



Кыргыз Республикасынын Улуттук
илимдер академиясынын

Машина таануу, Автоматика жана
Геомеханика институту

ISSN 1694-7657

МАШИНА ТААНУУ

ИЛИМИЙ -ТЕХНИКАЛЫК ЖУРНАЛ

№ 1 (21)

Бишкек 2025

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;
Абдрамиев 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.;
Аширалиев А., техн. илим. д-ру, проф.;
Давлатов У.Р., техн. илим. д-ру, проф., КР УИА корр.-мүчөсү;
Еремьянц 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., д-р. пед. наук, техн. илим. канд, проф.;
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.;
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 билдириүүлөрдү жарыялайт:

Механика:

Суюктуктардын жана газдардын механикасы
Майышуучу катуу дene тулку механикасы
Механизмдердин жана машиналардын назарияты
Механикалык системалардын термелүүлөр

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 кыймызынын коопсуздугу жана уюштуруу.

Редактор Комарова Е.В.

Компьютердик калыптоо: Конурбекова Л.Т.

КР УИА МАГИ басмасы

Редакция дареги:

Бишкек, 720055, Скрябин к., 23, КР УИА МАГИ

Тел. 54 11 13

E-mail: machinery.kg@gmail.com

© КР УИА МАГИ



Национальная академия наук
Кыргызской Республики

Институт машиноведения,
автоматики и геомеханики

ISSN 1694-7657

МАШИНОВЕДЕНИЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

№ 1 (21)

Бишкек 2025

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
Абдрамиев 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.;;
Мендерекеев Р.А., д-р. техн. наук, проф.;;
Муслимов А.П., д-р. техн. наук, проф.;;
Наумкин 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.;;
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: Конурбекова Л.Т.

Издание ИМАГ НАН КР

Адрес редакции:

Бишкек, 720055, ул. Скрябина, 23, ИМАГ НАН КР

Тел. 54 11 13

E-mail: machinery.kg@gmail.com

© ИМАГ НАН КР



**National Academy of Sciences
Kyrgyz Republic**

**Mechanical Engineering Research,
Automatics and Geomechanics
Institute**

ISSN 1694-7657

MACHINERY RESEARCHING

SCIENTIFIC AND TECHNICAL JOURNAL

Nº 1 (21)

Bishkek 2025

Editorial Board:

Dzhumataev M.S., chief editor, Dr. tech. Sciences, prof., Academician of the NAS of the KR;
Sultanaliев B.S., deputy. chief editor, Dr. tech. sciences;
Abdraimov E.S., Dr. tech. sciences, prof.;
Abidov A.O., Dr. tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Anokhin A.V., Cand. tech. sciences, senior sciences;
Ashiraliев A., Dr. tech. sciences, prof.;
Davlyatov U.R., Dr. tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Elikbaev K.T., Cand. tech. sciences;
Eremyants V.E., Dr. tech. sciences, prof.;
Mamasaidov M.T., Dr. tech. Sciences, prof., Academician of the of the NAS of the KR;
Matkerimov T.Y., Dr. tech. sciences, prof.;
Mendekeev R.A., Dr. tech. sciences, prof.;
Muslimov A.P., Dr. tech. sciences, prof.;
Наумкин Н.И., Dr. ped. Sciences, Cand. tech. sciences, prof.;
Ragrin N.A., Dr. tech. sciences, prof.;
Sadieva A.E., Dr. tech. sciences, prof.;
Sharshembiev Zh.S., Dr. tech. Sciences, Associate Professor;
Uraimov M., Dr. tech. sciences, prof., corresponding member NAS KR;
Usubaliev Zh., Cand. tech. sciences, prof.

Executive Secretary: Kvito 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: Комарова Е.Б.

Computer layout: Konurbekova L.T.

Edition of MERAGI KR NAS

Editorial office address:

Bishkek, 720055, st. Scriabin, 23, MERAGI KR NAS

Tel. 54 11 13

E-mail: machinery.kg@gmail.com

© MERAGI NAS

МАЗМУУНУ

МЕХАНИКА

Еремьянц В. Э.

С. Абдраимовдун ийри муунак-жылгыч сокку механизмдердин
пайда болуу жана өнүгүү тарыхы..... 10

Джусматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Жаров В.Н.

Бөлүнүүчү сыйдым менен өзгөрүлмө структура механизми менен
кол менен уруучу машинанын эксперименталдык изилдөө
стенди..... 22

Абдраимов Э.С., Исманов М.М., Пакирдинов Р.Р., Мамбетов Ж.И.

Курлуу трансмиссиялуу таптоочу машинанын математикалык
модели..... 29

МАШИНА КУРУУ

Джаманбаев М.Дж., Төлөгөнова А. Х., Болотбеков Д. Т.

Жер плотиналарын жууп эсептөө..... 37

**Рахадилов Б.К., Кусаинов Р.К., Бақыт Ж.Ә., Шынарбек А.Б.,
Орманбеков К.Д., Буреши С.И., Мусатаева Н.Е., Кадырболат Н.Е.**

Электролиттик-плазмалык беттик өчүрүүдө структуралык
болотторду катуулатуунун физикалык механизмдерин изилдөө..... 48

Акматов А.Э., Касымбеков Р.А., Осмонов Ы.Дж.

Жалпак матрицалуу гранулятор учун майдалагыч – конвейердин
конструкциясын иштеп чыгуу..... 63

Анохин А.В., Мурашова С.Ф.

Синхрондук мотомдордун туруктуу магнеттери бар машина учун
пайдалануунун негиздеги кош буруу тапкары..... 73

Усубалиев Ж., Султаналиев Б.С., Эликбаев К.Т, Кынатбекова Н.Н.

Жогорку ийинкүчтүү гидравликалык кыймылдаткычтын жаңы
түзүлүшү жана анын мүнөздөмөлөрү..... 84

Айтұганов Б.Ш.

Үрөндөрдү тондоодо бириктируүчү суюктуктун адгезисы..... 94

Султаналиев Б.С., Абсаматов Э.Н.

Желургучтар менен жардыруучу күяларды бургулоо боюнча
хронометриялык байкоолор жана эксперименталдык 102

Авторлор тууралуу маалыматтар 115

СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА

Еремьянц В. Э.

История возникновения и развития кривошипно-коромысловых
ударных механизмов С. Абдраимова..... 10

Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Жаров В.Н.

Стенд для экспериментальных исследований ручной ударной
машины с механизмом переменной структуры с разделяющимся
ползуном..... 22

Абдраимов Э.С., Исманов М.М., Пакирдинов Р.Р., Мамбетов Ж.И.

Математическая модель ручной трамбовки с клиноременной
трансмиссией..... 29

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Джаманбаев М.Дж., Толгогонова А. Х., Болотбеков Д. Т.

Расчет размыва грунтовых плотин..... 37

Рахадилов Б.К., Кусаинов Р.К., Бақыт Ж.Ә., Шынарбек А.Б.,

Орманбеков К.Д., Буреи С.И., Мусатаева Н.Е., Кадырболат Н.Е.

Исследование физических механизмов упрочнения конструкцион-
ных сталей при электролитно-плазменной поверхностной
закалке..... 48

Акматов А.Э., Касымбеков Р.А., Осмонов Ы.Дж.

Разработка конструкции измельчителя – транспортера для плоско-
матричного гранулятора..... 63

Анохин А.В., Мурашова С.Ф.

Обоснование применения синхронных двигателей с постоянными
магнитами для станка с двойной буровой колонной..... 73

Усубалиев Ж., Султаналиев Б.С., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н.

Новая конструкция высокомоментного гидравлического двигателя и
его характеристики..... 84

Айтуганов Б.Ш.

Адгезия связующей жидкости при дражировании семян..... 94

Султаналиев Б.С., Абсаматов Э.Н.

Хронометражные наблюдения и экспериментальные исследования
бурения взрывных скважин с применением погружных
пневмоударников..... 102

Сведения об авторах 118

CONTENTS

MECHANICS

Eremyants V. E.

- History of the origination and development of crank-rocker im-pact mechanisms by S. Abdraimov..... 10

Dzhumatayev M. S., Karimbaev T.T., Zharov V.N.

- A stand for experimental studies of a hand impact machine with a variable structure mechanism with a split slider..... 22

Abdraimov E.S., Ismanov M.M., Pakirdinov R.R., Mambetov Zh.I.

- Mathematical model of manual rammer with v-belt transmission..... 29

MECHANICAL ENGINEERING

Dzhamanbayev M.J., Tologenov A. H., Bolotbekov D. T

- Calculation of the erosion of groundwater dams..... 37

Rakhadilov B.K., Kusainov R.K., Zh.Ә. Bakyt, A.B. Shynarbek,

Ormanbekov K.D., Buresh S.I., Musataeva N.E., Kadyrbolat N.E.

- Study of physical mechanisms of strengthening of structural steels during electrolytic-plasma surface hardening..... 48

Akmator A.E., Kasymbekov R.A., Osmonov Y.J.

- Development of a shredder – conveyor design for a flat – matrix granulator..... 63

Anokhin A.V., Murashova S.F.

- Justification of the use of synchronous motors with permanent magnets for a machine with double drill string..... 73

Usubaliev Zh., Sultanaliев B.S., Elikbayev K.T., Kynatbekova N.N.

- New design of high-torque hydraulic motor and its characteristics..... 84

Aituganov B.Sh.

- Adhesion of the binding fluid during seed coating..... 94

Sultanaliев B.S., Absamatov E.N.

- Chronometry observations and experimental studies of drilling blast wells using submersible air hammers..... 102

Information about the authors..... 122

В.Э. Еремьянц

УДК.531.8, 621.01

**С. АБДРАИМОВДУН ИЙРИ МУУНАК-ЖЫЛГЫЧ СОККУ
МЕХАНИЗМДЕРДИН ПАЙДА БОЛУУ ЖАНА ӨНҮГҮҮ
ТАРЫХЫ**

**ИСТОРИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И РАЗВИТИЯ
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ
МЕХАНИЗМОВ С. АБДРАИМОВА**

**HISTORY OF THE ORIGINATION AND DEVELOPMENT OF
CRANK-ROCKER IMPACT MECHANISMS BY S. ABDRAIMOV**

В. Э Еремьянц

V. E Eremyants

Бул макала автордун көрүнүктүү илимпөз, ийри муунак-жылгыч сокку механизмдерин түзүү жана изилдөө менен байланышкан багыттын негиздөөчүсү С.Абдраимовдун 80 жылдык мааракесине арналган конференциядагы баяндамасынын материалдарынын негизинде даярдалды. Анда негизден, ийри муунактан, шалкы жана термелгичти камтыгын ийри муунак-жылгыч сокку механизмдерин түзүү назариятынын өнүгүүсү жана иш жузүнөн келип чыгуу тарыхы берилген. Узундуктарынын ар кандай катышы бар мындаи механизмдердин уч түрү бар: эң чоң шалкы, эң чоң негизи жана эң термелгич менен. Бул механизмдердин бардыгы автордук күбөлүктөр жана ойлоп табууга чет өлкөлүк патенттер менен корголгон. Азыркы учурда сокку энергиясы 4 төн 22700 Дж чейин болгон ар кандай максаттар учун ийри муунак-жылгыч сокку машиналардын бүткүл спектри шителип чыкты жана иш жузүндө колдонулду.

