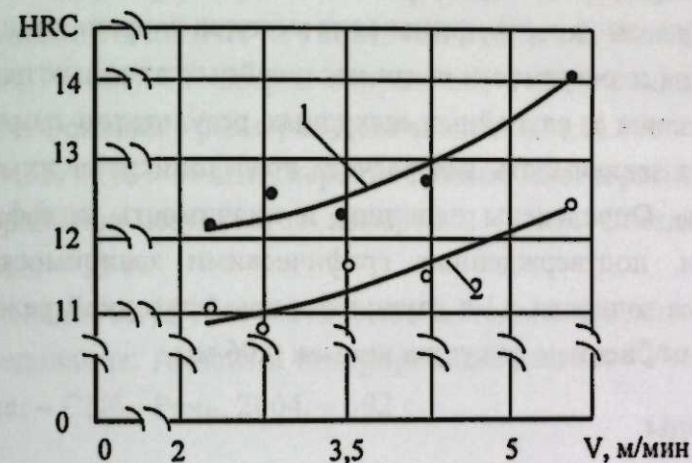


Рисунок 1 – Зависимость твердости обработанной поверхности от скорости резания: 1 – S = 0,25 мм/об, 2 – S = 0,2 мм/об

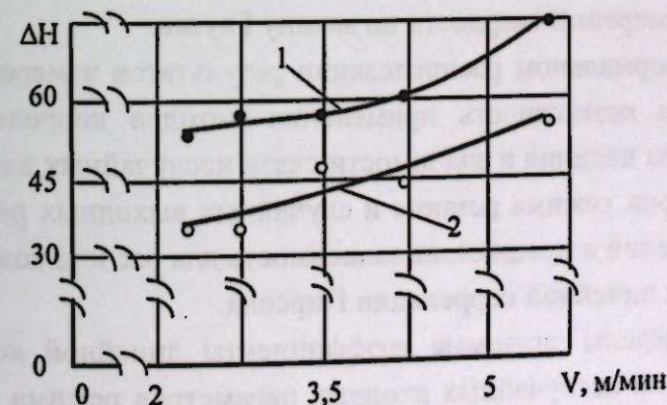


Рисунок 2 – Зависимость твердости обработанной поверхности от подачи: 1 – V = 5,53 м/мин, 2 – V = 4,32 м/мин

Графики зависимостей (рис. 1 и рис. 2) подтверждают результаты корреляционного анализа, представленного в таблице 9, зависимость твердости поверхности просверленных отверстий от параметров режима резания на обоих графиках явно выражена, при этом подача

влияет на твердость поверхности просверленных отверстий в большей степени (рис. 2) по сравнению со скоростью резания (рис. 1).

Подтверждены теоретические предпосылки нормальности распределения результатов измерений твердости по закону Гаусса. Обоснована возможность применения методов корреляционного анализа наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных выходных результатов измерений, и предложена зависимость для расчета коэффициентов их линейной корреляции. Определены величина и значимость коэффициентов корреляции, подтвержденных графическими зависимостями для сверл класса точности А1 с двухплоскостной заточкой режущей части и осевым биением режущих кромок 0,06 мм.

Выводы

1. Корреляционный анализ результатов технических испытаний по определению твердости поверхности просверленных отверстий сверлами различных классов точности подтвердил теоретические предпосылки нормальности распределения результатов измерений твердости по закону Гаусса.
2. При нормальном распределении результатов измерений обоснована возможность применения методов корреляционного анализа наличия и значимости связи неслучайных входных параметров режима резания и случайных выходных результатов измерений и предложена зависимость для расчета коэффициентов их линейной корреляции Пирсона.
3. Определены значимые коэффициенты линейной корреляции Пирсона неслучайных входных параметров режима резания и случайных выходных результатов измерения твердости отверстий, просверленных сверлами класса точности А1 с двухплоскостной заточкой режущей части и осевым биением режущих кромок 0,06 мм.
4. Графики зависимостей твердости поверхности просверленных отверстий от параметров режима резания подтверждают результаты корреляционного анализа.

Литература

1. Рагрин Н. А., Дыйканбаева У. Д., Айнабекова А. А., Курганова Д. М. Повышение качества поверхностного слоя отверстий при обработке сверлением // *Машиноведение*. – Бишкек: ИМАНАН КР, 2021. – № 2 (14) – С. 76 – 82.
2. ГОСТ 10903-77 Сверла спиральные с коническим хвостовиком. Основные размеры. Дата введения 01.01.79.
3. ГОСТР 8.736-2011 Измерения прямые многократные. Методы обработки результатов измерений. – М.: Стандартинформ, 2013. – 19 с.
4. Наследов А. Д. Математические методы психологического исследования. Анализ и интерпретация данных / Учебное пособие. – СПб.: Речь, 2004. – 392 с.

УДК 622.23.05

**ЖАРУУЧУ ТҮЗМӨКТҮН КЕРИЛУУЧУ
ЖААКТАРЫНЫН ЖУМУШЧУ БЕТНИН
КАЛЫБЫНЫН ЖАРЫЛУУ ТЕГИЗДИГИНДЕГИ
ЧЫҢАЛУУЛАРГА ТААСИРИ (Бөлүк 1)**

**ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
РАЗДВИЖНЫХ ЩЕК РАСКАЛЫВАЮЩЕГО
УСТРОЙСТВА НА НАПРЯЖЕНИЯ В ПЛОСКОСТИ
РАСКОЛА КАМНЯ (Часть 1)**

**INFLUENCE OF THE SHAPE OF THE WORKING
SURFACE OF THE SLIDING JAWS OF THE CLIVING
DEVICE ON THE STRESS IN THE PLANE OF THE
STONE SPILL (Part 1)**

Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Т. О. Райымбабаев
J. Usubaliev, K. T. Elikbaev, T. O. Raiymbambaev

Бул иште гидрошынаалык түзүлүштүн таш жаруучу баишасы келтирилген, ал учурдагы түзүлүштөрдөн табигый таш сыяктуу катуу морт материалдын жаракасынын баишалышында ажыроочу тегиздикте чыңалуусунун топтолушун түзүүгө арналган эки кошумча керилме жаактары менен айырмаланат. Ушул макаланын биринчи бөлүгүндө төрт жылма жаагы бар гидрошынаалык түзүлүштүн жаруучу баишачадагы кошумча керилме жаактарынын жумушчу бетинин калыбынын табигый таиштын жарылышынын тегиздигинде пайда болгон чыңалууга таасиринин эки учуру каралат: керилме жаактардын жумушчу беттеринин калыбы тегерек сектор түрүндө жана курч кыры бар призма түрүндө жасалганда. Иштин максаты катуу материалдын жарылууга жеткирген эквиваленттүү чыңалуулардын чоңдугун аныктоо, ал жаруучу түзүлүштөрдү долбоорло эсептөөлөрү үчүн керек.

В работе представлен раскалывающий орган гидроклинового устройства, отличающийся от существующих устройств наличием двух дополнительных раздвижных щек, предназначенных для создания концентраций напряжений в плоскости раскола, в начале образования трещины в твердом хрупком материале, таких как природный камень. Целью работы является определение величины возникающих эквивалентных напряжений раскола твердого материала для проекторочных расчетов раскалывающих устройств. Рассматривается влияние формы рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек

гидроклинового устройства с четырьмя раздвижными щеками на величину возникающего напряжения в плоскости раскола природного камня. В первой части статьи рассмотрено два варианта формы рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек: в виде сектора окружности и в виде призмы с острой кромкой.

The paper presents a splitting body of a hydrowedge device, which differs from existing devices by the presence of two additional sliding cheeks designed to create stress concentrations in the split plane at the beginning of a crack in a hard brittle material, such as natural stone. In the first part of this article, two cases of the influence of the shape of the working surface of additional sliding cheeks of a splitting device of a hydrowedge device with four sliding cheeks on the stresses that arise in the plane of splitting natural stone are considered, when the shape of the working surfaces of the sliding jaws is made in the form of a sector of a circle and in the form of a prism with a sharp edge. The aim of the work is to determine the magnitude of the emerging equivalent stresses of a split of a solid material, for design calculations of splitting devices.

Түйүн сөздөр: жаруучу түзүлүш, сүрүлүү коэффициенти, камтылган бөлүк, керилме жаак, тешик, элемент, кысуу чыңалуусу, чоюу (жаруу) чыңалуусу, контакттык (тийимдик) чыңалуу, бөлүштүрүлгөн жүк, бөлүү (жаруу) күчү.

Ключевые слова: раскалывающее устройство, коэффициент трения, закладная часть, раздвижная щека, шпур, элемент, напряжение сжатия, напряжение растяжения (раскола), контактное напряжение, распределенная нагрузка, усилие раскола.

Keywords: splitting device, coefficient of friction, embedded part, sliding jaw, hole, element, compression stress, tensile (split) stress, contact stress, distributed load, split force.

Работа посвящена определению влияния формы рабочей поверхности раздвижных щек оголовника гидравлического клина на напряжение в плоскости раскола камня при отделении блока камня от массива гидроклиновым устройством.

Статья состоит из двух частей. В первой части рассмотрены дополнительные щеки, имеющие форму рабочих поверхностей в виде сектора окружности и в виде призмы с острой кромкой.

Известно, что по технологии добычи блока камня [1, 2] для отделения его от массива применяется комплект гидравлических клиньев, располагаемых по намеченной линии раскола. Однако также известно, что тело камня зачастую имеет неоднородную структуру и монолитность из-за наличия различных включений, трещиноватости,

а также произвольную ориентацию слоистости и кристаллических решеток [3]. Для получения правильной прямоугольной формы блока камня разработчиками были предложены различные конструкции раскалывающих устройств для получения направленного раскола, изложенные в работах [2, 4, 6 - 9].

В конструкциях оголовника гидравлических клиньев, применяемых на практике, традиционно используются две раздвижные щеки, имеющие округлую рабочую поверхность (рисунок 1), которые при расколе камня ориентируют перпендикулярно плоскости раскалывания.

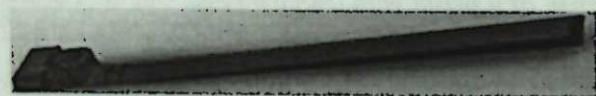


Рисунок 1 – Раздвижная щека

раскалывающего органа гидравлического клиновое устройства на напряжения в теле камня в процессе раскола.

Для получения блоков камня правильной прямоугольной формы авторами предложено в конструкцию оголовника ввести две дополнительные щеки, расположенные взаимно перпендикулярно основным щекам (рисунок 2), которые при движении воздействуют на участок начала образования трещины, создавая напряженное состояние на этом участке.

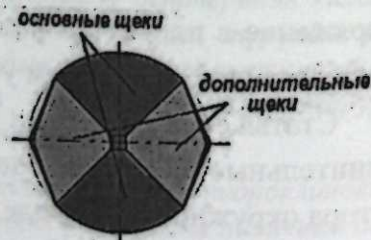
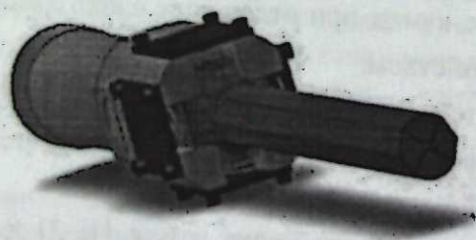


Рисунок 2 – Оголовник клиновое устройства: общий вид расклинивающей головки (а); раздвижные щеки (б)

Рассматривается влияние различных форм рабочих поверхностей раздвижных щек

Целью данной работы является определение и сравнение напряжений, возникающих в плоскости раскола при различных формах рабочей части дополнительных раздвижных щек раскалывающего устройства при расколе гидравлическим клиновым устройством.

Для наглядного представления образования поперечных распирающих F_x и F_y , от действия осевой силы F_o на рисунке 4 приведена расчетная схема раскалывающего устройства предлагаемой конструкции, оснащенной двумя основными и двумя дополнительными раздвижными щеками, при этом угол заострения клина в плоскостях x и y равны углу α .

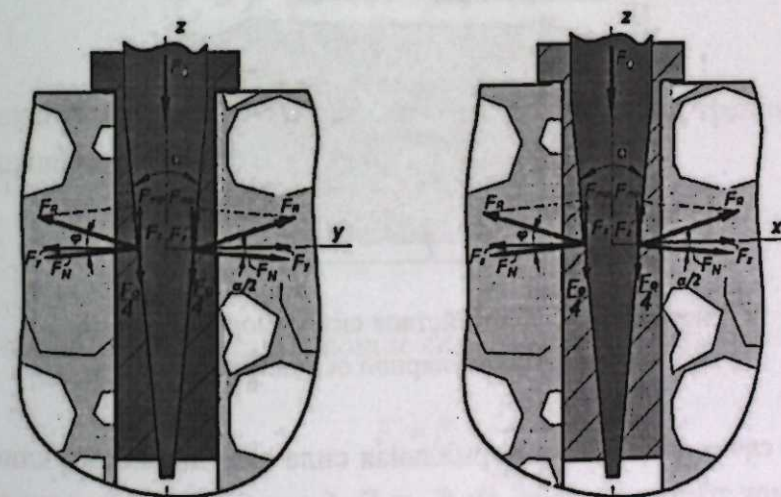


Рисунок 4 – Разложение осевой силы по плоскостям в плоскости $y - z$ (а), в плоскости $x - z$ (б)

При приложении осевой силы F_o клину одновременно на всех его четырех наклонных поверхностях возникают нормальные силы, которые равны:

$$F_N = \frac{F_o}{4 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (1)$$

где F_o – осевая сила от перемещения поршня гидроцилиндра, Н; α – угол заострения клина.

Усилие F_y на плоскость раскола между шпурами действует как растягивающая (раскалывающая) сила, а сила F_x действует как сжимающая сила, значения которых можно определить из расчетной схемы, приведенной на рисунке 5, при симметричном выполнении клина, когда раскалывающие силы возникают одновременно по оси x и оси y :

$$F_y = F_x = F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_o}{4 \sin \frac{\alpha}{2}} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_o}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (2)$$

где F_N – нормальная сила на наклонных поверхностях щек, Н.

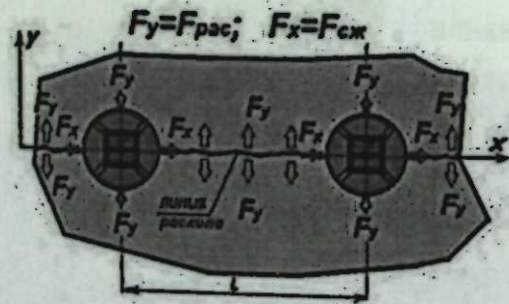


Рисунок 5 – Схема действия сил в плоскости ($y-x$), перпендикулярной оси шпура

В свою очередь эта нормальная сила при движении клина создает силу трения F_{mp} (рис. 4): $F_{mp} = F_N f$, где f – коэффициент трения между клином и раздвижными щеками.

При проецировании силы трения на ось z появляется сила F_z , направленная противоположно направлению движения клина и подстановке приведенных параметров, равная по величине:

$$F_z = F_{mp} \cos \frac{\alpha}{2} = F_N \cdot f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_o \cdot f}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (3)$$

Тогда действительная осевая сила будет:

$$F_{o.д.} = F_o - F_z = F_o \left(1 - \frac{f}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (4)$$

При подстановке действительного значения осевой силы $F_{o.д.}$ в зависимость (2) формула определения раскалывающих усилий F_x и F_y примет вид:

$$F_y = F_x = \frac{F_{o.д.}}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{F_o \left(1 - \frac{f}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (5)$$

где в скобках указана величина значения влияния сил трения, которую можно выразить как:

$$\kappa = 1 - \frac{f}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (6)$$

Тогда поперечные раскалывающие силы можно принять как:

$$F_y = F_x = \frac{F_o \cdot \kappa}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (7)$$

До настоящего момента в этой работе рассматривались зависимости, по которым можно определить усилия, возникающие на рабочих поверхностях раздвижных щек от осевой силы, действующей на клин. Формы поперечных сечений раздвижных щек можно изготовить различной формы: полукруглыми, призматическими, заостренными в виде клиньев, при этом напряжения, возникающие в плоскости раскола, могут иметь различный характер. В дальнейшем рассматривается влияние формы рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек на величину возникающих напряжений.