Данная статья написана по материалам доклада автора на конференции, посвященной 80-летию со дня рождения выдающегося ученого, основателя направления, связанного с созданием и исследованием кривошипно-коромысловых ударных механизмов С. Абдраимова. В ней излагается история зарождения и развития теории и практики создания кривошипно-коромысловых ударных механизмов, состоящих из основания, кривошипа, шатуна и коромысла. Существуют три типа таких механизмов с различными соотношениями длин звеньев: с наибольшим шатуном, наибольшим основанием и наибольшим коромыслом. Все эти механизмы защищены авторскими свидетельствами и зарубежными патентами на изобретение. К настоящему времени разработан и использован

на практике целый комплекс кривошипно-коромысловых ударных машин различного назначения с энергией удара от 4 до 22700 Дж.

This article is based on the author's report at a conference dedicated to the 80th anniversary of the birth of the outstanding scientist, founder of the direction associated with the creation and study of crank-rocker impact mechanisms S. Abdraimov. It describes the history of the origin and development of the theory and practice of creating crank-rocker impact mechanisms consisting of a base, a crank, a connecting rod and a rocker. There are three types of such mechanisms with different ratios of link lengths: with the largest connecting rod, the largest base and the largest rocker. All these mechanisms are protected by author's certificates and foreign patents for invention. By now, a whole complex of crank-rocker impact machines for various purposes with impact energy from 4 to 22,700 J has been developed and used in practice.

Түйүн сөздөр: ийри муунак-жылгыч сокку механизмдери; ийри муунак; шалкы; термелгич; үч түр механизмдер; титиреп-соккуч машиналар.

Ключевые слова: кривошипно-коромысловые ударные механизмы; кривошип; шатун; коромысло; три типа механизмов; виброударные машины.

Keywords: crank-rocker impact mechanisms; crank; connecting rod; rocker; three types of mechanisms; various vibroimpact machines.

В августе 1976 г. буровая установка «Луна-24» успешно осуществила бурение скважины диаметром 22 мм и глубиной 2,5 м на поверхности Луны с последующим отбором керна и его доставкой на Землю [1]. Эта установка была оснащена кривошипно-коромысловым ударным механизмом П.М. Алабужева, который в зависимости от усилия подачи автоматически переходил с вращательного режима бурения мягких пород к ударно-вращательному при встрече с породами большой крепости. Схема этого механизма показана на рисунке 1. Он состоял из кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3, бойка 4, хвостовика инструмента 5 и пружины 6.

При бурении мягких пород коромысло совершало качательные движения (рис. 1а), при этом боек оставался на месте, и бурение производилось вращательным способом. С увеличением сопротивления породы хвостовик инструмента перемещал боек, сжимая пружину. При этом коромысло ложилось на постель бойка (рис. 1б), и при дальнейшем вращении кривошипа производился взвод бойка

В.Э. Еремьянц

(рис. 1в). В определенном положении кривошипа происходило заклинивание коромысла (рис. 1г), и боек, разгоняясь под действием пружины, наносил удар по инструменту.

При изготовлении штатного варианта ударного механизма бурового автомата станции «Луна 24» обнаружилось, что кривошипно-коромысловый механизм не захватывает боек при увеличении сопротивления буримой породы. Эту проблему, видимо, интуитивно решил С. Абдраимов, предложив увеличить угол наклона постели бойка, на которую ложится коромысло. И действительно, при небольшом увеличении этого угла механизм заработал нормально.

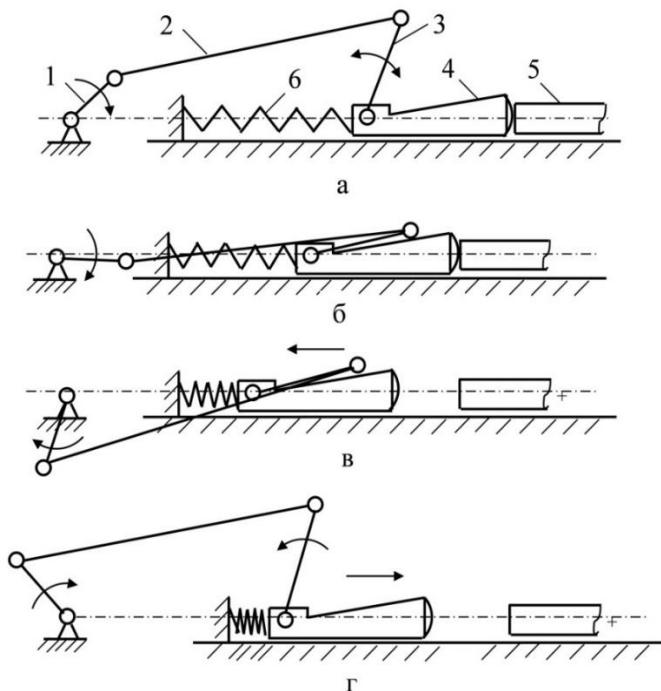
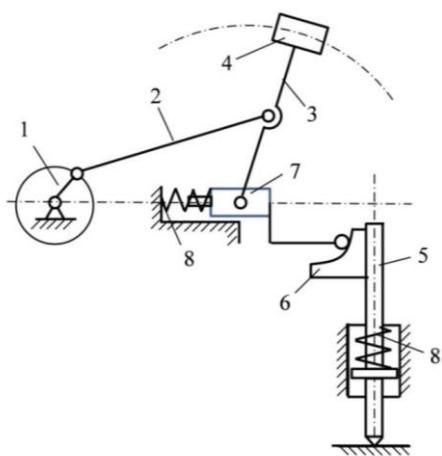


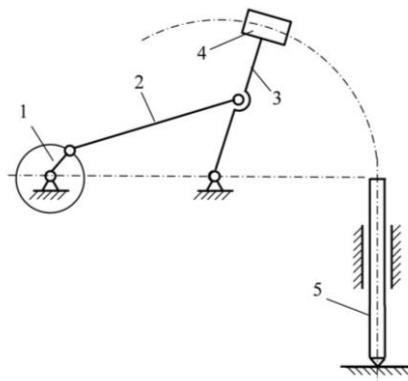
Рисунок 1 – Ударный механизм П.М. Алабужева

Это было связано с тем, что при малом угле наклона постели бойка коромысло ложилось на нее с большой скоростью и, как следствие, отскакивало от нее также с большой скоростью, препятствуя заклиниванию коромысла.



1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 4 – боек, 5 – инструмент, 6 – кулачок, 7 – ползун, 8 – пружина.

Рисунок 2 – Механический молот, включающийся при увеличении сопротивления внедрению инструмента [2]



1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло, 4 – боек, 5 – инструмент.

Рисунок 3 – Кривошипно-коромысловый молот [3]

следствии был разработан целый ряд ударных механизмов.

Основываясь на этом наблюдении, С. Абдраимовым совместно с его руководителями О.Д. Алимовым, В.К. Манжосовым и учеником М.З. Алмаматовым в 1983 г. была предложена схема механического молота, показанная на рисунке 2 [2]. Однако она не была реализована на практике, поскольку теоретически не обеспечивала стабильный режим работы ударного механизма. Его включение производилось при различных углах поворота коромысла, зависящих от сопротивления породы. При этом скорость соударения коромысла с инструментом была непостоянной, что приводило к неустойчивой работе механизма.

Позже С. Абдраимовым и М.С. Джуматаевым была предложена более простая схема кривошипно-коромыслового ударного механизма [3] (рис. 3), на основе которой впо-

Их отличие от предыдущего механизма заключалось в том, что удар коромыслом по инструменту происходил в момент, когда все кинематические пары механизма располагались на одной линии. Это положение звеньев принято называть особым положением. В особом положении скорость коромысла наибольшая.

Условиям, при которых возникают особые положения звеньев, соответствуют три варианта кривошипно-коромысловых ударных механизмов с различными соотношениями длин звеньев: когда наибольшей длиной обладает шатун (рис. 4а), коромысло (рис. 4б) или основание (рис. 4в). Эти схемы защищены патентом СССР на изобретения [3] и Евразийским патентом [4].

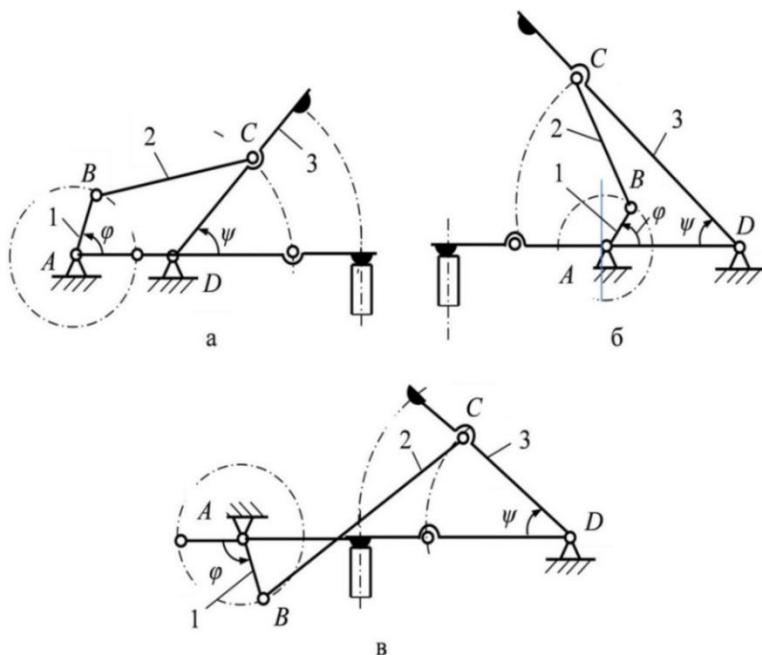


Рисунок 4 – Схемы ударных механизмов с наибольшим шатуном (а), наибольшим коромыслом (б) и наибольшим основанием (в)

Принимая за начало отсчета углов φ и ψ особое положение звеньев, когда все шарниры лежат на одной прямой (рис. 4), и используя описанную выше методику, получим функции положения звена 3 в виде [5, 6]:

для схемы 1 (рис. 4а):

$$\psi = \pi - \operatorname{arctg}(A_1) - \arccos(B_1); \quad (7)$$

для схемы 2 (рис. 4б):

$$\psi = \operatorname{arctg}(A_1) - \arccos(B_1); \quad (8)$$

для схемы 3 (рис. 4в):

$$\psi = -\operatorname{arctg}(A_2) + \arccos(B_2), \quad (9)$$

где $A_1 = \frac{\sin \varphi}{\lambda_0 - \cos \varphi}, \quad B_1 = \frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + d_1}{2\lambda_2 \sqrt{d_1}}, \quad d_1 = 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi,$

$$A_2 = \frac{\sin \varphi}{\lambda_0 + \cos \varphi}, \quad B_2 = \frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + d_2}{2\lambda_3 \sqrt{d_2}}, \quad d_2 = 1 + \lambda_0^2 + 2\lambda_0 \cos \varphi.$$

Передаточные функции первого порядка от кривошипа к коромыслу u_{31} , определяемые как $d\psi/d\varphi$, имеют следующий вид [6]:

для схем 1 и 2

$$u_{31} = \frac{1}{d_1} \left[1 - \lambda_0 + 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \lambda_2(\lambda_0 - 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{(\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0) - \sin^2(\varphi/2)}} \right]. \quad (10)$$

для схемы 3

$$u_{31} = -\frac{1}{d_2} \left[1 + \lambda_0 - 2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) + \frac{[2\lambda_0 \sin^2(\varphi/2) - \lambda_2(\lambda_0 + 1)] \cos(\varphi/2)}{\sqrt{(\lambda_2 \lambda_3 / \lambda_0) - \sin^2(\varphi/2)}} \right]. \quad (11)$$

При использовании этих формул следует иметь в виду, что при работе ударного механизма в каждом цикле его работы аргумент φ изменяется от нуля до 2π . В качестве примера на рисунке 5 представлены графики передаточных функций рассматриваемых механизмов, соответствующие угловым скоростям коромысла.

На рисунке 5 видно, что удар коромыслом по ограничителю происходит в момент времени, когда его скорость, а следовательно,

и кинетическая энергия максимальные. В работе [6] отмечается, что «...это обстоятельство, а также возможность отскока коромысла после удара без нарушения кинематических связей звеньев и послужили основанием для создания таких схем кривошипно-коромысловых ударных механизмов».

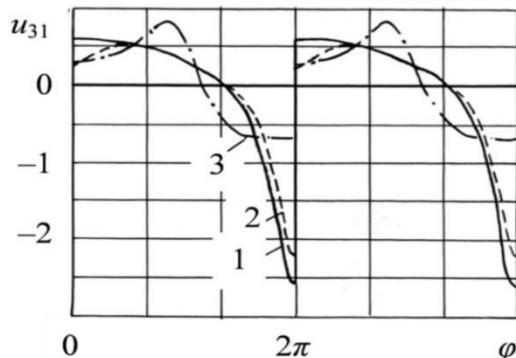


Рисунок 5 – Передаточные функции кривошипно-коромысловых ударных механизмов первого порядка при наличии ограничителя хода коромысла: 1 – с наибольшим шатуном, 2 – с наибольшим коромыслом, 3 – с наибольшим основанием [6]: **1** – $\lambda_2 = 4, \lambda_3 = 3, \lambda_0 = 2$; **2** – $\lambda_2 = 3, \lambda_3 = 4, \lambda_0 = 2$; **3** – $\lambda_2 = 3, \lambda_3 = 2, \lambda_0 = 4$

На рисунке 5 видно также, что графики передаточных функций механизмов с наибольшим шатуном и наибольшим коромыслом, в то время как график передаточной функции механизма с наибольшим основанием существенно другой. Отношение $R_k = -iz_1(0)/iz_1(2\pi)$ в работе [7] было названо кинематическим коэффициентом восстановления скорости коромысла. В работе [8] показано, что при равенстве кинематического коэффициента восстановления скорости коромысла и физического (Ньютоновского) коэффициента восстановления кривошип ударного механизма, а следовательно, и его привод не чувствует удара.

К настоящему времени наибольшее применение получили кривошипно-коромысловые ударные механизмы с наибольшей длиной шатуна. Это иллюстрируется таблицей 1, в которой приведены параметры и области применения созданных и использованных на

практике кривошипно-коромысловых ударных механизмов с наибольшим шатуном.

Таблица 1 – Реализация схем с наибольшим шатуном на практике

Модель	A, Дж	f, Гц	m, кг	Привод	N, кВт	Примечание
ПРП-7	1	25	1,5	ручной	–	Перфоратор
ПРЭ-9	4	33	5	электр.	0,53	Перфоратор
МРЭ-6	30	23	14	электр.	1,1 – 1,5	Ручной молоток
МОМ-10	55	16	16	электр.	2,0	Отбойный молоток с гибким валом
МРГ-3	55	25	16	гидравл.	4,15	Отбойный молоток
МП-2	55	25	25	гидравл.	4,5	Перфоратор
ВК-1	55	23	40	гидравл.	–	Виброкаток
МТ-1	до 100	6 – 10	80	гидравл.	–	Трамбовка
МО-10	до 100	6 – 10	60	электр.	7,5	Очистка золошлакопроводов
МБ-10	до 100	8	50	электр.	1,5	Очистка угольных бункеров
МО-15	до 150	24	80	электр.	3,6	Отбивка отливок от стояков
МО-100	до 1200	5 – 8	250	гидравл.	7 – 8	Разрушение твердых покрытий и бетонных сооружений

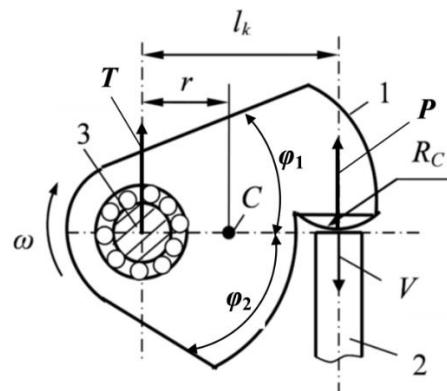
Это ручные перфораторы с энергией удара от 1 до 4 Дж с ручным и электрическим приводом, ручные молотки с энергией удара 30 Дж и более мощные отбойные молотки и перфораторы с энергией удара от 30 до 55 Дж с электрическим и гидравлическим приводом, трамбовки и виброударные машины для очистки внутренних поверхностей золошлакопроводов и угольных бункеров от различных отложений с энергией удара до 100 – 150 Дж (рис. 6) и мощные отбойные молоты с энергией удара до 1200 Дж для разрушения твердых покрытий, бетонных блоков и горных пород, навешивающиеся на манипулятор экскаватора вместо ковша.

Следует отметить, что для кривошипно-коромысловых ударных механизмов Ю.А. Фокиным была разработана конструкция бойка-коромысла специальной формы, показанная на рисунке 7. Впоследствии этот боек получил название «боек Фокина».



Рисунок 6 – Машины для очистки золошлакопроводов
Бишкекской ТЭЦ

Его особенностью является то, что при ударе им по инструменту ударная реакция не передается на ось вращения бойка.



1 – боек-коромысло, 2 – инструмент, 3 – ось вращения бойка.

Рисунок 7 – Боек-коромысло Фокина

Из курса теоретической механики известно, что реакция, действующая на ось вращения тела, к которому приложен удар, определяется по формуле:

$$T = -(1 - mrl_k/J)P, \quad (12)$$

где T – реакция, действующая в шарнире бойка со стойкой, P – усилие в контакте бойка с инструментом, J – момент инерции бойка относительно оси вращения, m – масса бойка, l_k – расстояние от оси вращения бойка до точки соударения бойка с инструментом (длина коромысла), r – расстояние от оси вращения коромысла до центра его масс.

Из соотношения (1) следует, что для того, чтобы реакция в шарнире бойка со стойкой при ударе бойком по инструменту равнялась нулю, необходимо, чтобы центр тяжести бойка-коромысла лежал на линии, соединяющей точку удара с осью вращения бойка на расстоянии от оси вращения равном:

$$r = J/ml_k. \quad (13)$$

Такая форма бойка позволяет изменением углов φ_1 и φ_2 обеспечивать требуемое условие положения центра тяжести.

По схеме с наибольшим коромыслом Иссык-Кульской школой ТММ, возглавляемой К.Ж. Зиялиевым, был создан экспериментальный образец молота ГУИМ-1 с энергией удара 22 кДж. Его испытание показало, что он может эффективно использоваться как самодходная машина для уплотнения грунтов и железнодорожных насыпей.

Все эти механизмы прошли проверку при промышленной эксплуатации на предприятиях республики и доказали свою эффективность.

Как уже отмечалось в начале этого раздела, направление, связанное с зарождением и развитием кривошипно-коромысловых ударных механизмов, возникло при разработке бурильных машин для исследования свойств грунтов на поверхности космических тел.

В работе [8] показано, что кривошипно-коромысловые механизмы С. Абдраимова могут эффективно использоваться в буровых автоматах космических станций, поскольку после соответствующего обучения они позволяют по коэффициенту неравномерности хода

В.Э. Еремьянц

кривошипа определять, каким земным аналогам соответствует бурильная порода.

По результатам создания и исследования кривошипно-коромысловых ударных механизмов С. Абдраимовым и его учениками опубликовано несколько монографий [9–12], десятки статей. Под его руководством по этой теме подготовлено и защищено несколько докторских и кандидатских диссертаций. Поэтому кривошипно-коромысловые ударные механизмы можно по праву называть ударными механизмами Самудина Абдраимова.

Литература

1. Копылов В.Е. Бурение?...Интересно! – М.: Недра, 1981. – 160 с.
2. АС СССР № 581252. Механический молот. Приоритет от 25.02.83 г., авторы: О.Д. Алимов, В.К. Манжосов, С.Абдраимов, М.З. Алмаматов.
3. АС СССР № 1833462. Ударный механизм. Приоритет от 26.03.91 г., авторы: С.Абдраимов, М.С. Джуматаев.
4. Евразийский патент № 000370. Ударные механизмы. Приоритет от 01.04. 98. Патентодержатели: Абдраимов С., Абдраимов Э.С.
5. Еремьянц В.Э. К определению передаточных функций кривошипно-коромысловых ударных механизмов. // Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР. – Вып.2. – Бишкек: Илим, 2000 г. – С.79 – 84.
6. Еремьянц В.Э. Динамика машин. Учебник. Бишкек: Изд. КРСУ, 2019. – 332 с.
7. Фокин Ю.А. Поверхности передаточных отношений и коэффициентов кинематического восстановления скорости. Материалы Международной конференции «Механизмы переменной структуры и виброударные машины». – Бишкек: «Кыргызстан», «Мектеп», 1999 г. – С. 135–144.
8. Еремьянц В.Э. Перспективы использования кривошипно-коромысловых ударных механизмов С. Абдраимова в буровых автоматах-информаторах для космических исследований. // Вестник КРСУ. – 2023. – Т.23. № 12. – С. 79–87.

9. Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Построение механизмов переменной структуры и исследование их динамики. Отв. ред. О.Д. Алимов: АН Кирг. ССР, НИЦ «Импульс». – Фрунзе: Илим, 1990. – 175 с.
10. Абдраимов С., Джуматаев М.С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. – Бишкек: Илим, 1993. – 178 с.
11. Абдраимов С., Турсунов К.Д. Механизмы переменной структуры и переменного класса в кузнечнопрессовых машинах. – Бишкек: Илим, 1993. – 163 с.
12. Абидов А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры – Бишкек: Илим, 2001. – 116 с.
13. Абдраимов Э.С. Структурный синтез плоских механизмов переменной структуры. – Бишкек: Илим, 2001. – 99 с.
14. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырехзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим. 2005. – 195 с.