Рассмотрим *первый случай*, когда форма рабочих поверхностей раздвижных щек выполнена в виде сектора окружности, как

показано на рисунке 6. В этом случае в плоскости раскола возникают напряжения растяжения $\sigma_{рас}$ от действия сил F_y и напряжения сжатия $\sigma_{сж}$ от действия силы F_x (рис. 6 б). Радиус закругления рабочих поверхностей дополнительных щек меньше радиуса закругления основных щек, вследствие чего первоначальный контакт дополнительной щеки с материалом происходит в точке А (рис. 6 а), и по мере внедрения щеки в материал сжимающая сила F_x создает нормальные составляющие силы F'_N по обе стороны от оси x , которые определяются зависимостью:

$$F'_N = \frac{F_x}{2 \cos \frac{\delta}{2}}, \quad (8)$$

где $\delta/2$ – угол между нормальным усилием F'_N и осью x .

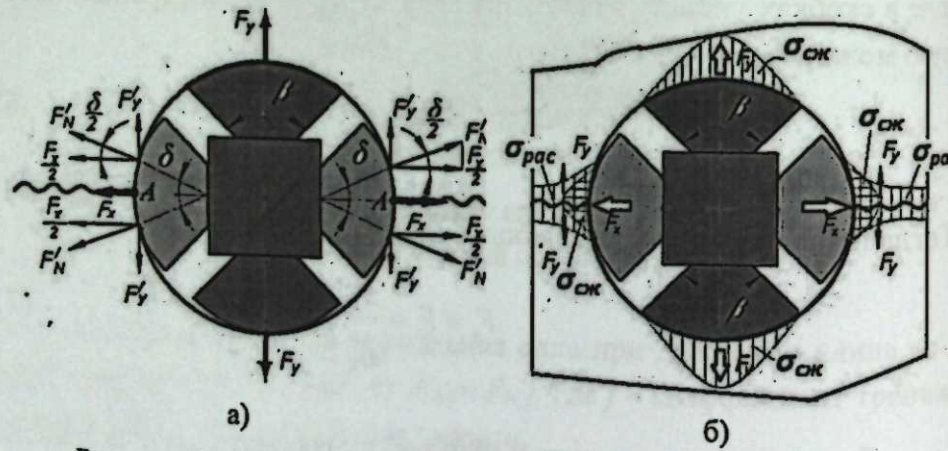


Рисунок 6 – Схема действия сил (а) и картина напряжений (б)

В свою очередь разложение нормальных сил F'_N приводит к появлению составляющих $F_x/2$ и F'_y .

И усилие F'_y будет равно:

$$F'_y = \frac{F'_N}{2 \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}}, \quad (9)$$

где $\delta/2$ – угол между направлением нормальных сил F'_N и осью x , $\delta \neq \text{const}$, угол δ напрямую зависит от величины внедрения щеки в материал.

Произведем подстановки

$$F'_y = \frac{\frac{F_x}{2 \cos \frac{\delta}{2}}}{2 \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}} = \frac{F_x}{4 \cos \frac{\delta}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\delta}{2}} = \frac{\frac{F_o \cdot \kappa}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}}{4 \cos \frac{\delta}{2} \cdot \frac{\sin \frac{\delta}{2}}{\cos \frac{\delta}{2}}} = \frac{F_o \cdot \kappa}{16 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \sin \frac{\delta}{2}}. \quad (10)$$

Отсюда результирующее раскалывающее усилие $F_{рас}$ складывается из двух сил F_y и F'_y и с учетом одновременно работающих раскалывающих устройств n находится по формуле:

$$F_{рас} = (F_y + F'_y) \cdot n = \left[\frac{F_o \cdot \kappa}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} + \frac{F_o \cdot \kappa}{16 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \sin \frac{\delta}{2}} \right] \cdot n. \quad (11)$$

Тогда окончательно результирующее раскалывающее усилие $F_{рас}$ примет вид:

$$F_{рас} = \frac{F_o \cdot \kappa \cdot n}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{1}{4 \sin \frac{\delta}{2}} \right). \quad (12)$$

Напряжение растяжения (раскола), возникающее в плоскости раскола твердого материала от действия усилия $F_{рас}$:

$$\sigma_{рас} = \frac{F_{рас}}{S_p} = \frac{F_{рас}}{l \cdot h} \geq [\sigma_{рас}], \quad (13)$$

где S_p – площадь плоскости раскола материала между шпурами (рис. 5), m^2 , l – расстояние между шпурами, m , h – глубина шпура, m .

Выполнение условия (13) гарантирует разрушение материала (камня).

Напряжение сжатия, возникающее в плоскости раскола от действия усилия F_x без учета сил трения:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_x}{S_c} = \frac{F_o \cdot \kappa}{l \cdot l_c} = \frac{F_o \cdot \kappa}{4tg \frac{\alpha}{2} \cdot l \cdot l_c}, \quad (14)$$

где S_c – площадь сектора щеки, m^2 , l – глубина шпура, m , l_c – длина дуги сектора щеки, m (рис. 6).

$$l_c = \frac{\pi \cdot d_{ш} \cdot \beta'}{180} = \frac{\pi \cdot d_{ш} \cdot \beta'}{360}, \quad (15)$$

здесь $d_{ш}$ – диаметр шпура, m , β' – угол дуги сектора щеки, град.

Окончательная формула для определения эквивалентного напряжения раскола хрупкого материала, приведенного из напряженного сложного плоского состояния к простому – одноосному при замене σ_1 на $\sigma_{рас}$ и σ_3 на $\sigma_{сж}$, то по гипотезе Мора [11] будет иметь следующий вид:

$$\sigma_1 = \frac{(\psi - 1) \cdot (\sigma_{сж} + \sigma_{рас}) + \sqrt{(1 - \psi)^2 \cdot (\sigma_{сж} + \sigma_{рас})^2 + 4\psi(\sigma_{сж} - \sigma_{рас})^2} - (1 - \psi) \cdot (\sigma_{сж} + \sigma_{рас})}{2\psi}, \quad (16)$$

где $\psi = [\sigma_{рас}] / [\sigma_{сж}]$ – отношение пределов прочности растяжения и сжатия, $[\sigma_{сж}]$ – предел прочности на одноосное сжатие (табл. 1), $[\sigma_{рас}]$ – предел прочности на одноосное растяжение (раскол) (табл. 2).

Так как работа посвящена определению напряжений в плоскости раскола камней при различных формах рабочих поверхностей подвижных щек, то в качестве материала для прикладного применения расчетов в таблицах 1 и 2 приведены значения пределов прочности растяжения (раскола) и сжатия различных пород камней. Природные камни по прочности на раскол в работе Пшеничной Е.Г. подразделены на пять классов (таблица 1) [18]. Но, как известно, напряжение раскола природных камней на порядок меньше напряжения сжатия [10, 13].

Второй случай, когда рабочие поверхности дополнительных подвижных щек имеют призматическую форму с острой кромкой. В этом случае предполагается, что заостренная часть во время внедрения кромки щеки в тело камня создает концентрацию

напряжения сжатия $\sigma_{сж}^x$ в начале линии раскола, что способствует скорейшему образованию трещины (рис. 7).

Таблица 1 – Классы прочности природных камней

Класс прочности	Предел прочности на растяжение (раскол), $[\sigma_{рас}]$ МПа	Характер разрушения
1	до 4	легко разрушаемые
2	4–8	средней трудности разрушения
3	8–12	трудно разрушаемые
4	12–18	весьма трудно разрушаемые
5	свыше 18	чрезвычайно трудно разрушаемые

Таблица 2 – Пределы прочности на сжатие магматических и метаморфических пород

Класс прочности	Порода	Предел прочности на сжатие, $[\sigma_{сж}]$ МПа	
		В сухом состоянии*	В водонасыщенном состоянии*
1	Доломиты	4,5 – 250	3,3 – 245
	Известняки	8,4 – 250	7,5 – 220
	Мраморы	20 – 200	10 – 160
2	Граниты	48 – 280	35 – 215
	Диориты	62 – 278	59 – 225
	Гранито-гнейсы	68 – 175	63 – 168
3	Андезиты	83 – 250	80 – 230
	Кварциты	90 – 329	----
	Сиениты	100 – 250	78 – 230
	Габбро	112 – 375	110 – 277
4	Базальты	100 – 500	95 – 450
5	Диабазы	310 – 370	----

*Широкий диапазон значений зависит от множества факторов, таких как однородность, трещиноватость монолита, слоистость, ориентация слоев и т.д.

Здесь разжимающие силы F_x и F_y и напряжение $\sigma_{сж}$ определяются аналогично, как в зависимости (8), а остальные параметры определяются, как приведено ниже.

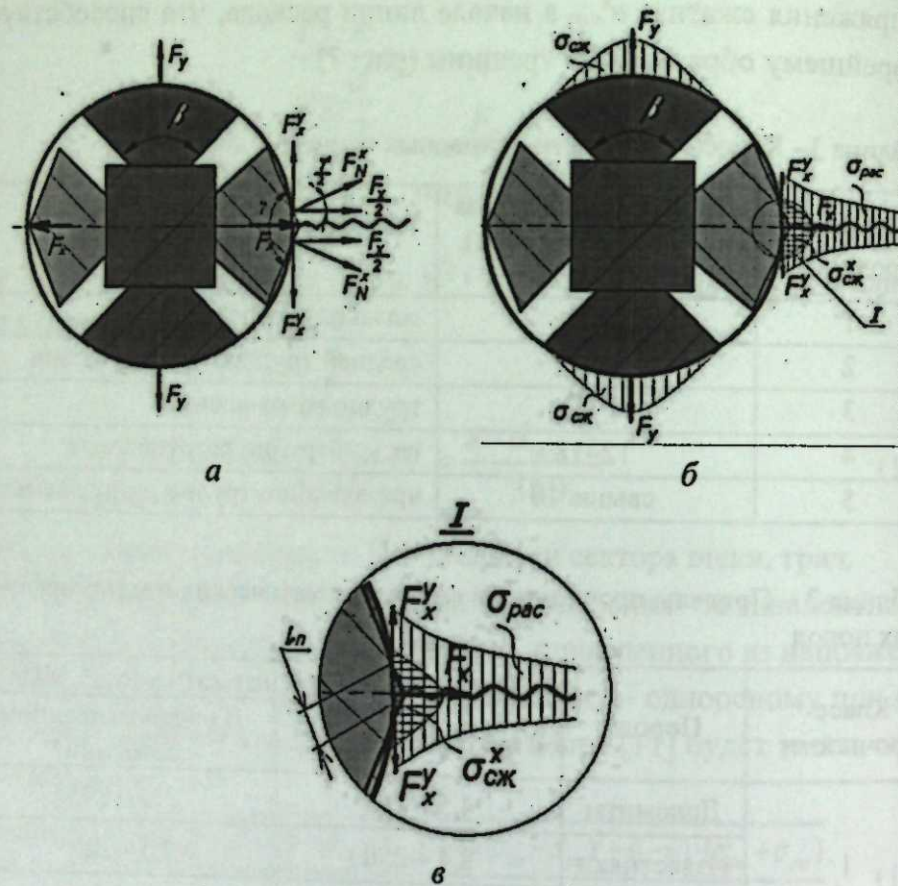


Рисунок 7 – Схема действия сил и картина напряжений

Нормальная сила F_N^x определяется следующей зависимостью:

$$F_N^x = \frac{\frac{F_x}{2}}{\sin \frac{\gamma'}{2}} = \frac{F_x}{2 \sin \frac{\gamma'}{2}}, \quad (17)$$

где γ – угол заострения рабочих граней дополнительной щеки, град,
 $\gamma' = \frac{180 - \gamma}{2}$ – угол между направлением действия усилия F_N^x и осью

x. Тогда составляющее усилие F_x^y (см. рис. 7 а, в) будет:

$$F_x^y = \frac{F_N^x}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2}} = \frac{F_x / 2 \sin \frac{\gamma'}{2}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2}} = \frac{F_x}{4 \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}}.$$

Подставив значение усилия F_x из (7) с учетом влияния коэффициента трения f , имеем:

$$F_x^y = \frac{\frac{F_o \cdot \kappa}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}}{4 \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}} = \frac{F_o}{8 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}}. \quad (18)$$

Окончательно усилие раскола $F_{рас}$ складывается из сил, действующих по оси y (рис. 7 а), и с учетом количества одновременно участвующих раскалывающих устройств:

$$F_{рас}^y = n \cdot [F_y + F_x^y], \quad (19)$$

где n – количество гидравлических клиньев на линии раскола.

Подставив в формулу (19) выражения (7) и (18), окончательно с учетом дополнительной составляющей F_x^y получим зависимость раскалывающего усилия $F_{рас}^y$ от осевой силы F_o , действующей в гидроцилиндре без учета влияния трения, имеем:

$$F_{рас}^y = n \cdot \left[\frac{F_o \cdot \kappa}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} + \frac{F_o \cdot \kappa}{8 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}} \right] = \frac{F_o \cdot \kappa \cdot n}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \cdot \left[1 + \frac{\cos \frac{\gamma'}{2}}{2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma'}{2}} \right]. \quad (20)$$

Напряжение растяжения, действующее в плоскости раскола, в этом случае будет:

$$\sigma_{раст} = \frac{F_{рас}^y}{S_p} = \frac{F_o \cdot \kappa \cdot n}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \left[1 + \frac{\cos \frac{\gamma'}{2}}{2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma'}{2}} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h}, \quad (21)$$

где S_p – площадь плоскости раскола материала между шпурами, мм², l – расстояние между шпурами (рис. 5), мм, h – глубина шпура, мм.

Напряжение сжатия $\sigma_{сж}^x$ дополнительной щеки от действия усилия F_x (рис. 7 б, в):

$$\sigma_{сж}^x = \frac{F_N^x}{2S_n} = \frac{\frac{F_x}{2 \sin \frac{\gamma'}{2}}}{2 \cdot l_n \cdot h} = \frac{F_x}{4 \cdot l_n \cdot h \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}}, \quad (22)$$

где S_n – площадь контактной площадки дополнительной щеки, мм², l_n – ширина площадки внедрения призматической грани в материал, мм, h – глубина шпура, мм.

Подставив F_x из (7), имеем:

$$\begin{aligned} \sigma_{сж}^x &= \frac{F_x}{4 \cdot l_n \cdot h \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}} = \frac{\frac{F_o \cdot \kappa}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}}{4 \cdot l_n \cdot h \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}} = \\ &= \frac{F_o \cdot \kappa}{16 \cdot l_n \cdot h \cdot \sin \frac{\gamma'}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \end{aligned} \quad (23)$$

Эквивалентное напряжение в этом случае определяется так же, как и в (16), с той лишь разницей, что в этом случае необходимо подставлять значения $\sigma_{рас}$ и $\sigma_{сж}^x$ из зависимостей (21) и (23) по формуле:

$$\sigma_s = \frac{(\psi - 1) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас}) + \sqrt{(1 - \psi)^2 \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})^2 + 4\psi(\sigma_{сж}^x - \sigma_{рас})^2} - (1 - \psi) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})}{2\psi}. \quad (24)$$

Таким образом, в первой части представленной статьи рассмотрено влияние двух форм рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек раскалывающей головки гидравлического клина на напряжения сжатия и растяжения в плоскости раскола твердого материала. Во второй части статьи будет рассмотрено влияние на напряжения в рабочей зоне рабочих поверхностей дополнительных раздвижных щек выполненным с заострением с достаточно малым углом и радиусом закругления при вершине.