М.С. Джуматаев, Т.Т. Каримбаев, В.Н. Жаров

УДК 621.01

**БӨЛҮНҮҮЧУ ЖЫЛГЫЧЫ БАР ӨЗГӨРҮЛМӨ
ТҮЗҮЛҮШТӨГҮ МЕХАНИЗМДҮҮ СОККУ КОЛ
МАШИНАНЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛДЫК ИЗИЛДӨӨЧҮ
СЫНАМА**

**СТЕНД ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
РУЧНОЙ УДАРНОЙ МАШИНЫ С МЕХАНИЗМОМ
ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С РАЗДЕЛЯЮЩИМСЯ
ПОЛЗУНОМ**

**A STAND FOR EXPERIMENTAL STUDIES OF A HAND
IMPACT MACHINE WITH A VARIABLE STRUCTURE
MECHANISM WITH A SPLIT SLIDER**

*М.С.Джуматаев, Т.Т.Каримбаев, В.Н.Жаров
M. S. Dzhumataev, T.T. Karimbaev, V.N.Zharov*

Бул макалада бөлүнүүчү жылгычы бар өзгөрүлмө түзүлүштөгү механизмдүү сокку энергиясы 20 Дж болгон уруучу кол машинаны эксперименталдык изилдөө учун сынаманын сүрөттөлүшү берилген. Сынама электр кыймылдаткычтын октолгоочунун айлануу ылдамдыгын, ургучтун абалын жана сокку энергиясын каттоого арналган. Электр кыймылдаткычтын октолгоочунун айлануу ылдамдыгын каттоо осциллографка туташтырылган тахогенератор тарабынан жүргүзүлөт. Соккунун кыймылы көрсөткүчтөрдү компютерге откөрүп берүүчү аттайын сезгич аркылуу, ал эми соккунун энергиясы тензометр аркылуу жазылып, белгилер күчтөткүч аркылуу осциллографка берилет. Сунуш кылынгандыктын жана сокку уруучу машинанын кинематикалык өлчөм мүнөздөмөлөрүн, ошондой эле анын сокку энергиясын эксперименталдык түрдө аныктоого мүмкүндүк берет.

В данной работе приведено описание стенда для экспериментальных исследований ручной ударной машины с механизмом переменной структуры с разделяющимся ползуном с энергией удара 20 Дж. Стенд предназначен для регистрации скорости двигателя, положения бойка и энергии удара. С целью усиления показаний тензодатчиков разработан усилитель на операционных усилителях с питанием от двухполлярного источника постоянного тока. Регистрация скорости вращения вала электродвигателя производится тахогенератором, связанным с осциллогра-

фом, перемещение бойка регистрируется специальным датчиком, передающим показания на компьютер, а энергия удара – тензодатчиками, сигналы которых через усилитель также подаются на осциллограф. Предлагаемый стенд позволит провести экспериментальное определение кинематических параметров двигателя и бойка ударной машины, а также ее энергии удара.

This paper describes a test bench for experimental studies of a manual impact machine with a variable structure mechanism and a separable slider with an impact energy of 20 J. The test bench is designed to record the motor speed, striker position, and impact energy. In order to amplify the readings of the strain gauges, an amplifier based on operational amplifiers powered by a bipolar DC source has been developed. The speed of the electric motor shaft is recorded by a tachogenerator connected to an oscilloscope, the movement of the striker is recorded by a special sensor that transmits readings to a computer, and the impact energy is recorded by strain gauges, whose signals are also fed to the oscilloscope through the amplifier. The proposed test bench will allow experimental determination of the kinematic parameters of the motor and the striker of the impact machine, as well as its impact energy.

Түйүн сөздөр: бөлүнүүчү жылгычы бар өзгөрүлмө түзүлүштөгү механизм; эксперименталдык сынама; ургуч; тензометр; осциллограф; компьютер.

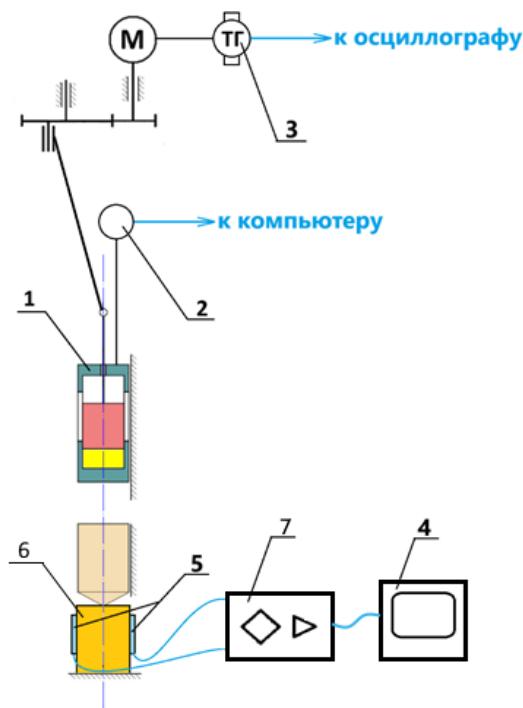
Ключевые слова: механизм переменной структуры с разделяющимся ползуном; экспериментальный стенд; боек; тензодатчик; осциллограф; компьютер.

Keywords: variable structure mechanism with a split slider; experimental stand; firing pin; load cell; oscilloscope; computer.

Специалисты Института машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР ведут работы по созданию ручных ударных машин на основе механизмов переменной структуры с разделяющимся ползуном (МПССрП) [1 – 3]. В данной конструкции ползун кривошипно-ползунного механизма состоит из взаимодействующих друг с другом поводка и бойка. Взаимодействие осуществляется посредством воздушной подушки и имеет сложный характер. Специалистами института была разработана математическая модель, позволившая провести предварительную выборку основных параметров ручной ударной машины с энергией удара 20 Дж. На основе вы-

бранных параметров была разработана конструкция и изготовлен опытный образец ударной машины. Целью данной работы является создание стенда для экспериментальных исследований кинематических параметров входного и выходного звена исполнительного органа машины, а также ее энергии удара для проверки достоверности предложенной математической модели.

На рисунке 1 представлена схема экспериментального стенда.



- 1 – ударная машина, 2 – датчик перемещения, 3 – тахогенератор,
4 – осциллограф, 5 – тензодатчик, 6 – волновод,
7 – преобразователь.

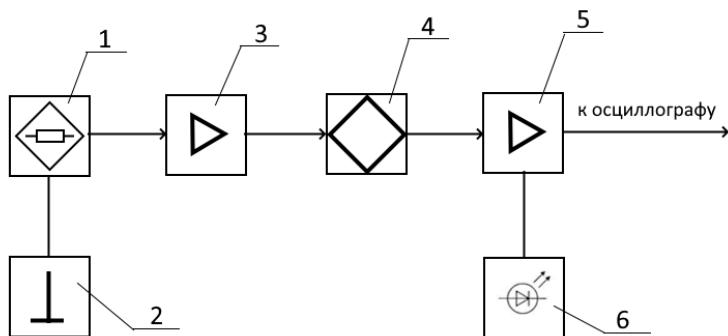
Рисунок 1 – Схема экспериментального стенда

Стенд состоит из ударной машины 1, боек которой связан с датчиком перемещения 2, связанным с компьютером. Скорость двигателя ударной машины регистрируется тахогенератором 3, показа-

ния которого передаются на цифровой осциллограф 4. Ударная волна регистрируется с помощью двух тензодатчиков 5, закрепленных на волноводе 6. Сигнал с тензодатчиков 5 подается на преобразователь 7 и далее подается на осциллограф 4. Учитывая то, что волновод испытывает только продольные деформации, в соответствии с рекомендациями [4] в схеме используются два тензодатчика, наклеенные на противоположные поверхности волновода в продольном направлении. Соблюдается симметрия расположения датчиков относительно оси поперечного сечения волновода. Использование двух тензодатчиков обеспечило:

- в два раза более высокую чувствительность к продольным деформациям;
- нечувствительность схемы к изгибам деформациям образца.

Блок-схема устройства для преобразования показаний тензодатчиков в сигналы, регистрируемые осциллографом, представлена на рисунке 2.



1 – резистивный мост, 2 – устройство балансировки моста,
3 – сдвоенный усилитель моста, 4 – дифференциальный
усилитель, 5 – согласующий усилитель,
6 – устройство индикации.

Рисунок 2 – Блок-схема преобразователя показаний тензодатчиков

Тензодатчики установлены в плечах резистивного моста Уиттона 1. Балансировка моста осуществляется специальным устрой-

ством 2. Сигнал с моста поступает на сдвоенный усилитель напряжения 3, выполненный на высокоскоростном операционном усилителе TL074, который усиливает напряжение разбалансировки моста при измерении параметров тензодатчиков, включённых в мост. Данные усиленного напряжения поступают на дифференциальный усилитель 4, также выполненные на высокоскоростном операционном усилителе TL074, который выполняет функцию по дифференцированию напряжения первого и второго усилителя моста. Усиленный сигнал поступает на согласующий усилитель 5. При отсутствии воздействия на тензодатчики напряжение на выходе дифференциального усилителя должно быть равно нулю, для балансировки и установки в нуль введена дополнительная цепь из регулировочных элементов и устройство индикации 6, выполненное на светодиодах.

Для повышения точности и чувствительности данное устройство питается двухполярным источником питания. Для этого применен преобразователь двухполярного напряжения величиной +12 В и -12 В относительно общего провода.

Тарировка тензодатчиков производится на специальном стенде (рис. 3). На корпусе 1 стенда закреплен волновод 2 с тензодатчиками 3 и 4. Между корпусом 1 и волноводом 2 натянут направляющий трос 5. Ударный элемент 6 из исходного положения при свободном падении наносит удар по волноводу 2 и отскакивает в положение 7. Процесс падения и отскока регистрируется скоростной камерой 8. Сигнал с тензодатчиков 3 и 4 через преобразователь 9 подается на цифровой осциллограф 10.

Тарировка тензодатчиков заключается в регистрации величины отклонения луча осциллографа, вызванного деформацией волновода при падении на него ударного элемента. Ударный элемент массой m на высоте H (рис. 3) имеет потенциальную энергию

$$\Pi = mgH, \quad (1)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

При падении потенциальная энергия ударного элемента преобразуется в его кинетическую энергию, которая при соприкосновении с волноводом преобразуется в энергию удара \mathcal{E} и кинетическую энергию ударного элемента, изменившего направление движения на противоположное. Достигнув максимальной высоты подъема, ударный элемент теряет всю кинетическую энергию, преобразованную в потенциальную энергию, поэтому можно записать:

$$mgH = \mathcal{E} + mgh. \quad (2)$$

Таким образом, энергия удара определяется следующим образом:

$$\mathcal{E} = mg(H - h). \quad (3)$$

Зная массу ударного элемента и значения высот H и h , мы можем из соотношения (3) определить величину энергии удара по волноводу.