Литература

1. Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. / [Текст]. Обзор технологий отделения блока природного камня от массива с помощью буровых способов и невзрывчатых разрушающих средств (НРС). // Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. Машиноведение № 2 (8). – Бишкек: ИМА НАН КР, 2018. – С. 59 – 70.
2. Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. / [Текст]. Обзор технологий отделения блока природного камня от массива с помощью камнерезных машин и гидравлических раскалывателей (HRS). // Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. Машиноведение № 2(8). – Бишкек: ИМА НАН КР, 2018. – С. 71– 82.
3. Природный камень, его виды и применение. <https://gantelstan.ru/baza-znaniy/137-natural-stones>. Дата обращения 24.12.2022 г.
4. Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. / [Текст]. Обзор конструкций гидравлических клиновых устройств для отделения блока камня от массива. // Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. Машиноведение № 1(13). – Бишкек: ИМА НАН КР, 2021. – С. 52. – 64.
5. ГОСТ 9479—84 (СТ СЭВ 6315—88). Блоки из природного камня для производства облицовочных изделий. Технические условия.

6. Авторское свидетельство SU 1314052 A1, кл. E21 C 37/02, 1984 / [Текст]. Рабочий орган для направленного разрушения монолитных объектов. Авторы: Алимов О. Д., Мамасаидов М. Т., Мендекеев Р. А. / Бюл. №20. Оpubл. 30.05.87. <https://patents.su/3-1314052-rabochijj-organ-dlya-napravlenno-go-razrushe-niyamo-nolit-nykh-obektov.html>
7. Авторское свидетельство SU 1 104267 A1, кл. E21C 37/02, 1984, / [Текст] Гидроклин. Авторы: Каныгин А. С., Жидков А. В., Булавцев В. А. / Бюл. № 27. Оpubл. 23.07.1984. Freepatent патентный поиск в РФ <http://www.freepatent.ru/patents/2087711>
8. Авторское свидетельство SU 1218105 A, кл. E21C 37/02, 1980, / [Текст]. Устройство для направленного разрушения монолитных объектов. Авторы: Каныгин А. С., Охрямкин В. А., Жидков А. В., Булавцев В. А. / Бюл. № 10. Оpubл. 15.03.1986. <https://patents.su/2-1218105-ustrojstvo-dlya-napravlenno-go-razrusheniya-monolitnykh-obektov.html>
9. Авторское свидетельство SU 899937A1, кл. E21C 37/02, 1982, / [Текст]. Устройство для направленного разрушения минеральных сред. Авторы: Михайлович А.А., Тлеубаевич А.М., Никитович К.К. / Бюл. №3. Оpubл. 23.01.82. https://yandex.ru/patents/doc/SU899937A1_19820123
10. Прочность горных пород в сложном напряженном состоянии. <https://docplayer.ru/54096354-Glava-3-prochnost-gornyh-porod-v-slozhnom-napryazhennom-sostoyanii-razvitiye-predstavleniy-o-prochnosti-i-razrushenii-tverdih-tel.html>. Дата обращения 01.09.2022.
11. Механика горных пород. / Под ред. акад. С.С. Гребёнкина и проф. Гавриша Н. Н. // Уч. пособие. Донецкий нац. технич. университет. – Донецк, 2004. –176 с.

УДК 622.23.05

**ЖАРУУЧУ ТҮЗМӨКТҮН КЕРИЛҮҮЧҮ
ЖААКТАРЫНЫН ЖУМУШЧУ БЕТИНИН
КАЛЫБЫНЫН ЖАРЫЛУУ ТЕГИЗДИГИНДЕГИ
ЧЫҢАЛУУЛАРГА ТААСИРИ (Бөлүк 2)**

**ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
РАЗДВИЖНЫХ ЩЕК РАСКАЛЫВАЮЩЕГО
УСТРОЙСТВА НА НАПРЯЖЕНИЯ В ПЛОСКОСТИ
РАСКОЛА КАМНЯ (Часть 2)**

**INFLUENCE OF THE SHAPE OF THE WORKING
SURFACE OF THE SLIDING JAWS OF THE CLIVING
DEVICE ON THE STRESS IN THE PLANE OF THE
STONE SPILL (Part 2)**

Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Т. О. Райымбабаев
J. Usubaliev, K. T. Elikbaev, T. O. Raiymbambaev

Ушул макаланын экинчи бөлүгүндө гидрошынаалык түзүлүштүн жаруучу башчасындагы кошумча керилме жаактарынын жумушчу бетинин калыбы учу кичи радиусу менен мииз түрүндө жасалган учурунда табыгый тааштын жарылуу тегиздигинде пайда болгон чыңалууга тийгизген таасири каралат. Чектелген контакт аянтына ээ болгон кошумча керилме жаактардын жумушчу бетинин калыбына байланыштуу, бул учурда эсептөө эки цилиндрлик нерсенин сызыгындагы тийимдик чыңалууларды аныктоого айланат. Назарияттык изилдөөлөрдүн натыйжалары жаруучу түзүлүштөрдүн ажыратуучу бөлүгүнүн конструкциялык эсептөөлөрү үчүн колдонулат.

В работе представлен раскалывающий орган гидроклинового устройства, отличающийся от существующих наличием двух дополнительных подвижных щек. Определяется величина возникающих эквивалентных напряжений раскола. Во второй части статьи рассматривается третий вариант формы рабочей поверхности дополнительных подвижных щек раскалывающего устройства, выполненной в виде клина с малым радиусом закругления вершины. Из-за того что форма рабочей поверхности дополнительных подвижных щек имеет ограниченную площадку соприкосновения с материалом, то в данном случае расчет сводится к определению контактного напряжения на линии двух цилиндрических тел. Результаты теоретических исследований применимы для проекторочных расчетов раскалывающих устройств.

In the second part of this article, the case of the influence of the shape of the working surface of the additional sliding cheeks of the splitting device of the hydro-wedge device on the resulting stress in the plane of the splitting of natural stone, made in the form of a wedge with a small radius of the top, is considered. Due to the shape of the working surface of the additional sliding cheeks, which have a limited contact area, in this case, the calculation is reduced to determining the contact stress on the line of two cylindrical bodies. The results of theoretical studies are applicable for design calculations of the embedded part of splitting devices.

Түйүнсөздөр: жаруучу түзүлүш, сүрүлүү коэффициенти, камтылган болук, керилме жаак, тешик, элемент, кысуу чыңалуусу, чоюу (жаруу) чыңалуусу, тийимдик чыңалуу, бөлүштүрүлгөн жүк, бөлүү (жаруу) күчү.

Ключевые слова: раскалывающее устройство, коэффициент трения, закладная часть, раздвижная щека, шпур, элемент, напряжение сжатия, напряжение растяжения (раскола), контактное напряжение, распределенная нагрузка, усилие раскола.

Keywords: splitting device, coefficient of friction, embedded part, sliding jaw, hole, element, compression stress, tensile (split) stress, contact stress, distributed load, split force.

В представленной статье, в продолжение первой части работы, где рассмотрены два варианта формы рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек раскалывающего устройства в виде сектора окружности и в виде призмы с острой кромкой, исследуется влияние формы рабочей поверхности раздвижных щек, выполненных с заострением с достаточно малым углом и радиусом закругления вершины на напряжение в плоскости раскола камня при отделении блока камня от массива. В этом случае расчет сводится к определению контактного напряжения на ограниченной площадке контакта.

Третий случай. Поперечные силы F_x на линии соприкосновения ребра граней дополнительной щеки с породой создают контактное напряжение σ_H .

На рисунке 1 изображена картина соприкосновения ребра дополнительной щеки с поверхностью шпура перед образованием начала трещины, которую можно представить как взаимодействие двух цилиндров с параллельными осями. Здесь поперечная сила F_x представлена как распределенная по всей длине контакта $l_{щ}$ равномерная нагрузка q , создающая контактное напряжение сжатия на площадке

$S=2a \cdot l_{щ}$. При этом точки максимальных нормальных напряжений σ_H располагаются на продольной оси симметрии контактной площадки.

Значение максимального контактного напряжения для двух цилиндрических тел с линейным контактом по формуле Герца будет равно [2, 7]:

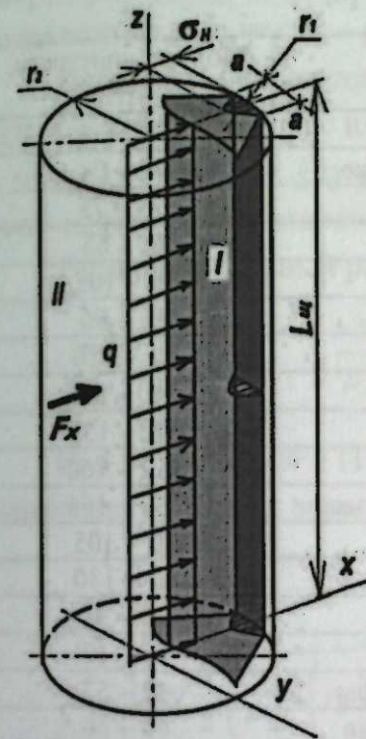


Рисунок 1 – Картина контактного напряжения на линии соприкосновения ребра дополнительной щеки с поверхностью шпура

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\pi \cdot \rho_{np} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} \quad \text{или} \quad (1)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np} \pi \left[E_1 (1-\mu_2^2) + E_2 (1-\mu_1^2) \right]}}$$

где q – распределенная нагрузка, Н/м; $q = \frac{F_x}{l_{щ}}$; E_1 – модуль упругости материала раздвижной щеки [2]; E_2 – модуль упругости породы (таблица 1) [4, 7]; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны, мм; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона для металлов и породы.

Таблица 1 – Модуль упругости горных пород [4, 7]

Группа	Тип грунта	Модуль упругости, МПа
Магматические	Граниты	39 – 78
	Граниты порфировидные	47 – 74
	Гранодиориты	55 – 73
	Снениты	60 – 65
	Габбро	88 – 105
	Габбро-нориты	88 – 96
	Диабазы	21 – 120
	Бронзититы	140 – 146
	Оливиниты	150 – 159
	Перидотиты	152 – 160
	Пироксениты оливиновые	160 – 166
Метаморфические	Гнейсы	39 – 105
	Скарны	67 – 130
	Кварциты	75 – 95
	Мраморы	75 – 82
	Катаклизированные туфы	42 – 53
	Сланцы кристаллические	49 – 60
	Сланцы песчаноглинистые	5 – 75

Коэффициент Пуассона для конструкционных металлов располагается в пределах $\mu = 0,25...0,35$. Без существенной погрешности можно принимать $\mu_1 = 0,3$; μ_2 – коэффициент Пуассона для грунта необходимо принимать по ГОСТ 12248- 2010 (таблица 2) [5, 8].

Таблица 2 – Коэффициент Пуассона [1]

Порода	Коэффициент Пуассона, μ
Для скальных грунтов	0,2
Для крупнообломочных грунтов	0,27
Для песков и супесей	0,3
Для суглинков	0,35
Для глин	0,12

Приведенный радиус кривизны

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (2)$$

где ρ_1 – радиус кривизны 1-го цилиндра, равный радиусу кривизны в точке контакта, $\rho_1 = r_1$; ρ_2 – радиус кривизны 2-го цилиндра, $\rho_2 = r_2$.

Формула (1) справедлива для любых цилиндров.

При контакте цилиндра с плоскостью $r_2 = \infty$ берется знак «+». Знак «-» минус относится к случаю внутреннего контакта (когда поверхность одного из цилиндров вогнутая), т.е. рассматриваемый случай.

Тогда приведенный радиус кривизны будет иметь вид:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} \quad (3)$$

При подстановке в (1) вместо распределенной нагрузки q значение силы F_x данная зависимость примет следующий вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_o}{4tg \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{f}{4 \left(tg \frac{\alpha}{2} + f \right)} \right) \cdot \frac{E_1 E_2}{\rho_{np} \pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}} \quad (4)$$

Если также пренебречь трением, то зависимость (4) можно записать как:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_o}{4tg \frac{\alpha}{2} \cdot \rho_{np}} \cdot \frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}} \quad (5)$$

Для количественной оценки возникающих напряжений в плоскости раскола камня выберем породу камня средней крепости, например – гранит 2-го класса прочности с пределом прочности на растяжение $[\sigma_{рас}] = 4 - 8$ МПа [11, табл. 1] и с пределом прочности на сжатие в сухом состоянии $[\sigma_{сж}] = 48 - 280$ МПа [11, табл. 2], площадь раскола материала между шпурами $S_p = l \cdot h = 250 \cdot 500 = 125000$ мм² = 1250 см² = 0,125 м² [11, рис. 5]. Для примера принято гидроклиновое раскалывающее устройство КМ-26 с раскалывающим усилием 2300 кН, углом клина $\alpha = 4^\circ$ [9].

Как известно, напряжение раскола (разрыва), возникающее в сечении материала, определяется по формуле $\sigma_p = \frac{F_p}{S_p}$, где F_p – раскалывающая сила, S_p – площадь раскола.

Если принять, что $\sigma_3 = \sigma_{рас}$, тогда требуемое усилие раскола будет:

$$F_{рас} = \sigma_3 \cdot S_p \quad (6)$$

Эквивалентное напряжение в плоскости раскола от действия раскалывающих усилий для *первого случая*, когда форма рабочих поверхностей раздвижных щек выполнена в виде сектора окружности по зависимости (10) (см. 1 часть), равна 5,68 МПа.

Требуемое усилие раскола, определяемое по формуле (6), $F_{рас} = \sigma_3 \cdot S_p = 710$ кН.

Для *второго случая*, когда рабочие поверхности дополнительных раздвижных щек имеют **призматическую форму** с острой кромкой.

Зная, что $F_y = 2300$ кН из условия (1) (см. 1 часть), $F_y = F_x = \frac{F_o}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$,

без учета сил трения осевое усилие будет $F_o = 4 F_y \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 322$ кН.

Тогда по зависимости (12) (см. 1 часть) раскалывающее усилие F'_y от усилия можно найти как:

$$F'_y = \frac{F_o}{8 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma'}{2} \cdot \sin \frac{\gamma'}{2}} = 7252 \text{ кН},$$

где $\gamma' = \frac{180 - \gamma}{2}$ – угол между направлением действия усилия F'_N и осью x , здесь $\gamma = 90^\circ$ – угол заострения призмы (принят конструктивно).

$$\gamma' = \frac{180 - \gamma}{2} = 45^\circ$$

Отсюда раскалывающее усилие будет равно $F_{рас} = F_y + F'_y = 9552$ кН. Тогда на раскалываемой площади $S_p = 1250$ см² возникает раскалывающее напряжение [11, формула (15)]:

$$\sigma_{рас} = \frac{F_{рас}}{S_p} = 76,41 \text{ МПа}$$

Приняв $\sigma_{сж}$ равным $[\sigma_{сж}]$, найдем $\Psi = [\sigma_{рас}] / [\sigma_{сж}] = 0,271$ и определим эквивалентное напряжение в плоскости раскола:

$$\sigma_s = \frac{(\psi - 1) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас}) + \sqrt{(1 - \psi)^2 \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})^2 + 4\psi(1 - \psi) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})}}{2\psi} = 1,85 \text{ МПа}$$

Требуемое усилие раскола $F_{рас} = \sigma_s \cdot S_p = 231,25$ кН.

При *третьем случае*, когда рабочая часть дополнительной раздвижной щеки выполнена с заострением с достаточно малым углом и радиусом закругления вершины, расчет проводится на определение контактного напряжения по формуле (5):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_o}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \rho_{пр}} \cdot \frac{E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}},$$

здесь $E_1 = 0,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для легированной стали [10], $E_2 = 39 - 78$ МПа – модуль упругости горных пород (табл. 1), $\mu_1 = 0,3$ – коэффициент Пуассона для конструкционных металлов [10]; $\mu_2 = 0,2$ – коэффициент Пуассона для грунта необходимо принимать по ГОСТ 12248-2010 (таблица 2) [5, 8].

Приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$ для рассматриваемого случая имеет вид:

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{0,1} - \frac{1}{2,1} = 9,52, \text{ тогда } \rho_{пр} = 0,105 \text{ см},$$

где ρ_1 – радиус кривизны 1-го цилиндра, равный радиусу кривизны в точке контакта,

$\rho_1 = r_1 = 10^{-1}$ см;

ρ_2 – радиус кривизны 2-го цилиндра,

$$\rho_2 = r_2 = 2,1 \cdot 10^{-1} \text{ см.}$$

$$\text{Контактное напряжение } \sigma_H = 235 \text{ МПа}$$

В третьем случае взаимодействие происходит линейно, на ограниченной площадке контакта, то для определения эквивалентного напряжения в плоскости раскола возможно применение зависимости (24) [11], т.е.

$$\sigma_s = \frac{(\psi - 1) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас}) + \sqrt{(1 - \psi)^2 \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})^2 + 4\psi(\sigma_{сж}^x - \sigma_{рас})^2} - (1 - \psi) \cdot (\sigma_{сж}^x + \sigma_{рас})}{2\psi}$$

Тогда раскалывающее напряжение, как и во втором случае, будет $\sigma_{рас} = 76,46 \text{ МПа}$.

Приняв $\sigma_{сж}^x$ равным $\sigma_H = 235 \text{ МПа}$, найдем $\psi = [\sigma_{рас}]/[\sigma_H] = 76,46/235 = 0,325$ и определим эквивалентное напряжение в плоскости раскола как:

$$\sigma_s = \frac{(\psi - 1) \cdot (\sigma_H + \sigma_{рас}) + \sqrt{(1 - \psi)^2 \cdot (\sigma_H + \sigma_{рас})^2 + 4\psi(\sigma_H - \sigma_{рас})^2} - (1 - \psi) \cdot (\sigma_H + \sigma_{рас})}{2\psi} = 2,745 \text{ МПа}$$

Требуемое усилие раскола: $F_{рас} = \sigma_s \cdot S_p = 343,125 \text{ кН}$.

Таким образом имеем:

для первого случая $\sigma_s = 5,68 \text{ МПа}$; $F_{рас} = 710 \text{ кН}$.

для второго случая $\sigma_s = 1,85 \text{ МПа}$; $F_{рас} = 231,25 \text{ кН}$.

для третьего случая $\sigma_s = 2,745 \text{ МПа}$; $F_{рас} = 343,125 \text{ кН}$.

Как видно из результатов вычислений, во втором случае величина эквивалентного напряжения в плоскости раскола материала является наименьшей, а следовательно, и требуемое усилие раскола наименьшее, т.е. когда рабочая поверхность дополнительных рабочих щек выполнена в виде призмы, при равенности всех прочих условий, в этом случае для создания достаточного раскалывающего напряжения потребуется меньшее осевое усилие раскалывающего клина.

Выводы

Из рассмотренных форм рабочей поверхности дополнительных раздвижных щек при расколе камня раскалывающими устройствами можно сделать следующие выводы:

- при расколе твердого материала раскалывающим устройством с дополнительными раздвижными щеками, расположенными взаимно перпендикулярно основным, плоскость раскола испытывает одновременно напряжение растяжения и напряжение сжатия;
- к раскалывающей силе от основных щек добавляется сонаправленная составляющая от усилия сжатия дополнительных щек;
- при округлой форме рабочей поверхности дополнительных щек определение составляющей от усилия сжатия довольно затруднительно из-за непостоянства угла δ ;
- при призматической форме рабочей поверхности дополнительных рабочих щек с углом заострения требуется меньшее раскалывающее усилие, а следовательно, и меньшее осевое усилие на клин;
- при рабочей части дополнительной щеки, выполненной с достаточно малым углом заострения и радиусом закругления вершины, создает контактное напряжение на ограниченной площадке контакта, что усиливает напряжение на этом участке и способствует скорому образованию начала трещины в материале.

Литература

1. Беляев Н. М. Соппротивление материалов. - М: Наука, 1976. - С. 608.
2. Основы технологии машиностроения. https://osntm.ru/kt_tren.html. Дата обращения: 10.08.22.
3. Теории прочности скальных и полускальных пород. <http://tnaant.ru/inzhenernaya-geologiya/784-teorii-prochnosti-skalnyh-i-poluskalnyh-porod.html>. Дата обращения: 1.09.22.
4. https://ru.wikipedia.org/wiki/Модуль_упругости. Дата обращения: 8.09.22.

5. Допускаемые напряжения и характеристики, <https://sopromatt.ru/spravka/48-dopuskaemye-naprjazhenija-i-kharakteristiki.html>. Дата обращения 17.06.2022.
6. ГОСТ 12248-2010. Грунты. Методы лабораторного определения характеристик прочности и деформируемости. Дата обращения: 12.09.22.
7. Нескоромных В. В. Разрушение горных пород при проведении геологоразведочных работ / Учеб. пособие. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. – 298с. <https://studfile.net/preview/9521490/page:4/> Дата обращения 17.06.2022.
8. Пшеничная Е. Г. Обоснование рациональных параметров технологии добычи гранитных блоков с применением невзрывчатых разрушающих средств. [Текст]: / Пшеничная Е. Г. / Диссертация... к.т.н. – Магнитогорск: МГТУ, 2004. – С 131.
9. Разработка импортозамещающей техники и технологий для приоритетных отраслей промышленности Кыргызстана. Отчет НИР ИМАШ НАН КР, Бишкек. 2018. – С. 81.
10. Справочник металлиста. В 5 томах. Том 2. / Под ред. Рахштадта А. Г. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 718.
11. Усубалиев Ж., Эликбаев К. Т., Райымбабаев Т. О. Влияние формы рабочей поверхности раздвижных щек раскалывающего устройства на напряжение в плоскости раскола камня (часть 1) - Машиноведение. – Вып. 17. – Бишкек: ИМА НАН КР, 2023. – С. 116–130.

УДК 622.23.05; 621.9.044

ЭЛЕКТРОГИДРО-ИМПУЛЬСТУК УРАТУУ ЫКМАСЫН КОЛДОНУУДА ТЕКТИН БЕТИНДЕГИ БАСЫМДЫ АНЫКТОО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ПОРОДЫ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОМ СПОСОБЕ РАЗРУШЕНИЯ

DETERMINATION OF PRESSURE ON THE ROCK SURFACE IN THE ELECTROHYDRO-PULSED DESTRUCTION METHOD

Ж. Усубалиев, К. Т. Эликбаев, Н. Бузурманкулов, Н. Ж. Телтаев
Zh. Usubaliev, K. T. Elikbaev, N. Buzurmankulov, N. Zh. Teltaev

Бул макалада электрогидроимпульстук ыкма менен иштетилүүчү объекттин бетине жасалган басымды аныктоонун көз карандылыктары каралган. Чектелген колөмдөгү суудан жогорку вольттогу электр чыңалуу откондо дүрмөттөөнү пайда болуп, ал сууну буулантып, жогорку температурадагы жана жогорку басымдуу буу-аба булутун пайда кылат. Бул иште ушул булуттун өлчөм мүнөздөмөлөрү, б.а. ылдамдыгы, басымы, дүрмөттөөнү камерасында сокку толкунунун жайылуу алыстыгы аныкталды. Бернулли теңдемесинин жардамы менен көзчоргонун чыгышындагы буу-аба аралашмасынын агым ылдамдыгы аныкталды. Андан ары белгилүү көз карандылыктар боюнча тоо тектеринин бетине таасир этүүчү басым аныкталган. Табылган чоңдук ар түрдүү тоо тектеринин бышыктыгы менен салыштырылып, электрогидроимпульстук ыкма тоо тектерди уратууда ишке ашары далилденди.

В данной статье рассматриваются зависимости определения давления на поверхности объекта обработки электрогидроимпульсным способом. При пропускании высоковольтного напряжения в ограниченном объеме воды происходит разряд, который испаряет воду, создавая высокое давление паровоздушного облака высокой температуры. В работе определены параметры этого облака: скорость, давление, дальность распространения ударной волны в разрядной камере. С помощью уравнения Бернулли определена скорость потока паровоздушной смеси на выходе из сопла. Далее по известным зависимостям определено действующее давление на поверхности горной породы. Найденная величина сравнивалась с прочностью различных горных пород.

This article discusses the dependence of determining the pressure on the surface of the processing object by the electrohydropulse method. When a high-voltage voltage is passed in a limited volume of water, a discharge occurs, which evaporates the water, creating a high pressure vapor-air cloud of high temperature. The paper defines the parameters of this cloud: velocity, pressure, range of propagation of the shock wave in the discharge chamber. Using the Bernoulli equation, the flow rate of the steam-air mixture at the outlet of the nozzle is determined. Further, according to the known dependencies, the acting pressure on the rock surface is determined. The found value is compared with the strength of various rocks.

Түйүн сөздөр: электрогидроимпульстук ыкма, басым, бышыктык чеги, электр дүрмөттөөнү, сокку толкуну, буу булуту, дүрмөттөөнү өзөгү.

Ключевые слова: электрогидроимпульсный способ, давление, предел прочности, электрический разряд, ударная волна, паровоздушное облако, канал разряда.

Keywords: electrohydropulse method, pressure, tensile strength, electric discharge, shock wave, vapor cloud, discharge channel.

Электрогидравлический эффект (эффект Юткина) представляет собой процесс мгновенного образования механической энергии за счет высоковольтного электрического разряда в ограниченном объеме воды [1]. Открытый в 30-х годах 20 века советским ученым и изобретателем Львом Юткиным данный эффект нашел применение во многих отраслях народного хозяйства, начиная от сельского хозяйства, машиностроения и вплоть до горного дела [2, 5].

Суть данного эффекта заключается в мгновенном испарении ограниченного объема воды в разрядной камере при прохождении импульса высоковольтного электрического тока с образованием паровоздушной смеси высокого давления и температуры (рис. 1) [5].

В последние годы электрогидроимпульсный эффект находит все больший интерес в применении в горном деле при безвзрывном бурении скважин, производстве свай, горизонтального прокола дорожного полотна при прокладке коммуникаций (рис. 2) [3].

Технологией электрогидроимпульсной проходки породы занимались такие исследователи, как А. И. Иоффе, К. А. Наугольных, Н. А. Рой, Е. В. Кривицкий, Н. Д. Ахметов, М. М. Гимадеев, В. Н. Друлис, и др. Однако их исследования базировались на

уравнениях классической механики сплошной среды с некоторыми уточнениями законов сохранения энергии, массы, импульса, количества движения [2, 6, 9, 11]. Были созданы экспериментальные образцы электрогидроимпульсных установок для бурения скважин, но до промышленных образцов дело не дошло [17, 18].

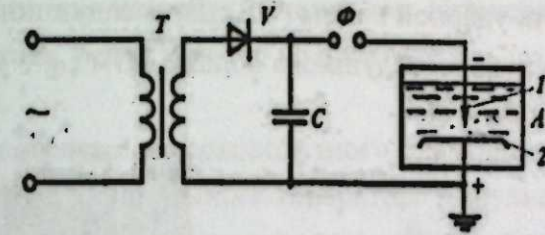


Рисунок 1 – Принципиальная электрическая схема получения электрогидравлического эффекта:

T – трансформатор, V – выпрямитель, Ф – формирователь импульсов, С – конденсатор, А – разрядная камера, 1 и 2 – электроды

Целью данной работы является определение давления при электрогидроимпульсном способе бурения скважины на поверхности конкретной горной породы при известной её прочности. Для применения этого эффекта при бурении породы поток паровоздушной смеси необходимо направить в зону обработки, что решается конструктивным исполнением бурового снаряда (рис. 2,б).

Из курса сопротивления материалов известно, что разрушение материала происходит при превышении внешней нагрузки предела прочности материала, т.е. когда возникает условие статического нагружения для гарантированного разрушения:

$$\sigma_{сж} = \frac{F_{сж}}{S_k} > [\sigma_{сж}], \quad (1)$$

где $F_{сж}$ – внешняя разрушающая сила на поверхности материала, Н; S_k – площадь контакта внешней силы с поверхностью, м².

При динамическом нагружении материала струей жидкости (рис. 2, а) или ударной волной паровоздушного облака или газа (рис. 2, б) действуют такие параметры, как скорость $V_{уэ}$, давление P_k и плотность ρ . Тогда, учитывая связь давления и прочности [4], зависимость (1),

заменяя скорость потока струи воды на скорость потока ударной волны паровоздушного облака, можно представить как:

$$P_k = \frac{F_{сж}}{S_k} = \frac{\rho_{см} \cdot V_{ув}^2}{g} \geq [\sigma_{сж}], \quad (2)$$

где $V_{ув}$ – скорость ударной волны (УВ) паровоздушного облака, м/с; $\rho_{см}$ – плотность паровоздушного облака, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

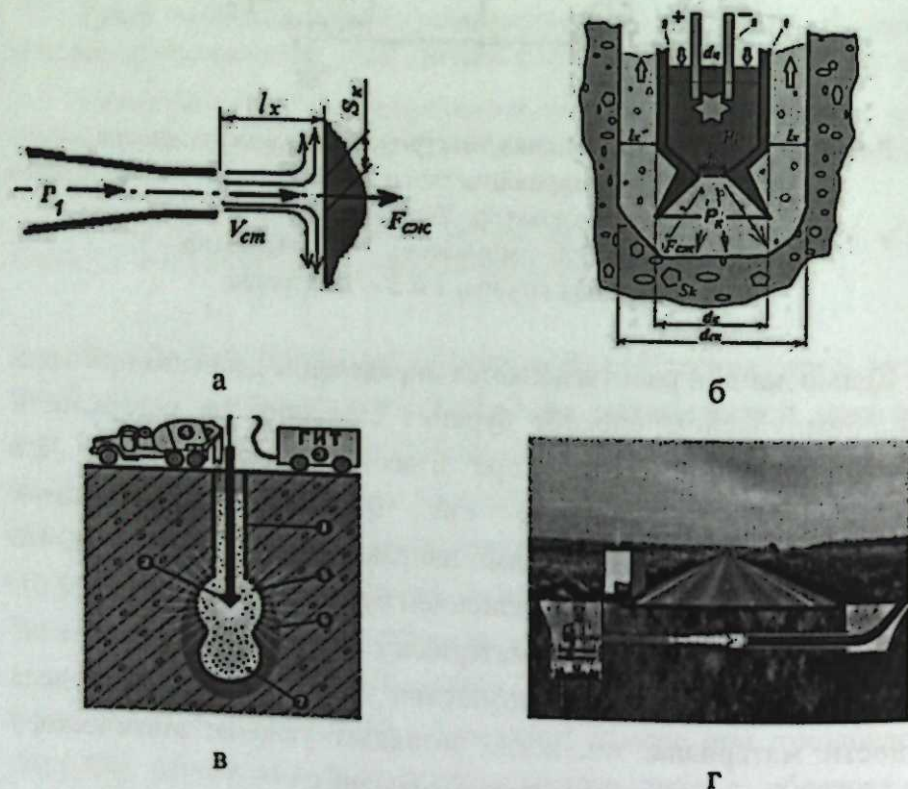


Рисунок 2 – Применение электрогидроэрозивной технологии: бурение скважин (а), производство свай (б), прокладка коммуникаций (в, г)

Приводим краткую информацию о стадиях формирования токопроводящего канала, замыкающего межэлектродный промежуток. Накопленный в конденсаторах ток с помощью формирователей импульса тока Φ (рис.1) порционно подается на электроды 1 и 2, находящиеся в разрядной камере А, заполненной водой. В этот момент возникает электрический разряд, образующий токопроводящий канал, который состоит из двух стадий: первой – канальной стадии,

характеризующейся резким возрастанием тока и быстрым выделением энергии. Это приводит к нагреву воды в канале разряда до температуры порядка 10000 К и повышению в нем давления до 1000 МПа, и второй – послеразрядной стадии, когда после окончания выделения электрической энергии происходит расширение парогазовой полости, являющейся источником интенсивного потока парогазового облака, реализуемого на практике для воздействия на объект обработки.