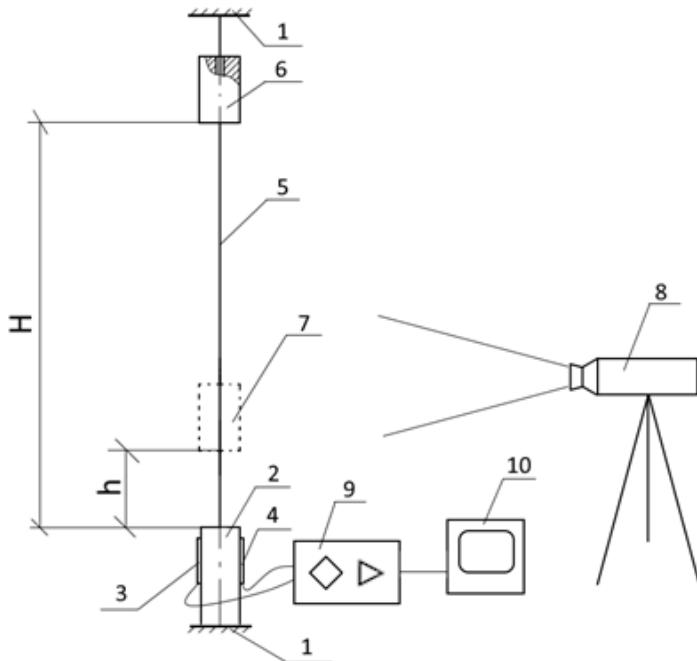


Рисунок 3 – Стенд для тарировки тензодатчиков

Разработанный экспериментальный стенд позволит сопоставить полученные в результате моделирования кинематические параметры звеньев ударной машины с данными, полученными в результате экспериментальных исследований. Совпадение результатов подтвердит правильность теоретических предпосылок, положенных в основу математической модели, и, следовательно, возможность выбора рациональных параметров ударных машин, выполненных по данной схеме с помощью разработанной математической модели.

Литература

1. Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Баялиев А.Ж. Моделирование истечения воздуха из воздушной подушки ударной машины с механизмом переменной структуры. – Известия Кыргызского государственного технического университета им. И.Раззакова. – №1 (41), часть 1. – Бишкек, 2017. – С. 45 – 51.
2. Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Баялиев А.Ж. Анализ влияния длины воздушной камеры на динамические параметры ударной машины с разделяющимся ползуном. – Машиноведение. – Вып.2 (6). - Бишкек, 2017. – С. 29 – 37.
3. Джуматаев М.С., Каримбаев Т.Т., Баялиев А.Ж., Акчалов А.Н. Влияние продолжительности действия воздушной подушки МПСсРП на динамические параметры ударной машины. – Машиноведение. – Вып.2 (12). – Бишкек, 2020. – С. 3 – 9.
4. Мехеда В.А. Тензометрический метод измерения деформаций. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.

УДК 621.01

ШЫНАА КУРЛУУ УЗАТКЫЧТУУ КОЛ ТАПТАГЫЧТЫН МАТЕМАТИКАЛЫК МОДЕЛИ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РУЧНОЙ ТРАМБОВКИ С КЛИНОРЕМЕННОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

MATHEMATICAL MODEL OF MANUAL RAMMER WITH V-BELT TRANSMISSION

Э.С. Абдраимов, М.М. Исланов, Р.Р. Пакирдинов, Ж.И. Мамбетов
E.S. Abdraimov, M.M. Ismanov, R.R. Pakirdinov, Zh.I. Mambetov

Бул макалада шынаа курлуу узаткычтуу кол таптагычтын математикалык үлгүсүн түзүүнүн жол-жобосу талкууланат. Машинанын электр иштөткүч кинематикалык өлөкөтү түзүлгөн. Кыймылдаткычтан, шынаа курлуу узаткычтын жана термелгичтин электр кыймылдаткычтын ок толгоочуна келтирилген шынаа курлуу узаткычтуу таптоочу машинанын математикалык модели иштөлип чыккан. Бул тутумдун парциалдык жыштыктарынын жарым-жартылай тутумдарынын талдоосу динамикалык тутум эки массалуу тутумга чейин кыскартылганын көрсөтөт. Лагранж теңдемесинде кинетикалык энергиянын туюнталарын алмаштырып, кыймылдаткычтын роторунун ок толгоочуна өткөрүлгөн тогоолордун күү ийин күчүн эске алып, механизмдердеги сүрүлүү күчтөрүн эске албай, кол таптагычынын математикалык үлгүсү алынат.

В статье рассматривается порядок составления математической модели ручной трамбовки с клиновременной трансмиссией. Представлена кинематическая схема машины с электрическим приводом. Разработана математическая модель ручной трамбовки, состоящая из двигателя, клиновременной трансмиссии и коромысла, приведенного к валу двигателя. Анализ парциальных систем собственных частот этой системы представляет динамическую систему, упрощенную до двухмассовой системы. Подставляя выражение для кинетической энергии в уравнение Лагранжа и учитывая момент инерции звеньев, приведенных к валу ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получена математическая модель ручной трамбовки.

The article discusses the procedure for compiling a mathematical model of a manual rammer with a V-belt transmission. A kinematic diagram of a machine with an electric drive is presented. A mathematical model of a manual rammer has been developed, consisting of an engine, a V-belt transmission and a rocker arm connected to the engine shaft. Analysis of partial systems of natural

frequencies of this system shows that the dynamic system has been reduced to a two-mass system. Substituting expressions for kinetic energy in the Lagrange equation, taking into account that the moment of inertia of the links brought to the engine rotor shaft, neglecting the friction forces in the mechanisms, a mathematical model of manual ramming is obtained.

Түйүн сөздөр: шынаа курлуу узаткыч; кол таптагыч; машинанын математикалык үлгүсү; кинематикалык сөлөкөт; асинхрондук кыймылдаткыч.

Ключевые слова: клиновременная трансмиссия; ручная трамбовка; кинематическая схема; математическая модель машины; асинхронный двигатель.

Key words: V-belt transmission; manual rammer; kinematic diagram; experimental sample; mathematical model of the machine; asynchronous motor.

В работах [3, 4] рассмотрена математическая модель ударного узла ручных трамбовок с зубчатым зацеплением. В продолжение указанных работ дальнейшим этапом является проведение математического анализа ручной трамбовки с ременной передачей.

Основными параметрами в ручных машинах является энергия и частота ударов, которые характеризируют эффективность работы и могут быть использованы как критерий работоспособности трамбовки.

Для решения поставленной задачи необходимо выполнить следующие расчеты:

1. Разработка математической модели данной машины и оценки основных параметров ударного узла, таких как энергия удара, частота ударов, момент двигателя, предударная угловая скорость кривошипа и т.д.

2. Определение параметров звеньев: двигателя, ведущего шкива, шкив-колеса, установленного на валу кривошипа и коромысла.

Процесс взаимодействия коромысла-бойка с волноводом и передачи энергии в обрабатываемую среду представляет собой отдельную задачу и в данной работе не рассматривается. Нашей целью является математическое моделирование силовой трансмиссии от электродвигателя до коромысла-ударного элемента машины [1, 4, 5].

Исполнительный механизм разрабатываемой ручной трамбовки состоит из асинхронного двигателя 1, зубчатых колес 2,3, кривошипа 4, шатун 5 и коромысла 6.

Для этого на основе кинематической схемы машины (рис. 1) составляется математическая модель, состоящая из двигателя, ведущего шкива, шкив-колеса, установленного на валу кривошипа и коромысла (рис. 2).

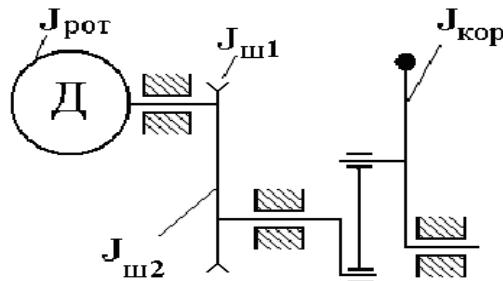


Рисунок 1 – Кинематическая схема ручной трамбовки

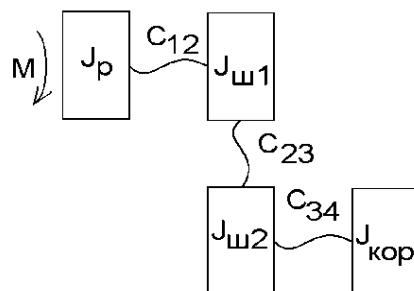


Рисунок 2 – Математическая модель ударного узла машины:

J_p – момент инерции двигателя; $J_{ш1}$ – момент инерции ведущего шкива; $J_{ш2}$ – момент инерции шкив-колеса, установленного на валу кривошипа; $J_{кор}$ – переменный момент инерции коромысла, зависящий от угла поворота кривошипа;

C_{12} – коэффициент жесткости шпонки вала ротора, на котором установлена ведущая шестерня; C_{23} – коэффициент жесткости ременной передачи между шкивом 1 и шкив-колесом 2;

C_{34} – коэффициент жесткости шпонки шкив-колеса;

M – момент двигателя

В математической модели двигатель представлен в виде массы с моментом инерции J_p , равной моменту инерции ротора двигателя, ведущего шкива и шкив-колеса, установленного на валу кривошипа в виде масс с моментами инерции $J_{ш1}$ и $J_{ш2}$ и коромысла ударного механизма массы с моментом инерции $J_{кор}$. Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа. Соединение ведущего шкива с валом двигателя представляется как шпоночные соединения с коэффициентом жесткости C_{12} и ременной передачей между ведущим шкивом и шкивом-колесом как ременное соединение с коэффициентом жесткости C_{23} [5].

С использованием методики расчета, приведенной в работе [2], определяются инерционные моменты ротора двигателя, ременной трансмиссии и коромысла. Так как жесткость этих звеньев намного больше жесткостей остальных звеньев, то они представляются как жесткие массы их с определенными моментами инерции. В таблице 1 приведены инерционные моменты звеньев механизма, коэффициенты жесткости и податливости.

Таблица 1 – Параметры звеньев ударного узла ручной трамбовки

Момент инерции $J \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	J_p	$J_{ш1}$	$J_{ш2}$	$J_{кор}$
	33	31	103	18,94
Жесткость $C \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$	C_{12}	C_{23}	C_{34}	
	7,56	0,6	30,5	

Для упрощения расчета все параметры звеньев ударного узла машины приводятся к валу двигателя (рис. 3)

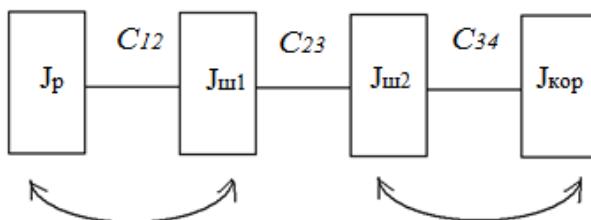


Рисунок 3 – Схема приведения звеньев динамической системы к валу двигателя

Из этой четырехмассовой системы видно, что податливости между 1 и 2 массой, 2 и 4 массой намного больше, чем 2 и 3 массой. Анализ парциальных систем собственных частот этой модели показывает, что динамическая модель можно рассматривать в виде двухмассовой системы, суммируя инерционные массы 1 и 2, 3 и 4 согласно методике, приведенной в работе [2, 3]. В итоге четырехмассовая система упрощается, и образуется двухмассовая система (рис. 4).