Исследователями высоковольтного электрического разряда в воде [6] на базе промышленного генератора импульсных токов ГИТ-50 были экспериментально определены скорость и дальность распространения ударной волны паровоздушного облака, которая составила $V_{ув} = 1722 - 1860$ м/с и l_x – порядка 0,1 м. Исходными данными явились такие параметры: ёмкость конденсаторных батарей $C = 4$ мкФ, индуктивность разрядного контура $L = 1,65$ мкГн, расстояние между электродами $l_p = 20$ мм, величина разрядного напряжения U изменялась в пределах от 13 до 26 кВ.

Для оценки разрушающей способности УВ необходимо определить давление на её фронте P_k .

1. Радиус фронта УВ в момент времени t_p :

$$R_p = R(t_p) = c_o \cdot t_p, \quad (3)$$

где c_o – скорость звука в воде; по имеющимся данным $c_o = 1480$ м/с.

2. Для определения давления на фронте ударной волны область распространения УВ условно разбита на три участка (см. рис. 3) [8, 9]:

– область цилиндрической симметрии ($c_o t_p < R < 200 l_p$);

$$(c_o t_p < R < 2,0 l_p) = (0,012 < R < 2,0 \cdot 0,01) = (0,012 < R < 0,02) \quad (4)$$

– переходная область

$$(2,5 l_p \leq R < 5,5 l_p) = 2,5 \cdot 0,01 \leq R < 5,5 \cdot 0,01 = 0,025 \leq R < 0,055 \quad (5)$$

– область сферической симметрии

$$(5,5 l_p \leq R < 200 l_p) = 0,055 \leq R < 2,0 \quad (6)$$

где R – расстояние от оси канала электрического разряда (КЭР) до фронта УВ.

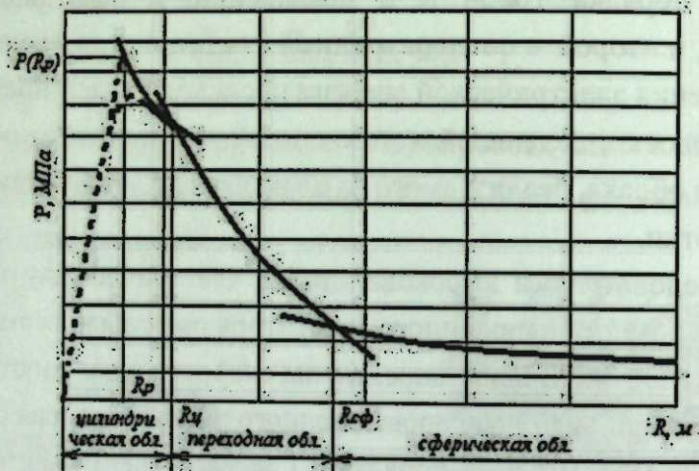


Рисунок 3 – Изменение давления на фронте УВ в зависимости от расстояния R

По результатам экспериментальных исследований [6, 11] стало известно, что при высоковольтном электрическом разряде в воде давление в цилиндрической области мгновенно возрастает до значительных значений (рис. 3), затем с увеличением радиуса распространения ударной волны падает в переходной области, и уже в сферической области ударная волна взаимодействует с обрабатываемой поверхностью.

Для определения относительной плотности воды ρ в возмущенной среде по эмпирическим зависимостям, исходя из параметров разрядного контура, сперва определим критерии подобия Π_p [7, 8]:

$$\begin{aligned} \text{при } U = 13 \text{ кВ } \Pi_p &= \frac{A \cdot I_p^2}{U^2 \cdot t_p} = 7,33 \cdot 10^{-6} \\ \text{при } U = 26 \text{ кВ } \Pi_p &= \frac{A \cdot I_p^2}{U^2 \cdot t_p} = 2,34 \cdot 10^{-6} \end{aligned} \quad (7)$$

где A – искровая характеристика, для технической воды $A \sim 10^2 \text{ В}^2 \cdot \text{с}/\text{м}^2$ [8, 9, стр.17];

второй критерий подобия – доля энергии, выделяющейся в канале за 1-й полупериод тока:

$$\begin{aligned} \text{при } U = 13 \text{ кВ } \eta &= \sqrt[3]{\pi \cdot \Pi_p} = 0,41 \\ \text{при } U = 26 \text{ кВ } \eta &= \sqrt[3]{\pi \cdot \Pi_p} = 0,19 \end{aligned} \quad (8)$$

Для определения требуемого давления воспользуемся зависимостью, приведенной в работе [11]:

$$P_{\text{Ксф}} = \frac{1,33 b_1 (\Pi_p) \rho^{\frac{3}{8}} \cdot U^{\frac{5}{4}} \cdot C^{\frac{1}{4}}}{R^{1,33} \cdot L^{\frac{3}{8}}} \quad (9)$$

где ρ – плотность воды в возмущенной среде, $\text{кг}/\text{м}^3$, $b_1(\Pi_p)$ – безразмерная функция критерия Π_p :

$$b_1(\Pi_p) \approx 0,37 \Pi_p^{\frac{1}{3}} \cdot e^{-12 \Pi_p} = 0,0072 \quad (10)$$

здесь $e = 2,71828$ – число Эйлера, (математическая константа).

Максимальный ток разряда определяется по формуле [5]:

$$\begin{aligned} \text{при } U = 13 \text{ кВ } i_{\text{max}} &= U \sqrt{\frac{C}{L} (1 - 0,65 \eta^2)} = 19,04 \text{ кА} \\ \text{при } U = 26 \text{ кВ } i_{\text{max}} &= U \sqrt{\frac{C}{L} (1 - 0,65 \eta^2)} = 40 \text{ кА} \end{aligned} \quad (11)$$

По максимальному току разряда определяется относительная плотность воды в возмущенной среде из приведенной таблицы, согласно данным [9], используя линейную интерполяцию в пределах диапазонов:

$i_{\text{max}}, \text{кА}$	0	12	60	650
ρ/ρ_0	1,00	1,03	1,13	1,34

Отсюда, интерполируя, имеем относительную плотность воды:
 при $U = 13 \text{ кВ}$ и $i_{\text{max}} = 19,04 \text{ кА}$, $\rho = 1,049 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$;
 при $U = 26 \text{ кВ}$ и $i_{\text{max}} = 40 \text{ кА}$, $\rho = 1,088 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Исходя из вышеизложенного, разрушение породы происходит в сферической области распространения ударной волны, но так как и давление, и скорость распространения ударной волны уменьшаются по мере увеличения радиуса распространения фронта ударной волны,

то расстояние от оси разряда до поверхности обработки целесообразно выбрать ближе к началу образования сферической области.

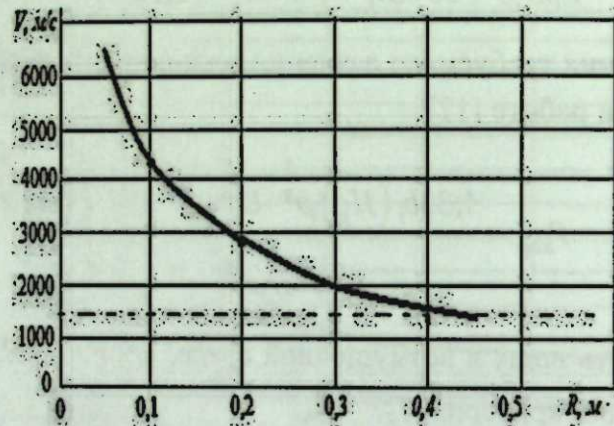


Рисунок 4 – Изменение скорости перемещения фронта УВ в зависимости от радиуса его распространения R

Ориентируясь на зависимость (6) и диаграмму изменения давления на фронте УВ в зависимости от расстояния R (рис. 3), его следует принять не менее 0,055 м. Тогда диаметр буримой скважины (рис. 1, а) должен быть:

$$d_{ск} > 2R_{сф} + 2l_x, \quad (12)$$

где l_x – расстояние между диаметром корпуса бурового снаряда и стенкой скважины для откачки пульпы и очистки от продуктов разрушения.

В связи с отсутствием конкретного назначения буримой скважины и из-за большого диапазона диаметров скважин для количественной оценки примем диаметр скважины $d_{ск} = 250 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$. Тогда радиус распространения УВ составляет:

$$R_{сф} - d_{ск} / 2 = 0,25 / 2 = 0,125 \text{ м}.$$

Подставив значение $R_{сф}$ в формулу (9) определения давления УВ, приведенную в [11], для сферической области, определим давление на фронте УВ:

при $U = 13 \text{ кВ}$;

$$P_{сф} = \frac{1,33 \cdot 0,0072 \cdot (1,049 \cdot 10^3)^{\frac{3}{8}} \cdot (13)^{\frac{5}{4}} \cdot 4^{\frac{1}{4}}}{0,125^{1,33} \cdot 1,65^{\frac{3}{8}}} = 372,6 \text{ МПа}, \quad (13)$$

при $U = 26 \text{ кВ}$;

$$P_{сф} = \frac{1,33 \cdot 0,0072 \cdot (1,049 \cdot 10^3)^{\frac{3}{8}} \cdot (26)^{\frac{5}{4}} \cdot 4^{\frac{1}{4}}}{0,125^{1,33} \cdot 1,65^{\frac{3}{8}}} = 886,2 \text{ МПа} \quad (14)$$

Найденные величины давления – это давление в разрядной камере перед выходом из сопла, т.е. это давление у стенок разрядной камеры (рис. 1, а). Для разрушения породы в скважине необходимо поток сжатой паровоздушной смеси направить через сопло на обрабатываемую поверхность (рис. 5).

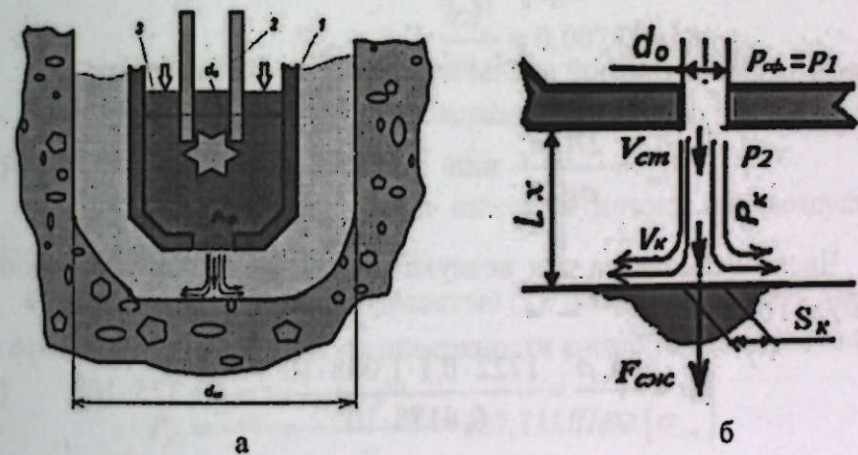


Рисунок 5 – Схема расчета давлений

Как было сказано выше, давление фронта ударной волны паровоздушного облака в сферической зоне $P_{сф}$ равно давлению на выходе из сопла P_1 , т.е. $P_{сф} = P_1$. Тогда на выходе из сопла давление будет P_2 . Воспользуемся уравнением Бернулли:

$$\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} + Z_1 = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 + H_{дл}, \quad (15)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты Кориолиса; P_1, P_2 – давление соответственно на входе и выходе из сопла; $\frac{P_1}{\rho g}, \frac{P_2}{\rho g}$ – пьезометрический напор воды; Z_1, Z_2 – геометрический напор воды; $H_{дл}$ – потери напора по длине потока.

Если принять, что $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, $V_2 = V_{cm}$, $P_2 = 0$, $Z_1 = Z_2 = 0$ где P_2 – атмосферное давление, то потери напора определяются как

$$H_{\text{ан}} = \frac{\lambda V_{cm}^2}{2gd_c}, \quad (16)$$

где $\lambda = 64/Re$ – коэффициент Дарси для круглой трубы, Re – число Рейнольдса, d_c , l – соответственно, диаметр и длина канала сопла. Тогда уравнение Бернулли имеет вид:

$$\frac{\lambda V_{cm}^2}{2gd_c} - \frac{P_1}{\rho g} = 0 \quad (17)$$

Отсюда скорость ударной волны на выходе из сопла будет:

$$V_{cm}^2 = \frac{2P_1gd_c}{\rho g\lambda l_x} \quad \text{или} \quad V_{cm} = \sqrt{\frac{2P_1d_c}{\rho\lambda l_x}} \quad (18)$$

Число Рейнольдса для воздуха определяется по приведенной формуле [14]:

$$Re = \frac{vd_c\rho}{\mu_1} = \frac{1722 \cdot 0,1 \cdot 1,088 \cdot 10^3}{0,6178 \cdot 10^{-3}} = 30,325 \cdot 10^6 \quad (19)$$

где v – средняя скорость воздуха в трубе, $v \approx 1722$ м/с (см. выше); d_c – диаметр сопла, $d = 0,1$ м (принят конструктивно); ρ – плотность паровоздушной смеси, $\rho = 1,049 \cdot 10^3$ кг/м³ (см. выше); μ_1 – коэффициент динамической вязкости перегретого пара, $\mu_1 = 4560 \cdot 10^{-8}$ Па·с [15].

Коэффициент Дарси $\lambda = 64/Re = 64/30,325 \cdot 10^6 = 2113 \cdot 10^{-3}$. Тогда по зависимости (18) скорость на выходе из сопла будет:

$$V_{cm} = \sqrt{\frac{2P_1d_c}{\rho\lambda l_x}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 886,2 \cdot 10^6 \cdot 0,1}{1,088 \cdot 10^3 \cdot 2113 \cdot 10^{-3} \cdot 0,01}} = 878,04 \text{ м/с.}$$

До достижения поверхности породы скорость ударной волны снижается, величину которой можно определить по зависимости, приведенной в работе [14]. Здесь следует уточнить, что приведенная зависимость хотя и относится к высокоскоростной струе воды, но

назначение то же самое – разрушение твердого материала, и здесь также участвуют те же параметры (давление, скорость и плотность).

Скорость потока паровоздушной смеси на поверхности материала можно определить по формуле, приведенной в той же работе [14]:

$$V_k = V_{cm} e^{\frac{C_x \rho S_{cm} x}{2m}} = 877,7 \text{ м/с}, \quad (20)$$

где C_x – коэффициент лобового сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса, $C_x = 1,12 - 1,28$ [16], S_{cm} – площадь поперечного сечения потока струи ввиду незначительного расстояния l_x можно принять равной площади отверстия сопла:

$$S_{cm} = S_c = \frac{\pi d_c^2}{4} = 0,00785 \text{ м}^2,$$

x – расстояние от сопла до поверхности материала, $x = 0,1$ м, m – масса воздуха, $m = 1,29$ кг в 1 м³.

Из-за близкого расстояния скорость потока паровоздушной смеси изменяется незначительно.

Воспользовавшись зависимостью (2), можно определить давление фронта ударной волны на поверхности контакта с материалом:

$$P_k = \frac{F_{сж}}{S_k} = \frac{\rho_{см} \cdot V_{жв}^2}{g} = 387,11 \text{ МПа} \geq [\sigma_{сж}]$$

Как видно из данных таблицы, скорость потока паровоздушной смеси, создаваемого электрогидроимпульсным способом при напряжении генератора импульсов до 26 кВ, дает давление контакта на поверхности материала, достаточное для разрушения практически всех горных пород, так как их предел прочности меньше получаемого давления, за исключением базальта.

Условие прочности твердого тела (горной породы) установлено Ш. Кулоном. Оно базируется на том, что разрушение горных пород при действии на них сжимающих нагрузок происходит либо в результате сдвига одних частей относительно других, либо вследствие отрыва этих частей друг от друга, так как предельные касательные напряжения и напряжения отрыва значительно меньше сжимающих [12]. На практике разрушение горной породы происходит при

значительно меньшем внешнем напряжении в 100 – 1000 раз, чем теоретическое её значение. Это связано с неоднородностями структуры горных пород (наличие трещин, пор, включений и др.). Например, предел прочности на разрушение при растяжении гранита 19 МПа, модуль упругости $E=1,1 \cdot 10^{10}$ Па, а теоретическая прочность гранита может быть $1,1 \cdot 10^3$ МПа, что в 58 раз больше реальной прочности [12, 13].

Таблица 1 – Физико-механические свойства магматических и метаморфических пород [10]

Породы	Временное сопротивление сжатию, [$\sigma_{сж}$] МПа	
	В сухом состоянии	В водонасыщенном состоянии
Граниты	48 - 280	35 - 215
Гранито-гнейсы	68 - 175	63 - 168
Сиениты	100 - 250	78 - 230
Диориты	62 - 278	59 - 225
Габбро	112 - 375	110 - 277
Базальты	100 - 500	95 - 450
Диабазы	310 - 370	----
Кварциты	90 - 329	----
Мраморы	20 - 200	10 - 160
Андезиты	83 - 250	80 - 230
Известняки	8,4 - 250	7,5 - 220
Доломиты	4,5 - 250	3,3 - 245

Выводы

Как известно, разрушение материала и потеря первоначальных размеров, свойств и других характеристик происходит при превышении внешней нагрузки предела прочности материала.

Давление, создаваемое на поверхность материала электрогидроимпульсным способом, превышает предел прочности пород камней, следовательно, такая технология применима для разрушения крепких пород природных камней.

При электрогидроимпульсном способе разрушение поверхностного слоя на площадке контакта с потоком паровоздушной смеси

происходит за счет импульсного воздействия энергии, при котором, кроме сжатия, также имеет место отрыв (откол) и срез частиц камня.

Литература

1. Юткин Л. А. Электрогидравлический эффект. – Машгиз М. Л., 1955. – 52 с.
2. Наугольных К. А., Рой Н. А. Электрические разряды в воде. – М.: Наука, 1971. — 155 с.
3. Савченко А. В. Совершенствование скважинной технологии гидроимпульсного воздействия на горные породы при добыче полезных ископаемых: Авт. дисс... к.т.н.; спец. 25.00.22-«Геотехнология» (подземная, открытая и строительная); 05.05.06 – «Горные машины» / ИГД СО РАН. – Новосибирск, 2009. – 23 с.
4. Эликбаев К. Т. Обоснование параметров водоструйной машины для обработки материалов: канд. дисс... техн. наук: 05.05.06 – горные машины. – Бишкек, 2013. – 132 с.
5. Юткин Л. А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности. – Л.: Машиностроение, 1986. – 253 с.
6. Ахметов М. Н., Ахметов Н. Д., Гимадеев М. М., Кривошеев В. А. О скорости фронта ударной волны при высоковольтном электрическом разряде в воде. // Прикладная физика, No 6. – Набережные Челны: 2015. https://studylib.ru/doc/2029451/o-skorosti-fronta-udar-poj-volny-pri-vysokovol._tnom. Дата посещения: 3.04.2023.
7. Электропроводность воды. <https://www.growmir.ru/blog/elektroprovodnost-vody/> Дата посещения: 4.04.2023.
8. Гулый Г. А. Научные основы разрядноимпульсных технологий. — Киев: Наук, думка, 1990. – 208 с.
9. Малошевский П. П. Основы разрядно-импульсной технологии. – Киев: Наук.думка, 1983. – 272 с.
10. Справочник по добыче и переработке нерудных строительных материалов [Текст]: / Валюжинич В. Я. и др.– Л.: Стройиздат. 1975. – 575 с.
11. Ахметов Н. Д., Гимадеев М. М., Друлис В. Н. и др. Некоторые результаты экспериментально-теоретического исследования

процесса распространения ударных волн при электрическом разряде в воде. // Изв. вузов. Авиационная техника. – 2001. – №3. – С. 38 – 41.

12. Нескоромных В. В. Разрушение горных пород при проведении геологоразведочных работ / Учеб. пособие // Нескоромных В. В. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2015. – 396 с.
13. Сливак А. И. Разрушение горных пород при бурении скважин: учебник для вузов / Сливак А. И., Попов А. Н. – М.: Недра, 1986. – 208 с.
14. Число Рейнольдса. <https://tehspravka.org/wp-content/uploads/2017/04/CHislo-Rejnolds-Kriterij-Rejnolds.pdf> Дата посещения 12.05.2023.
15. Коэффициент динамической вязкости <http://thermalinfo.ru/svojstva-gazov/gazy-raznye/dinamicheskaya-vyazkost-gazov-i-razgov>. Дата посещения: 12.05.2023.
16. Зеленин Л. Н. Закономерность разрушения горных пород струей воды при давлении до 2000 атм. [Текст]: / Зеленин Л. Н. // В кн.: Вопросы горного дела. – М.: Углетехиздат. 1958. – С. 87 – 112.
17. Дудышев В. Д. Электрогидроударное устройство для бурения скважин. Патент RU 144631 U1, Оpubл. 27.08.2014.
18. Нестеров В. И., Золотов В. П., Семенов В. С. Мобильная электрогидродинамическая буровая установка. Патент RU2725373C2. Оpubл. 02.07. 2014.

УДК:631.333.53

КЫРТЫШТЫН МЕХАНИКАЛЫК КАСИЕТТЕРИН КӨЗӨМӨЛДӨӨЧҮ ТЕХНИКАЛЫК КАРАЖАТТАРДЫН КЛАССИФИКАЦИЯСЫ

КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ МОНИТОРИНГА МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОЧВЫ

CLASSIFICATION OF TECHNICAL DEVICES FOR MONITORING SOIL MECHANICAL PROPERTIES

В. О. Лысенков, А. В. Безруков, Н. И. Наумкин
V. O. Lysenkov, A. V. Bezrukov, N. I. Naumkin

Кесиптик ишмердүүлүктүн башка чөйрөлөрүндөй эле айыл чарбасында, анда колдонулган ар кандай техникалык каражаттар жана түзүлүштөр маанилүү ролду ойнойт. Көптөгөн факторлор алардын тандоосунан көз каранды. Аларга майнаптуулук жана коопсуздук кирет. Иш жүзүндө кеңири колдонулган бардык техникалык каражаттар эң адистештирилген колдонууга багытталган тынымсыз өзгөртүүлөрдөн улам өздөрүнүн классификациясын талап кылат. Бул изилдөөнүн ар бир тармагындагы тажрыйбалуу эксперттерге да, келечектеги адистерге да аларды колдонуунун конкреттүү маселесин түшүнүүгө же жаңы түзүлүштөрдү топтоо үчүн болгон билимдерди түзүүгө жардам берет. Бул макалада талдоо-топтоо, индукция-дедукция, түзүлүштөө, классификация сыяктуу жалпы илимий изилдөө ыкмаларын колдонуунун негизинде кыртыштын катуулугун өлчөөчү алеттердин классификациясы иштелип чыгып, ишке эң ылайыктуу техникалык каражат да аныкталган.

В сельском хозяйстве, как и в любой другой области профессиональной деятельности, важную роль играют используемые в нем различные технические средства и приборы. От их выбора зависят многочисленные факторы. В их числе эффективность и безопасность. Все широко распространенные в практике использования технические средства в связи с постоянными их модификациями, направленными на наиболее профильное использование, нуждаются в своей классификации. Это помогает как опытным экспертам в каждой области исследования, так и будущим специалистам разобраться в конкретном вопросе их применения или же структурировать уже имеющиеся знания для синтеза новых устройств. В данной статье на основании использования таких общенаучных методов исследования, как анализ-синтез, индукция-дедукция, структуризация, классификация, разрабатывается классификация устройств для измерения

твердости почвы, а также определяется наиболее подходящее техническое средство для работы.

In agriculture, as in any other area of professional activity, various technical means and devices used in it play an important role. Numerous factors depend on their choice. These include efficiency and safety. All technical means widely used in practice, due to their constant modifications aimed at the most specialized use, need their own classification. This helps both experienced experts in each field of research, and future specialists, to understand the specific issue of their application or to structure existing knowledge for the synthesis of new devices. In this article, based on the use of such general scientific methods of research as: analysis-synthesis, induction-deduction, structuring, classification, a classification of devices for measuring soil hardness is developed, and the most suitable technical tool for work is also determined.

Tүйүн сөздөр: техникалык каражаттар; механикалык касиеттери; мониторинг; эсер кыртышы; алет.

Ключевые слова: технические средства; механические свойства; мониторинг; почва; прибор.

Keywords: technical devices; mechanical properties; monitoring; the soil; device.

Как и любой другой материал, почва имеет свои механические свойства, к ним относят: пластичность, связность, твердость, удельное сопротивление при обработке, липкость, набухание, усадку. В области сельского хозяйства критически важно следить за данными показателями для улучшения качества получаемых продуктов. Одной из самых важных характеристик почвы, интегрально характеризующей ее физико-механические свойства, является твердость, под которой понимается сопротивление почвы при механических ее обработках различными агрегатами. В связи с этим при обработке почвы возникает необходимость в каждый момент времени и на каждом ее участке знать ее значение.

Целью наших исследований является поиск оптимального технического средства для мониторинга механических свойств почвы, предпочтительного для изменяющихся режимов работы машины.

На рисунке 1 представлена разработанная нами классификация на основе использования таких общенаучных методов исследования, как анализ-синтез, индукция-дедукция, структуризация, классификация технических средств для мониторинга механических свойств

почвы, за счет измерения ее твердости. В качестве классификационных в ней выбраны следующие признаки: область назначения, принцип действия, направление измерения твердости почвы, автоматизация, регистрация данных, комплектование. Рассмотрим подробнее каждый из них.

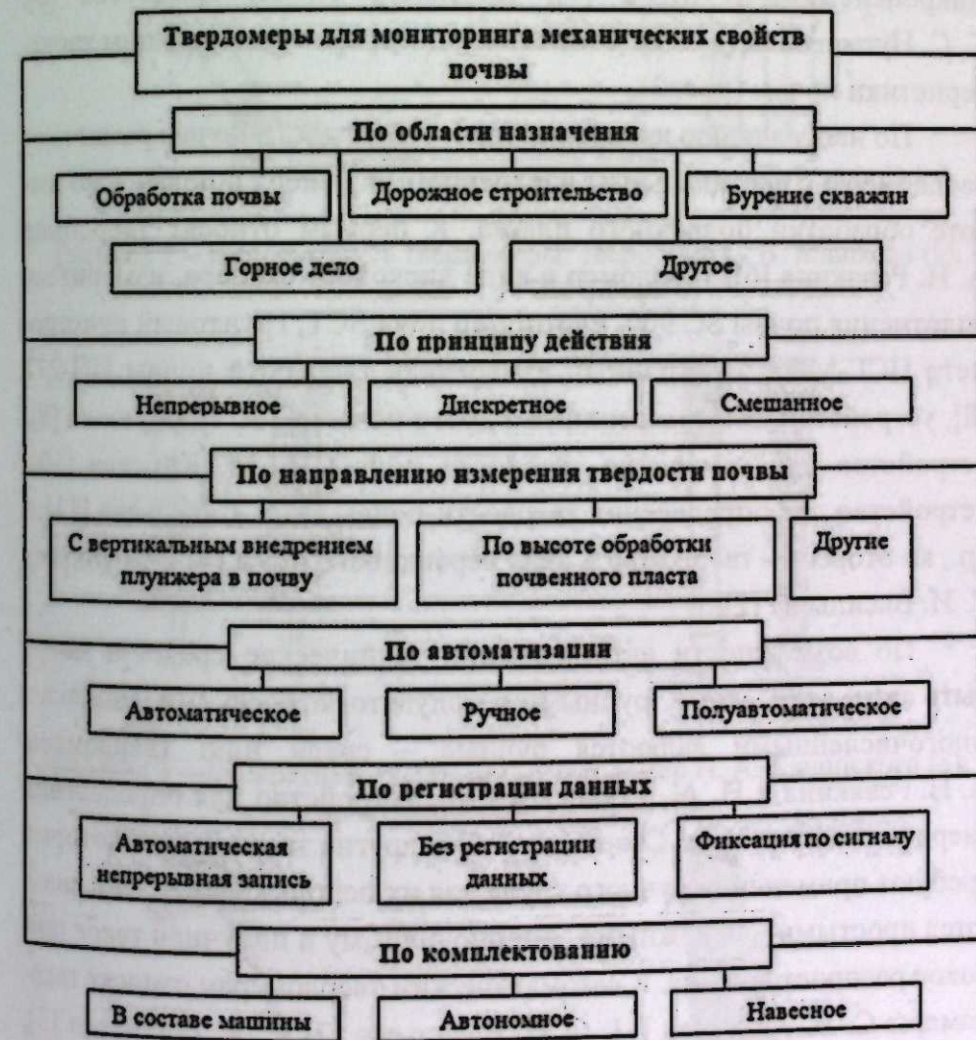


Рисунок 1 – Классификация технических средств для мониторинга механических свойств почвы

К непрерывноизмеряющим твердомерам мы относим твердомеры С. В. Машкова [1], С. И. Васильева [2], Р. Р. Шакирова [3] (рис. 2), твердомер в виде черенкового ножа [4] и дискового сканера

[5]. От остальных их отличает непрерывное движение в слое почвы, в процессе которого твердомеры отслеживают различные показатели, такие как сопротивление резания почвы, ее твердость. По этим показателям определяется требуемое значение.

Твердомер конструкции ВИСХОМа [6], Н. А. Качинского [6], микропенетромтр МВ-2 [7], твердомер Н. И. Алексеева [6], Т. С. Нугмановой [6] и др. относятся к дискретно измеряющим характеристики почвы (рис. 3).