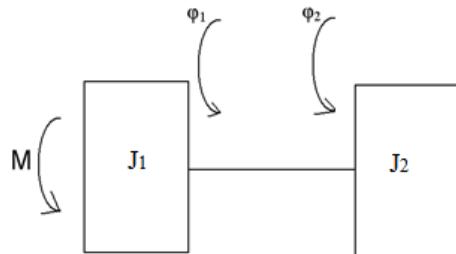


Рисунок 4 – Упрощенная двухмассовая система

Для составления уравнения движения двухмассовой системы использовано уравнение Лагранжа 2- го рода.

Для начала определим кинетическую и потенциальную энергию для данной системы. Предположим, у нас есть две массы J_1 и J_2 , каждая со своим положением x_1 и x_2 , и скоростями $\dot{\phi}_1$ и $\dot{\phi}_2$ соответственно. Подставляя выражение для кинетической энергии в уравнение Лагранжа, учитывая, что момент инерции механизма, приведенный к валу ротора двигателя, является функцией от угла поворота ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получим следующее уравнение движения машины.

Кинетическая энергия T системы будет суммой кинетических энергий обеих масс:

$$T = \frac{J_1(\dot{\phi}_1)^2}{2} + \frac{J_2(\dot{\phi}_2)^2}{2}$$

Потенциальная энергия P зависит от положений масс и, возможно, других внешних сил, например, упругих и гравитационных:

$$\Pi = \Pi(x_1, x_2).$$

Теперь мы можем записать уравнения Лагранжа для этой системы. Двухмассовая модель описывается системой двух дифференциальных уравнений. Уравнения Лагранжа второго рода выглядят следующим образом:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0,$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_\vartheta,$$

где L – функция Лагранжа, φ_2 – обобщенные координаты, а $\dot{\varphi}_2$ – их производные по времени.

Функция Лагранжа L определяется как разность между кинетической и потенциальной энергиями:

$$L = T - \Pi,$$

здесь T – кинетическая энергия и Π – потенциальная энергия.

Теперь можно написать уравнения Лагранжа для этой системы, заменив T и Π в функции Лагранжа:

$$T = \frac{J_1(\dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{J_2(\dot{\varphi}_2)^2}{2},$$

$$\Pi = \frac{C(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2}, \quad \varphi_2 = \varphi_2(\dot{\varphi}_2).$$

Тогда

$$L = \frac{J_1(\dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{J_2(\dot{\varphi}_2)^2}{2} - \frac{C(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2}.$$

Сначала продифференцируем функция Лагранжа по $\dot{\varphi}_2$:

$$1) \quad \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \dot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2}.$$

$$2) \quad \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} (\dot{\varphi}_2)^2 + J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} \right)$$

$$3) \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} (\dot{\varphi}_2)^2 + J_2 \dot{\varphi}_2 \frac{\partial \dot{\varphi}_2}{\partial \varphi_2} + C(\varphi_1 - \varphi_2).$$

Подставляя уравнение Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \ddot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} = 0,$$

при D=0 получаем

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_\vartheta \\ \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\dot{\varphi}_2^2}{2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases}$$

Предоставленная система уравнений решается численными методами. Для вычислений применяются современные языки программирования. В результате решения системы уравнений будут получены моментно-угловые характеристики коромысла, энергии и частоты ударов и их взаимосвязь.

Выводы:

1. На основе уравнений Лагранжа получено математическое описание движения ударного механизма трамбовочной машины с клиновременной трансмиссией.
2. Разработана математическая модель трамбовочной машины с электрическим приводом, приведенная к валу двигателя;.
3. Анализ парциальных систем собственных частот этой системы представляет динамическую систему, упрощенную до двухмассовой системы.

Литература

1. Никишин Н.И., Конструкция ударных механизмов ручных машин // Центральный научно-исследовательский институт информации технико-экономических исследований по строительному, дорожному и коммунальному машиностроению [Текст] / Н.И. Никишин, Н.М. Батуев. – Выпуск 2. – Москва, 1980г.

Э.С. Абдраимов, М.М. Исманов, Р.Р. Пакирдинов, Ж.И.Мамбетов

2. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов [Текст] / В.Э. Еремьянц. – Бишкек, 2001 г. – С.60.
3. Пакирдинов Р.Р. Разработка и создание ручных грунто-уплотняющих машин на основе механизма переменной структуры. Автореф. дисс.... канд. тех. наук. [Текст] / Р.Р. Пакирдинов. – Бишкек, 2008. – С.19.
4. Исманов М.М. Динамика ударного механизма трамбовочной машины с гидравлическим приводом [Текст] / М.М. Исманов, Э.С. Абдраимов, Р.Р.Пакирдинов, Абсамат кызы Г. // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУМУ, 2022. – №3. – С.15–21.
5. Абдраимов Э. С. Построение динамической модели ударного механизма виброплиты на основе механизма переменной структуры с ременной передачей [Текст] /Э.С. Абдраимов, М.М. Исманов, Р.Р. Пакирдинов.// Машиноведение. Имаш НАН КР, 2(14). – 2021. – С.10–17.

ЖЕР ТОГООНДУН ЖУУП КЕТҮҮСҮН ЭСЕПТӨӨ

РАСЧЕТ РАЗМЫВА ГРУНТОВЫХ ПЛОТИН

CALCULATION OF THE EROSION OF GROUNDWATER DAMS

М. Дж. Джаманбаев, А. Х. Тологонова, Д. Т. Болотбеков

M. Dz. Jamatbayev, A. Kh. Tologonova, D. T. Bolotbekov

Суу сактагычтагы суу ашып ташып кеткен учурдагы тогоондун талкалануу, агызып кетүү процессинин математикалык моделине эсептөөт программасы иштеги чыккан жана программанын тууралыгы көрсөтүлгөн иштеги белгилүү тогоондун суу ташкынынан кыйралыш процессин эсептөө менен текшерилген. Алынган жыйынтык көрсөтүлгөн жумуштагы жыйынтыктар менен дал келгендиgi иштеги чыккан программанын тууралыгын далилдейт. Бул программа менен Кумтор алтын кен фабрикасынын калдык сактоочу жайдын тогоондун суу ташкындын негизинде талкалануу процесси жогорудагы айтылган математикалык моделдин негизинде эсептелип чыккан. Эсептөөнүн негизинде тогоондун кыйралуу (талкалануу) процессинин убактысы, тогоондун жырылуу өлчөмүнүн чондугуу, ташкындоодон ашып чыккан суунун көлөмү эсептелип чыккан. Алынган жыйынтыктар жакындаштырылган жыйынтыктар болот жана суунун ташкындоосунун негизинде тогоондун кыйралыш процессин сан түрү жактан да, сапаттык жактан да мунөздөйт.

На основе математической модели размыва грунтовых плотин при переливе воды через гребень, рассмотренной в работах, разработана программа расчета и ее отладка на примере прорана грунтовой плотины. В математической модели содержатся различные параметры, которые определяются эмпирически для конкретной плотины. С помощью разработанной программы проведены расчеты размыва грунтовой плотины хвостохранилища золоторудной фабрики Кумтора. Значения отдельных параметров для данной плотины учтены идентично плотины, рассмотренные в вышеприведенной работе. Численно определены время размыва плотины, размер ширины прорана и гидрограф расхода воды за это время. Полученные результаты являются приближенными и количественно и качественно характеризуют процес разрушения грунтовой плотины.

On the basis of a mathematical model of erosion of groundwater dams during water overflow over the ridge, considered in a calculation program and its debugging have been developed using the example of a soil dam. With the help of the developed program, calculations of the erosion of the soil dam of the tailings dam of one of the gold ore factories of Kyrgyzstan were carried out. The time of erosion of the dam, the size of the opening width and the hydrographic flow of water during this time are numerically determined.

Түйүн сөздөр: тогондун тар аралығы; ашып кетүү; кырка; агым; жууп кетүү; жууп кетүү толкуну; агымдын гидрографы; математикалык модель; тогондун тар аралығынын туурасы.

Ключевые слова: проран; перелив; гребень; расход; размыв; волна прорыва; гидроограф расхода; математическая модель; ширина прорана.

Keywords: proranum; overflow; ridge; flow; erosion; breakthrough wave; flow hydrograph; mathematical model; width of the proranum.

Введение. Многие случаи разрушения и размыва грунтовых плотин происходят при переливе воды через гребень. Особенno важное значение имеют исследования процесса разрушения грунтовой плотины хвостохранилищ, которые расположены на высокогорьях в условиях вечной мерзлоты. Разрушение и размыв грунтовых плотин при переливе воды через гребень приводят к тяжелым экономическим и социальным последствиям. В действительности размыв плотины происходит не мгновенно, а в течение определенного времени. За это время изменяются геометрические размеры ширины прорана и соответственно гидроограф расхода, которые влияют на динамику и кинематику волны прорыва. Поэтому определение времени размыва и изменение ширины прорана и величины расхода представляется важной задачей. Такая задача решалась согласно математической модели, рассмотренной в работе [1]. Нами составлена программа для численной реализации математической модели, произведена отладка программы и апробирована на одной из плотин хвостохранилища Кыргызстана.

Математическое моделирование процесса разрушения плотины. Моделирование процесса разрушения плотины

производилась согласно работе [1]. До разрушения плотина имела трапециадальный вид. Математическая модель разрушения плотины состоит из трех этапов. На первом этапе происходит размыв низового откоса, и к концу первого этапа плотина принимает форму, близкую к треугольной. Причем отметка гребня со стороны верхового откоса остается постоянной. Математически она моделируется уравнениями

$$\frac{db}{dt} = -0,55 \frac{i^{1,275} (\sigma_n m_1)^{1,45} (2g)^{0,725}}{n_1^{2,55} \rho Y_{ep}} (z - Y_{ep})^{2,175}, \quad (1)$$

где $b(t)$ – ширина части гребня плотины, оставшейся не размытой к моменту времени t , м; i – уклон дна на быстротоке, $i = \sin \alpha$; α – угол наклона низового откоса к горизонту; σ_n – коэффициент подтопления ($\sigma_n = 1$, если подтопления нет, $\sigma_n < 1$ в противном случае), m_1 – коэффициент расхода водослива; g – ускорение свободного падения ($g = 9,80665$ м/с²); n_1 – коэффициент шероховатости поверхности низового откоса, определяемый как $n_1 = 0,0324d^{\frac{1}{8}}$ при h/r от 1000; h – глубина потока, м; r – радиус частиц размываемого грунта, м (формула Гончарова); z – отметка уровня верхнего бьефа, м; Y_{ep} – отметка гребня плотины, м; ρ – плотность грунта плотины, кг/м³.