По направлению измерения (рис. 4) твердости почвы различают твердомеры с вертикальным внедрением плунжера в почву и по высоте обработки почвенного пласта. К первым относят твердомер А. Н. Ревякина [6], твердомер в виде дискового сканера, измеритель уплотнения почвы SC 900, плотномер почв SCT, грунтовый пенетрометр ПСГ-МГ4, электронный измеритель твердости почвы ИП-271 [8], устройство для измерения твердости почвы С. А. Корпушова [9], устройство для измерения твердости почвы И. М. Киреева [10], устройство для определения твердости почвы В. А. Савельева [11] и др., ко вторым – твердомер в виде черенкового ножа [4] и твердомер С. И. Васильева [2].

По возможности автоматизации технические средства могут быть автоматическими, ручными и полуавтоматическими. Наиболее многочисленными являются ручные – среди них: твердомеры А. Н. Ревякина и Н. А. Качинского [6], устройство для определения твердости почвы В. А. Савельева [11] и другие твердомеры, которые требуют применения ручного труда для их использования. Они являются простыми и надежными, именно поэтому и получили такое широкое распространение. К автоматическим твердомерам относят твердомеры С. В. Машкова [1], С. И. Васильева [2], Р. Р. Шакирова [3], твердомеры в виде черенкового ножа и дискового сканера [4-5].

В заключении следует отметить, что из всех рассмотренных средств для мониторинга механических свойств почвы наиболее удовлетворяющими нашим условиям являются твердомеры с непрерывным действием в составе машины с автоматической непрерывной записью, так как они позволяют отслеживать изменение свойств обрабатываемой почвы и подавать сигнал для адаптации режимов работы

машины (адаптивных самоходных малогабаритных почвообрабатывающих фрез[4-5]) к изменяющимся условиям.

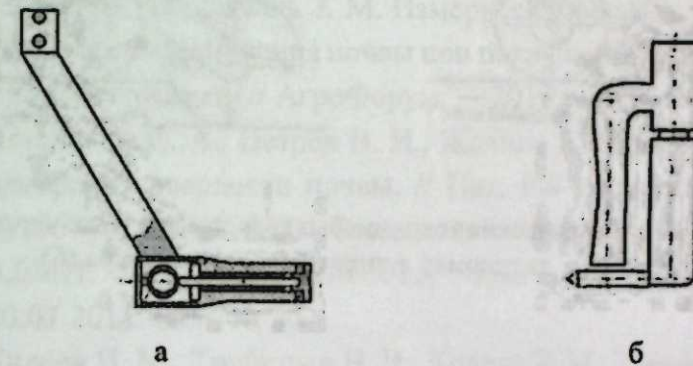


Рисунок 2 – Непрерывные твердомеры: твердомер С. В. Машкова (а); твердомер Р. Р. Шакирова(б)

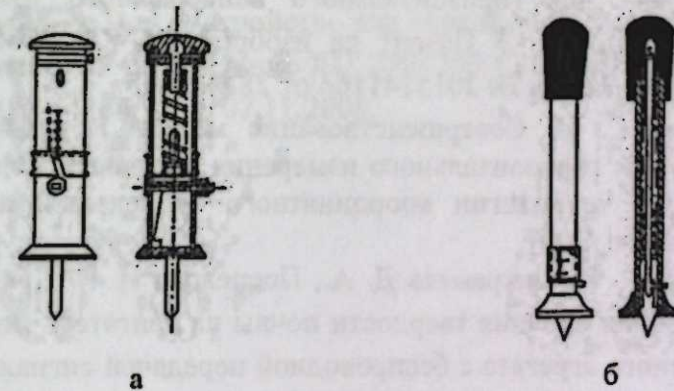


Рисунок 3 – Дискретные твердомеры: твердомер Н. А. Качинского (а); микропенетромтр МВ-2 (б)

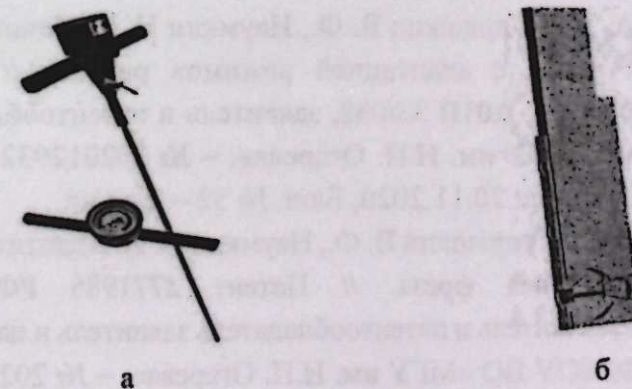


Рисунок 4 – По направлению измерения твердости почвы: вертикальное измерение (а); по высоте обработки почвенного пласта (б)

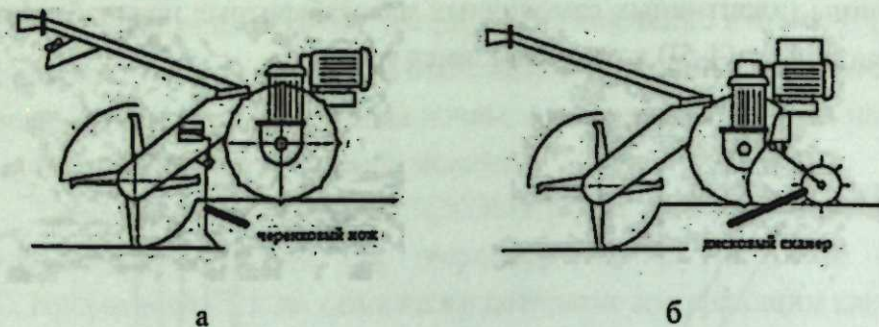


Рисунок 5 – Автоматические твердомеры: твердомер в виде черенкового ножа (а); твердомер в виде дискового сканера (б)

Литература

1. Машков С. В., Васильев С. И., Котов Д. Н., Фатхутдинов М. Р. Устройство для горизонтального непрерывного измерения твердости почвы. // Патент на изобретение RU 2608345 С, 17.01.2017. Заявка № 2015141164 от 28.09.2015.
2. Васильев С. И. Совершенствование метода и технических средств для горизонтального измерения твердости почвы при внедрении технологии координатного земледелия: автореф. дис. – Пенза, 2007.
3. Шакиров Р. Р., Вахрамеев Д. А., Пospelова И. Г. Прибор для определения влияния твердости почвы на двигатель машинно-тракторного агрегата с беспроводной передачей сигнала. // Патент на полезную модель RU 104716 U1, 20.05.2011. Заявка № 2010145375/28 от 08.11.2010.
4. Безруков А. В., Купряшкин В. Ф., Наумкин Н. И. Почвообрабатывающая фреза с адаптацией режимов работы. // Патент 200945 РФ, МПК А01В 33/082, заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева». – № 2020129321; заявл. 04.09.2020; опубл. 20.11.2020, Бюл. № 32 – 2 с.: ил.
5. Безруков А. В., Купряшкин В. Ф., Наумкин Н. И. Адаптивная почвообрабатывающая фреза. // Патент 2771985 РФ, МПК А01В33/02, заявитель и патентообладатель заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «МГУ им. Н.П. Огарева». – № 2021131560; заявл. 28.10.2021; опубл. 16.05.2022, Бюл. № 14 - 2 с.: ил.
6. Вадюнина А. Ф., Корчагина З. А. Методы исследования физических свойств почв. – М.: Агропромиздат, 1986. – 141 с.

7. Нугманов С. С. Новые устройства для агрооценки почвы / Нугманов С. С., Гриднева Т. С., Васильев С. И., Иваськевич А. В. // Сельский механизатор. – 2011. – № 11. – С. 10–11.
8. Киреев И. М., Коваль З. М. Измерительное средство для определения сопротивления почвы при погружении в нее плунжеров с наконечниками. // АгроФорум. – 2019. – № 6. – С. 54–57.
9. Корпушов С. А., Петров В. И., Жданов Ю. М. Устройство для измерения твердости почвы. // Пат. РФ на полезную модель, №106746, МПК 3/00/ Заявитель и патентобладатель ВНИ-АЛМИ. – №2010151074/15; заявл. 13.12.2010; опубл. 20.07.2011. Бюл. № 20.
10. Киреев И. М., Трубицын Н. В., Коваль З. М. Устройство для измерения твердости почвы. // Патент на полезную модель RU 78574 U1, 27.11.2008. Заявка № 2008129960/22 от 21.07.2008.
11. Савельев В. А. Устройство для определения твердости почвы. // Патент на изобретение RU 2394240 С1, 10.07.2010. Заявка № 2008144264/12 от 07.11.2008.

АВТОРЛОР ТУУРАЛУУ МААЛЫМАТТАР

Анохин Анатолий Васильевич – КР УИАнын Машина таануу жана автоматика институтунун лаборатория башчысы, т.и.к., улук илимий кызматкер, Бишкек ш., Скрябин көч., 23, тел.: + (996 312) 56-84-04, anochin_anatoli@mail.ru

Аширалиев Абдиумаматкадыр – Б. Осмонов атындагы Жалал-Абад мамлекеттик университетинин “Электр энергетикасы жана механика” кафедрасынын профессору, техникалык илимдердин доктору. Жалал-Абад ш., Жеңижок к., 1/23, e-mail: kadytmamat@mail.ru

Баялиев Алтынбек Жакыпбекович – Н. Исанов атындагы Кыргыз Мамлекеттик курулуш транспорт жана архитектура университети, Механика кафедрасынын башчысы техника илимдеринин кандидаты доцент, Бишкек ш., Малдыбаев көч., 34 б., e-mail: bayaliev@bk.ru

Безруков Анатолий Владимирович – ФГБОУ ВО “Н. П. Огарева атындагы Улуттук изилдөө мордов мамлекеттик университети”, механика жана энергетика институту, техника илимдеринин кандидаты, доцент, тел.: +78342254405, e-mail: bezrukow157@yandex.ru

Бузурманкулов Нурдин – КР УИАнын машина таануу жана автоматика Институтунун Таш казып алуучу комплекстер лабораториясынын кенже илимий кызматкери, Бишкек ш., Скрябин к., 23., тел.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

Васильев Валентин Борисович – КР УИАнын Машина таануу жана автоматика Институтунун жетектөөчү илимий кызматкери, т.и.к., улук илимий кызматкер, Бишкек ш., Скрябин көч., 23. тел.: + (996 312) 56-84-04, e-mail: VasVal@mail.ru

Волоскова Ирина Серафимовна – Кыргыз - Россия Славян университетинин басмасынын редакциялык бөлүмүнүн башчысы, техника илимдеринин кандидаты, Бишкек ш., Киев көч., 44, тел.: + (996 312) 66 41 22, моб. (996 555) 30 15 59, e-mail: vise2004@mail.ru

Джуматаев Мурат Садырбекович – КР УИАнын Машина таануу жана автоматика Институтунун лаборатория башчысы, техника илимдеринин доктору, профессор, Бишкек ш., Чүй пр., 265-а, e-mail: djumataev1@rambler.ru

Дыйканбаева Урпия Маматкадыровна – И. Раззаков атындагы Кыргыз мамлекеттик техникалык университетинин

машина куруу кафедрасынын ага окутуучусу, Бишкек, Ахунбаева көч., 175 а, тел.: + (996 312) 54-51-47, e-mail: urpia71@mail.ru

Еремянц Виктор Эдуардович – техника илимдеринин доктору, профессор, КР УИАнын Машина куруу жана автоматика институту, Инновациялар жана жаңы технологиялар бөлүмү, башкы илимий кызматкери, e-mail: eremjants@inbox.ru.

Лысенков Владислав Олегович – ФГБОУ ВО Улуттук изилдөө мордов мамлекеттик университети, Механика жана энергетика институту, бакалавр, тел.: +79022330129, e-mail: vladddd34@mail.ru.

Мамасаидов Мухамеджан Ташалиевич – КУИА Туштук бөлүмүн Табигый ресурстар институтунун башкы илимий кызматкери, техника илимдеринин доктору, профессор, академик, Ош шаары, Каримов көчөсү, 31. Кыргыз-Өзбек эл аралык университетинин “Табигый таш” илим-изилдөө борборунун директору, Ош ш., Г. Айтиева көчөсү, 25., тел.: + (996 3222) 7-05-33, e-mail: cru_2011@rambler.ru

Мурашова Светлана Федоровна – КР УИАнын Машина таануу жана автоматика институтунун илимий кызматкери, Бишкек ш., Скрябин к. 23, тел.: + (996 312) 56-84-04, e-mail: msf1964@mail.ru.

Наумкин Николай Иванович – ФГБОУ ВО “Н. П. Огарева атындагы Улуттук изилдөө мордов мамлекеттик университети”, механика жана энергетика институту, педагогика илимдеринин доктору, техника илимдеринин кандидаты, профессор, naumn@yandex.ru, +78342254405.

Рагрин Николай Алексеевич – техника илимдеринин доктору, профессор, Б. Н. Ельцин атындагы Кыргыз - Орус Славян университетинин Прибор куруу кафедрасынын башчысы. Үй дареги: Бишкек ш., Көк Жар кичи району, 9, 12-кв. e-mail: n_ragrin@mail.ru

Райымбабаев Талай Омурбекович – КР УИАнын Машина таануу жана автоматика институтунун илимий кызматкери, Бишкек ш., Скрябин к., 23., тел.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: taalay_88_88@mail.ru

Сабырбеков Нурали Таалайбекович – И. Раззакова атындагы КМТУнун магистранты.

Телтаев Нурлан Жанышбекович – магистрант, тоо-кен машиналары жана электромеханика кафедрасы, И. Раззаков ат-ы

Кыргыз мамлекеттик техникалык университети, У. Асаналиев ат-ы
Кыргыз тоо-металлургия институту, тел.: +(996 708) 00-15-59,
e-mail: saran-90@mail.ru

Умаров Зухрогон Мирзотурович – техника илимдеринин
кандидаты, М. Осими атындагы Тажик университетинин
Политехникалык институтунун Жеңил өнөр жай жана текстиль
өндүрүшүнүн технологиясы кафедрасынын ага окутуучусу, тел.:
+992928030063, e-mail: zukhrokhon.umarova@mail.ru

Усубалиев Женишбек – КР УИАнын Машина таануу жана
автоматика институтунун лабораториясынын башкы илимий
кызматкери, т.и.к., профессор, Бишкек ш., Скрябин к., 23. тел.:
+(996 312) 54-97-51, e-mail: jenishbek_us@mail.ru.