Уравнение для изменения ширины прорана во времени имеет вид:

$$\frac{dB}{dt} = 0,035 \frac{\sqrt{g}(z-y)^{4,5}}{[b_{rp} + \bar{m}'(Y_{rp}-y)^2](Y_{rp}-y)^2}, \quad (2)$$

где B – ширина прорана, м.

Замечаем, что $h(t)$ – разность уровней воды между верхним бьефом и дном прорана (действующий напор на проране), м; $h(t) = z - y$, где y – отметка гребня водослива в пределах прорана (дна прорана), м; площадь сечения $W_{уд} = [b_{ep} + \bar{m}'(Y_{ep}-y)](Y_{ep}-y)$, где \bar{m}' – среднее заложение откосов плотины; $\bar{m}' = (m_1'h_1 + m_2 h_2) / (h_1 + h_2)$, где m_1, h_1, m_2, h_2 – заложения и высоты соответственно верхового и низового откосов.

Уравнение для отметки $y(t)$ гребня водослива в пределах прорана описывается уравнением:

$$\frac{dy}{dt} = -\frac{B \cdot \varepsilon}{\rho g} (\sigma_n m_2)^{0.407} (z - z)^{0.61}, \quad (3)$$

где $\varepsilon = 2g((1-1,26\sqrt[3]{m_2^2})/\beta)$; m_2 – коэффициент расхода водослива (как правило, отличается от m_1); β – постоянная, зависящая от гранулометрического состава размываемого грунта; параметр B находят по формуле:

$$B = 2,224(1 + \varphi) \cdot d \cdot [(5,64n_2 \sqrt{2g})/\varphi \cdot w]^{3,33} g^{2,165} \alpha^{1,962};$$

где φ – параметр турбулентности; d – размерность мелкозернистых грунтов, n_2 – коэффициент шероховатости поверхности прорана; w – гидравлическая крупность частиц размываемого грунта,

м/с;

α – коэффициент Кориолиса.

Уравнение для отметки $z(t)$ верхнего бьефа водохранилища

$$\frac{dz}{dt} = \frac{Q_0 - Q - Q_c - Q_E}{F(z)}, \quad (4)$$

где Q_0 – расход воды, поступающей в верхний бьеф (приточность), м³/с; Q – то же через проран; Q_c – то же в створах водобросных сооружений; Q_E – то же, используемый для энергетики; $F(z)$ – площадь водной поверхности водохранилища при отметке z верхнего бьефа, м², которую определяют методом наименьших квадратов по опытным данным для каждого конкретного водохранилища.

Уравнение для расхода воды через проран рассматривается как через водослив (рис. 1)

$$Q = mB\sqrt{2g}(z - y)^{1.5}, \quad (5)$$

где m – коэффициент водослива, B – ширина прорана; $h(t)$ – разность уровней воды между верхним бьефом и дном прорана (действующий напор на проране), м; $h(t) = z - y$; y – отметка гребня

водослива в пределах прорана (дна прорана), м. Значения параметров, входящих в дифференциальные уравнения (1), (2) – (4), определяют для каждого изучаемого объекта отдельно. Как упомянуто выше, весь процесс условно разбивают на три этапа.

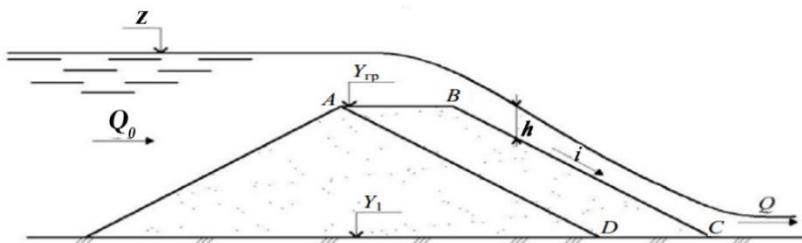


Рисунок 1 – Схема размыва грунтовой плотины при переливе (первый этап)

Первый этап – процесс размыва гребня плотины с его начальной шириной b гр. Для его моделирования используем уравнения (1), (4), (5) с начальными условиями $z(0) = Y_{rp}$, $b(0) = b_{rp}$ и коэффициентом расхода $m = m_1$. На всем этапе принимается $y(t) \equiv Y_{rp}$ и $B(t) \equiv B_0$ (для дальнейших вычислений начальная ширина прорана B_0 оказывается несущественной при определении его конечной ширины, поэтому имеет смысл брать ее значение, равное ширине предполагаемого русла в нижнем бьефе. Вычисления производятся на первом этапе на промежутке времени $(0; T_1)$, где T_1 определяется из условия $b(T_1) = 0,01b_{rp}$.

Второй этап (рис. 2) – процесс интенсивного расширения прорана и размыва его гребня до дна плотины. Здесь используются уравнения (2) – (4). Для (3) начальное условие $y(T_1) = Y_{rp}$. Коэффициент расхода в (5) $m = m_2$. Вычисления на втором этапе производятся на промежутке времени $(T_1; T_2)$, где T_2 определяется из условия $y(T_2) = 0,01Y_{rp}$. Для времени $t > T_2$ уравнение (1) не используется.

Третий этап – процесс расширения прорана и слив большей части объема водохранилища. Здесь используются уравнения (2), (4), (5). Вычисления на третьем этапе производятся на промежут-

ке времени (T_2 ; T_3), где T_3 определяется из условия $z(T_3) < z_{\text{крит}}$;
где $z_{\text{крит}}$ – заданная величина.

Отладка программы расчета разрушения плотины проведена на примере Клястицкого водохранилища на р. Нища (Россонский район Витебской области). Плотина насыпная однородная из мелких песков, общая длина 164 м (рис. 3).

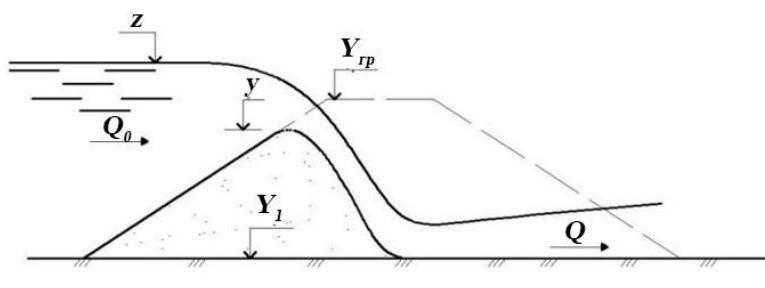


Рисунок 2 – Схема размыва грунтовой плотины при переливе(второй этап)

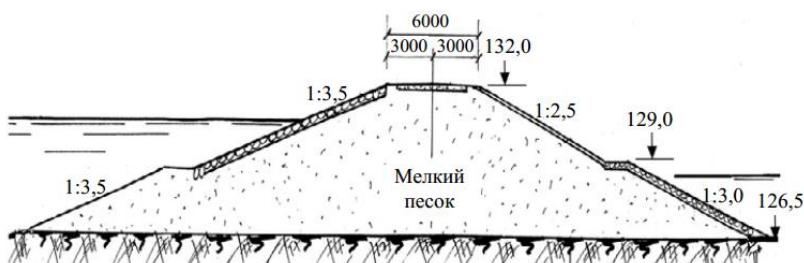


Рисунок 3 – Поперечный профиль однородной грунтовой плотины на реке Нища

По гребню проходит эксплуатационная дорога с гравийным покрытием шириной 4,5 м и обочинами по 0,75 м. Заложение верхового откоса плотины 1:3,5; низового: от гребня плотины до бермы – 1:2,5; от бермы до дна 1:3,0. Отметка гребня $Y_{rp} = 5,5$ м относительно гребня водосброса; ширина гребня $b_{rp} = 6$ м; диаметр частиц грунта тела плотины $d = 0,5$ мм; среднее заложение откосов $m' = 2,75$; плотность грунта тела плотины $\rho = 1600$ кг/м³; гидравлическая крупность $w = 0,05$ м/с; постоянная, зависящая от гранулометрического состава размываемого грунта, $\beta = 2$; коэф-

фициенты расхода для первого этапа $m_1 = 0,35$, для второго и третьего этапов $m_2 = 0,5$; приточность $Q_0 = 174 \text{ м}^3/\text{с}$; параметр турбулентности $\varphi = 1$; коэффициент подтопления $\sigma_{\Pi} = 0,6$; коэффициент Кориолиса $\alpha = 1,4$; начальная ширина прорана $B = 10 \text{ м}$. Для простоты предполагаем, что расход в створах водосбросных сооружений $Q_c = 0$, расход, используемый для энергетики, $Q_E = 0$, что не является существенным ограничением.

Вычисленные данные – коэффициенты шероховатости поверхности: низового откоса (по формуле Гончарова) $n_1 = 0,0125$; прорана $n_2 = n_1$. Площадь водной поверхности Клястицкого водохранилища в зависимости от отметки уровня верхнего бьефа задана в виде таблицы. После обработки табличных данных методом наименьших квадратов получена эмпирическая формула $F = F(z)$:

$$F = 1,21 + 0,0007 e^z - 1,5(0,74)(ez).$$

В статье [1] представлены результаты моделирования процесса разрушения плотины (с момента окончания первого этапа), полученные с помощью компьютерной программы. Они представлены в виде кривых изменения во времени: ширины прорана $B = B(t)$, уровня верхнего бьефа $z = z(t)$, удельного расхода воды, проходящей через проран, $Q = Q(t)$ в створе плотины (рис. 4). Согласно изложенному алгоритму расчета размыва грунтовой плотины, нами составлена программа на языке Котлин и произведена отладка программы на этом примере, приведенном в [1]. Наши результаты расчета хорошо согласуются с результатами работы [1]. На рисунке 5 приведены полученные нами результаты расчета. Затем с помощью разработанной программы проведены расчеты размыва грунтовой плотины одного из хвостохранилищ Кыргызстана, расположенного в условиях вечной мерзлоты.