Эликбаев Канатбек Токтобаевич – КР УИАнын Машина
таануу жана автоматика институтунун лаборатория башчысы,
техника илимдеринин кандидаты, Бишкек ш., Скрябин к., 23. тел.:
+(996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Анохин Анатолий Васильевич – заведующий лабораторией
Института машиноведения и автоматки НАН КР, кандидат
технических наук, ст. науч. сотрудник, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23,
тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru

Аширралиев Абдидумаматкадыр – профессор кафедры
“Электро энергетика и механика” Жалал-Абадского
государственного университета им. Б. Осмонова, доктор технических
наук, профессор ЖАГУ, г. Жалал-Абад, ул. Жеңижок, 1/23, e-mail:
kadyrmamat@mail.ru

Баялиев Алтынбек Жакыпбекович – заведующий кафедрой
«Механика» Кыргызского государственного университета
строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, кандидат
технических наук, старший научный сотрудник, г. Бишкек, ул.
Малдыбаева, 34 б., e-mail: bayaliev@bk.ru

Безруков Анатолий Владимирович – ФГБОУ ВО
«Национальный исследовательский Мордовский государственный
университет им. Н. П. Огарева», Институт механики и энергетика,
кандидат технических наук, доцент, тел.: +78342254405, e-mail:
bezrukow157@yandex.ru

Бузурманкулов Нурдин – м.н.с лаборатории Камнедобывающих
комплексов ИМА НАН КР, г. Бишкек, ул. Скрябина 23, тел.: + (996 312)
54-97-51. e-mail: kdk_318@mail.ru

Васильев Валентин Борисович – ведущий научный сотрудник
лаборатории Института машиноведения и автоматки НАН КР,
кандидат технических наук, стар. науч. сотрудник, г. Бишкек, ул.
Скрябина 23, тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: VacBal@mail.ru

Волоскова Ирина Серафимовна – заведующая редакционным
отделом Издательства Кыргызско-Российского Славянского
университета, кандидат технических наук, г. Бишкек, ул. Киевская,
44, тел.: + (996 312) 66 41 22, моб. + (996 555) 30 15 59, e-mail:
vise2004@mail.ru

Джуматаев Мурат Садырбекович – заведующий
лабораторией ИМА НАН КР, доктор технических наук, профессор,
г. Бишкек, пр. Чүй, 265-а, e-mail: djumataev1@rambler.ru

Дыйканбаева Урпия Маматкадыровна – старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения» Кыргызского Государственного технического университета им. И. Раззакова, г. Бишкек, ул. Ахунбаева 175а, тел.: +(996 312) 54-51-47. e-mail: urpia71@mail.ru

Еремьянц Виктор Эдуардович – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник отдела Инноваций и новых технологий Института машиноведения и автоматики НАН КР, e-mail: egermjants@inbox.ru

Лысенков Владислав Олегович – ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева», Институт механики и энергетики, тел.: + 79022330129 бакалавр, e-mail: vladdddd34@mail.ru

Мамасаидов Мухамеджан Ташалиевич – главный научный сотрудник Института природных ресурсов Южного отделения НАН КР, доктор технических наук, профессор, академик, г. Ош, ул. Каримова, 31. Директор НИЦ «Природный камень» Кыргызо-Узбекского международного университета, г. Ош, ул. Г. Айтиева, 25, тел.: + (996 3222) 7-05-33, e-mail: cru_2011@rambler.ru

Мурашова Светлана Федоровна – научный сотрудник Института машиноведения и автоматики НАН КР, г. Бишкек ул. Скрябина 23, тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: msf1964@mail.ru

Наумкин Николай Иванович – ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева», Институт механики и энергетики, доктор педагогических наук, кандидат технических наук, профессор, тел.: +78342254405, e-mail: naumn@yandex.ru

Рагрин Николай Алексеевич – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Приборостроение» Кыргызско-Российский Славянский университет имени Б. Н. Ельцина. Домашний адрес: г. Бишкек, микрорайон Кок Жар, д.9, кв.12, e-mail: n_ragrin@mail.ru

Райымбабаев Талай Омурбекович – научный сотрудник Института машиноведения и автоматики НАН КР, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: taalay_88_88@mail.ru

Сабырбеков Нурали Таалайбекович – магистрант КГТУ им. И. Раззакова

Телтаев Нурлан Жанышбекович – магистрант, кафедра: Горные машины и электромеханика, Кыргызский Горно-металлургический институт им. У. Асаналиева при Кыргызском государственном техническом университете им. И. Раззакова, тел.: + (996 708) 00-15-59, e-mail: saran-90@mail.ru

Умарова Зухрохон Мирзотуробовна – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры Технология легкой промышленности и текстиля Политехнического института Таджикского технического Университета имени М. Осими, тел.: +992928030063, e-mail: zukhrokhon.umarova@mail.ru

Усубалиев Женишбек – главный научный сотрудник лаборатории Института машиноведения и автоматики НАН КР, к.т.н., профессор. e-mail: jenishbek_us@mail.ru

Эликбаев Канатбек Токтобаевич – заведующий лабораторией Института машиноведения и автоматики НАН КР, к.т.н., г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Anokhin Anatoly Vasilievich – Head of Laboratory of the Institute of Mechanical Engineering and Automation, drilling machines of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, PhD, senior researcher, Street, Bishkek. Skryabin, 23, tel.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru

Ashiraliyev Abdumamatkadyr – Professor of the Department of Electrical Power Engineering and Mechanics of Jalal-Abad State University, Doctor of Technical Sciences, Professor JASU, Jalal-Abad, Jengjok 1/23, e-mail: kadyrmamat@mail.ru

Bayaliyev Altynbek Jakypbekovich – Head of the Department «Mechanics» Information systems and technologies» Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture n.a. N. Isanov, candidate of technical Sciences, Senior Research associate, Maldybaeva street, 34 b, e-mail: bayaliyev@bk.ru

Bezrukov Anatoly Vladimirovich – Ogarev National Research Mordovian State University, Institute of mechanics and power engineering, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, bezrukow157@yandex.ru, +78342254405

Buzurmankulov Nurdin – junior researcher of the Laboratory of Stone Mining Complexes of the Institute of Mechanical Engineering and Automation of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, st. Scriabin, 23, tel.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

Vasiliev Valentin Borisovich – leading researcher of the laboratory of "Drilling machinery" of the Institute of engineering and automatics NAS KR, doctor of technical Sciences, senior researcher, Bishkek, St. Scriabin 23, tel.: + (996 312) 56-84-04, e-mail: BacBal@mail.ru

Voloskova Irina Serafimovna – Head of the Editorial Department of the Publishing House of the Kyrgyz-Russian Slavic University, candidate of technical sciences, Bishkek, st. Kyiv, 44, tel.: + (996 312) 66 41 22, mob.: (996 555) 30 15 59, e-mail: vise2004@mail.ru

Dzhumataev Murat Sadyrbekovich – Head of Laboratory of Machinery researching and Automatics Institute of the National academy of science of the Kyrgyz Republic, Doctor of technical sciences, Professor, Bishkek City, Chuy street, 256, e-mail: djumataev1@rambler.ru

Dyikanbaeva Urpiiya Mamatkadyrovna – Senior Lecturer of the Department of Mechanical Engineering Technology, Kyrgyz State Technical University named after. I. Razzakova, Bishkek, st. Akhunbaeva 175a, tel.: + (996 312) 54-51-47, e-mail: urpia71@mail.ru

Yeremyants Victor Eduardovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher of the Department of Innovation and New Technologies of the Institute of Mechanical Engineering and Automation of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, e-mail: eremyants@inbox.ru

Lysenkov Vladislav Olegovich – Ogarev National Research Mordovian State University, Institute of mechanics and power engineering, bachelor, tel.: +79022330129, e-mail: vladddd34@mail.ru

Mamasaidov Mukhamedjan Tashalievich – chief scientific officer of the Institute of Natural Resources of the Southern Branch of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, doctor of technical sciences, professor, academician, Osh city, str. Karimova, 31. Director of SIC "Natural Stone" of the Kyrgyz-Uzbek International University, Osh city, str. G.Aitiev, 25, tel.: +(996 3222) 7-05-33, e-mail: cpu_2011@rambler.ru

Murashova Svetlana Fedorovna – Researcher, Institute of Engineering and Automation, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, ul. Scriabin 23, tel.: + (996 312) 56-84-04, e-mail: msf1964@mail.ru

Naumkin Nikolai Ivanovich – Ogarev National Research Mordovian State University, Institute of mechanics and power engineering, Doctor of Pedagogical Sciences, Candidate of Technical Sciences, Professor, tel.: + 78342254405, e-mail: naumn@yandex.ru

Ragrin Nikolay Alekseevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Instrument Engineering, Kyrgyz-Russian Slavic University named after B. N. Yeltsin. Home address: Bishkek, Kok Zhar microdistrict, 9, apt. 12, e-mail: n_ragrin@mail.ru

Raiymbabaev Talai Omurbekovich – research assistant of laboratory of machinery researching and automatics Institute of National academy of sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23, Scriabin str, tel.: + (996 312) 54-97-51, e-mail: taalay_88_88@mail.ru

Sabyrbekov Nurali Taalaybekovich – undergraduate of KSTU named after I. Razzakova

Teltaev Nurlan Janyshbekovich – undergraduate of the group of technological machinery and equipment, Department: Mining Electromechanics, Kyrgyz State Mining University named after Academician U. Asanaliev Tel.: + (996 708) 00-15-59. e-mail: saran-90@mail.ru

Umarova Zukhrokhon Mirzoturobovna – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department of Technology of Light Industry and Textiles of the Polytechnic Institute of the Tajik Technical University named after M. Osimi, tel.: +992928030063, e-mail: zukhrokhon.umarova@mail.ru

Usubaliev Zhenishbek – leading researcher of the laboratory of Stone mining complexes of the Institute of machine science and automation of the National academy of sciences of the Kyrgyz Republic, candidate of technical sciences, professor, e-mail: jenishbek_us@mail.ru

Elikbayev Kanatbek Toktobayevich – Head of Laboratory of Machinery researching and Automatics Institute of National academy of sciences of the KR, candidate of technical Sciences, 23 Scriabin st., Bishkek, tel.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru.

ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ В ЖУРНАЛЕ «МАШИНОВЕДЕНИЕ»

Уважаемые коллеги! Обращаем ваше внимание: редколлегия сборника оставляет за собой право не включать в сборник статьи, не соответствующие требованиям (в том числе к объёму текста, к оформлению таблиц и иллюстраций).

Язык публикации статьи	Русский, кыргызский, английский
Общий объем статьи	Объем статьи – до 20 000 знаков с пробелами. При этом объем статьи в листах А4: от 5 до 8 страниц вместе с аннотацией. Оформление: шрифт – Times New Roman, размер шрифта 12 кегль, обычный интервал между буквами; поля – 2 см со всех сторон; выравнивание текста – по ширине; автоматическая расстановка переносов; все латинские и греческие буквы в тексте, формулах (кроме индексов) и таблицах – курсив; цифры, скобки, функции — прямые
УДК	Перед заглавием статьи проставляется код УДК в верхнем левом углу первой страницы
Название статьи	Приводится <i>на кыргызском, русском и английском языках</i> . Название статьи должно быть набрано строчными буквами, 14 кегль, полужирным шрифтом по левому краю. Обратите внимание, что в конце заголовка точка не ставится!
Авторы. Межстрочный интервал 1	Приводится <i>на русском и английском языках</i> . После названия научной статьи указывается: ФИО каждого автора: сначала указываются инициалы, после них – фамилия, например: <i>И.И. Иванов</i> . Шрифт – курсив, выравнивание слева
Аннотация. Межстрочный интервал 1	Приводится <i>на кыргызском, русском и английском языках</i> . По требованию НАК КР – не менее 100 слов. Текст <i>не должен</i> быть разделен на абзацы. В аннотации не допускается цитирование. Аббревиатуры должны быть расшифрованы. Шрифт – курсив, размер шрифта – 11 пт.

	Межстрочный интервал – 1. Форматирование выравниванием по ширине страницы
Ключевые слова <i>Межстрочный интервал 1</i>	Приводятся на <i>кыргызском, русском и английском языках</i> . Ключевые слова (5 – 8 слов) или словосочетания отделяются друг от друга точкой с запятой. Шрифт – курсив, размер шрифта – 11 пт.
Требования к содержанию статьи и ее оформлению. <i>Межстрочный интервал 1,2</i>	После ключевых слов нужно представить текст самой статьи. Текст может разбиваться на подглавы или придерживаться следующей логической структуры при написании: введение, методика, основная часть, выводы, литература. Статья оформляется только в текстовом редакторе Microsoft Office. Размер шрифта и интервал между строками должен быть одинаковым по всему тексту. Абзацы («красная строка») – 1 см, должны выставляться автоматически, а не с помощью клавиши “пробел”. Наличие двойных или тройных пробелов не допустимо. При первом употреблении аббревиатур обязательно указывать их расшифровку. В рукописи должны применяться единицы Международной системы СИ
Требования к таблицам, рисункам и формулам. <i>Межстрочный интервал 1</i>	Таблицы в тексте должны быть выполнены в редакторе Microsoft Word (не отсканированные и не в виде рисунка). Каждая таблица снабжается заголовком и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на нее. Название таблицы приводится <i>над таблицей слева</i> с выравниванием по ширине. <i>Например:</i> Таблица 1 – Параметры режима резания Текст в таблицах – интервал одинарный, шрифт Times New Roman, размер шрифта 11 пт. Все составляющие формул должны быть оформлены в макросе MathType (программа Word) Рисунки должны допускать перемещение в тексте и возможность изменения размеров. Каждый рисунок снабжается надписью и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на него.

	Форматирование названия и номера рисунка – шрифт обычный, Times New Roman, размер -11 пт, <i>выравнивание по центру</i> , интервал – одинарный. <i>Например:</i> Рисунок 1 – Зависимость твердости обработанной поверхности от скорости резания Графические рисунки должны быть хорошего качества. Если есть надписи, то текст должен отображаться четко. Фотографии должны быть с разрешением минимум 300 dpi (предпочтительно 1200 dpi). Формат рисунков и фотографий – Gif, Jpeg. Количество рисунков – не более 3, формул – не более 10 (если формул больше, то стоимость публикации увеличится). Количество таблиц не ограничено. Обратите внимание, что в конце названия таблицы и рисунка точка не ставится!
Нумерация страниц и колонтитулы	Не используйте колонтитулы. Нумерация страниц производится внизу справа, начиная с 1-й страницы
Требования к источникам, используемым в статье. Оформление ссылок и списка литературы	При заимствовании материала из других источников ссылка на эти источники обязательна. Ссылки в тексте оформляются квадратными скобками. Источники указываются в порядке цитирования в тексте. На все источники из списка литературы должны быть ссылки в тексте. Список литературы оформляется по ГОСТ 7.05-2008. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления
Сведения об авторе(ах)	Приводится на <i>кыргызском, русском и английском языках</i> . Рукопись должна быть подписана авторами с указанием обязательно – фамилия, имя, отчество (при наличии) всех авторов полностью; – полное название организации – место работы каждого автора в именительном падеже, страна, город. Если все авторы статьи работают в одном учреждении, можно не указывать место работы каждого автора

	<p>отдельно;</p> <ul style="list-style-type: none"> - адрес электронной почты для каждого автора; - почтовый адрес и номер телефона для контактов с авторами статьи (можно один на всех авторов). <p>опционально</p> <ul style="list-style-type: none"> - должность, звание, ученая степень; другая информация об авторах
Условия публикации	<p>Все статьи обязательно подлежат редакции (научной и технической).</p> <p>В конце рукопись подписывается научным редактором.</p> <p>Редакционная комиссия сборника материалов конференции оставляет за собой право отказать в публикации авторам статей, не соответствующих уровню журнала.</p> <p>Публикация оплачивается организацией, представившей статью, или автором.</p> <p>Стоимость одной страницы формата А4 составляет 150 сомов</p>

Наименования всех направляемых авторами файлов должны иметь следующие форматы:

«фамилия, и.о. автора статьи, статья.docx»;

«фамилия, и.о. автора статьи, авт. заявление.pdf»;

«фамилия, и.о. автора статьи, рецензия.pdf».

Статьи представляются в формате *.docx.

При онлайн-регистрации разрешается прикреплять **ТОЛЬКО** архивированные файлы в формате .zip и .rar.

Авторское заявление, рецензия и другие материалы представляются в электронном виде *.pdf, после принятия к опубликованию – в бумажном виде (распечатка в 2 экземплярах на лазерном принтере с разрешением минимум 600 dpi).

Файлы направляйте по адресу: machinery.kg@gmail.ru

МАШИНОВЕДЕНИЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

17

Подписано в печать 01.08.2023 г.
Формат 60x84 1/8. Печать офсетная.
Объем 20,34 п.л. Тираж 100 экз.