Результаты расчета показаны на рисунке 6 в виде графика расширения прорана, размыва плотины и гидрографа расхода. Как видно из графика, ширина прорана плотины доходит до 142.47 м за 3.69 ч. Пик расхода воды через проран достигается до

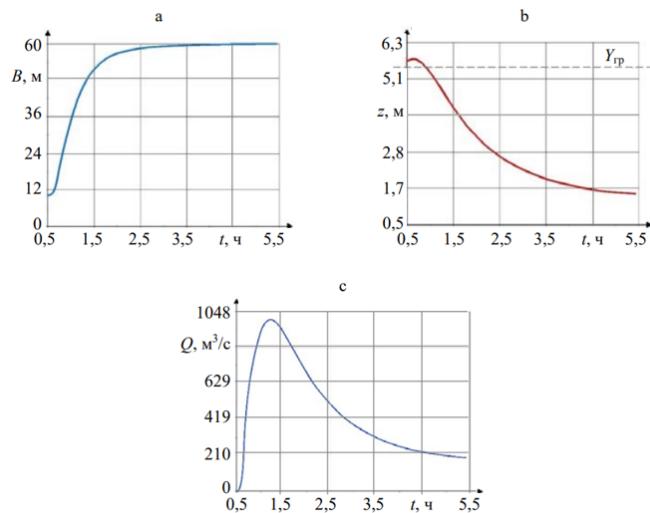


Рисунок 4 – Результаты моделирования разрушения плотины [1]: а – изменение во времени ширины прорана; б – уровня верхнего бьефа; в – расхода воды, проходящей через проран

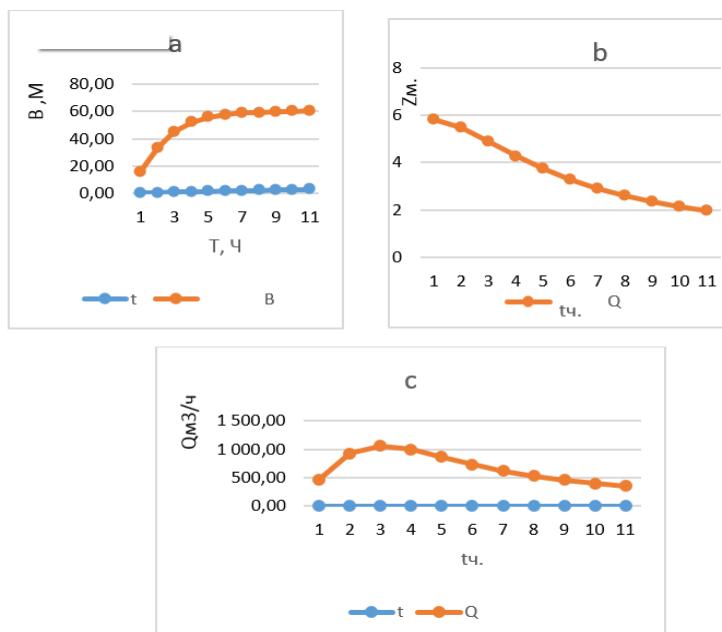


Рисунок 5 – Результаты моделирования разрушения плотины: а – изменение во времени ширины прорана; б – уровня верхнего бьефа; в – расхода воды, проходящей через проран

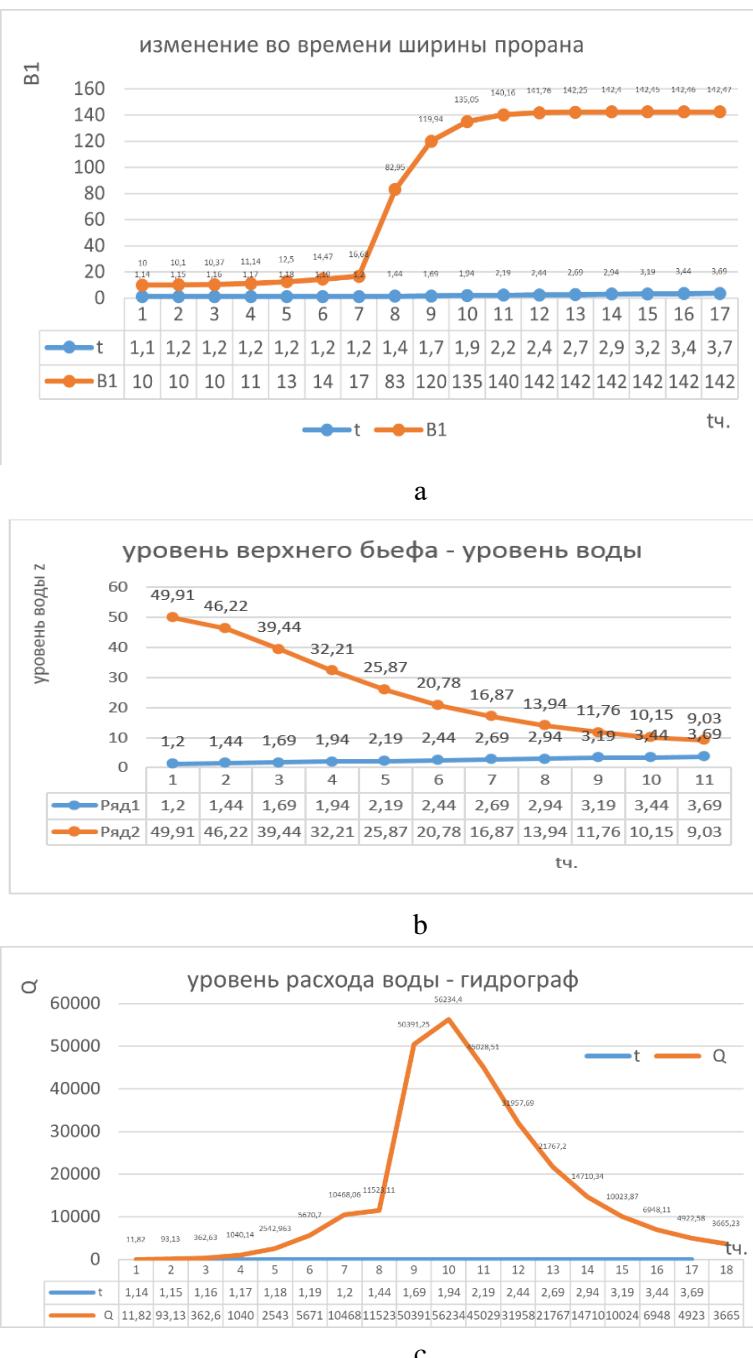


Рисунок 6 – Результаты моделирования разрушения плотины, полученные нами: а – изменение во времени ширины прорана; б – уровня верхнего бьефа; в – расхода воды, проходящей через проран

56234.4 м³ /с за 1.94 ч, затем начинается уменьшение и доходит до 3665.23 м³ /с, а уровень воды в хвостохранилище остается на уровне 9.03 м. По нормативу для данной плотины время образования ширины прорана равнялось 3.9 ч.

Полученные результаты являются приближенными так, как отдельные параметры данной плотины для нас были неизвестными и для расчета использовались аналогичные значения из литературы.

Выводы

1. Методика моделирования разрушения грунтовой плотины разработана на основе [1, 2], описывающих трехэтапный размыв грунтовой плотины, баланс воды в водохранилище, образование и развитие прорана, что позволило получить гидрограф расхода в створе размываемой плотины. Разработана компьютерная программа на языке Котлин. Приведен пример расчета размыва плотины на одной из плотин Кыргызстана.

2. Результаты расчетов решения задачи моделирования разрушения грунтовой плотины могут быть использованы как граничные и начальные условия в ее створе для скорости и глубины потока в нижнем бьефе, используемых для определения границ затопления территории, расположенной ниже створа гидроузла.

3. Методика может применяться при: разработке проектной документации на первой стадии проектирования плотин и водохранилищ, определении прогнозных количественных и качественных характеристик водного режима при создании водохранилищ, оценке ущерба от разрушения плотины.

Литература

1. Богославчик П.М. Расчетная модель размыва грунтовых плотин при переливе / П.М. Богославчик. // Наука и техника. – Т. 17, № 4. – 2018. – С. 292 – 296.

2. Васильева Е.С. Численное моделирование развития проранов в плотинах, сложенных неоднородными грунтами / Е.С.

Васильева, А.И. Алексюк, В.В. Беликов // Сборник научных трудов Всероссийской научной конференции с международным участием "Научные проблемы оздоровления Российских рек и пути их решения" (8–14 сентября 2019 г., г. Нижний Новгород). – М.: Студия Ф1, 2019. – С. 91–97.

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Ә. Бақыт, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреш, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат
УДК: 31.15.33

ЭЛЕКТРОЛИТТИК-ПЛАЗМАЛЫК БЕТТИК ӨЧҮРҮҮДӨ СТРУКТУРАЛЫК БОЛОТТОРДУ КАТУУЛАТУУНУН ФИЗИКАЛЫК МЕХАНИЗМДЕРИН ИЗИЛДӨӨ

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ МЕХАНИЗМОВ УПРОЧНЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ ПРИ ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТНОЙ ЗАКАЛКЕ

STUDY OF PHYSICAL MECHANISMS OF STRENGTHENING OF STRUCTURAL STEELS DURING ELECTROLYTIC- PLASMA SURFACE HARDENING

*Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Ә. Бақыт, А.Б. Шынарбек,
К.Д. Орманбеков, С.И. Буреш, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат*

*B.K. Rakhadilov, R.K. Kusainov, Zh.Ә. Bakyt, A.B. Shynarbek,
K.D. Ormanbekov, S.I. Buresh, N.E. Musataeva, N.E. Kadyrbolat*

Бул макалада 20ГЛ конструкциялык болотун электролиттик-плазмалык катуулатуу (ЭПК) процесси талдоого алынган, ал машина күруу жана өнөр жайын башка тармактарында кеңири колдонулат. Изилдөөнүн актуалдуулугу жогорку жүктөмдөр жана агрессивдүү чойрөлөр шартында колдонуулучу материалдардын эксплуатациялык өзгөчөлүктөрүн жогорулаттуу зарылдыгы менен негизделген. Жүргүзүлгөн эксперименттер көрсөткөндөй, электролиттик-плазмалык иштетүү катуулуктун олуттуу есүшүнө алтын келди, ал 600НВ деңгээлине жетти. Беттик катмарды модификациялоо натыйжасында материалдын негизги механикалык касиеттерин жасашируу мүмкүн болду, бул ЭПК ыкмасынын натыйжасалуулугун ырастап, деталдардын жана конструкциялардын кызмат мөөнөттүн узартууга жардам берет. Мындан тышкары, изилдөөлөр 20ГЛ болотунун коррозияга туруктуулугу жогорулаганын көрсөттү, бул анын агрессивдүү химиялык чойрөлөрдө иштеши учун абсолют маанилүү. Алынган маалыматтар ошондой эле эскирүүгө туруктуулугу жогорулаганын далилдеп, ЭПК ыкмасын механикалык жүктөмдөргө жана сүрүлүүгө дуушар болгон конструкциялык элементтерди иштетүү учун келечектүү кылат. Демек, электролиттик-плазмалык катуулатуу – бул конструкциялык болоттордун эксплуатациялык өзгөчөлүктөрүн жасаширууунун натыйжасалуу жана технологиялык жактан жеткиліктүү ыкмасы. Бул технологияны автоөнөр жайда, курулуушта, энерге-

тикада жана башка тармактарда ишке ашируу жана өнүктүрүү буюмдардын узак мөөнөттүү иштешин жана иишенимдүүлүгүн жогорулаттууга, алардын оңдол-түзөө жана тейлөө чыгымдарын азайтууга мүмкүндүк берет. ЭПК ыкмасынын келечектүүлүгү аны мындан аркы илимий изилдөөлөр жана өнөр жайлых колдонуу учун актуалдуу бағыттылат.

В статье представлен анализ процесса электролитно-плазменного упрочнения (ЭПУ) конструкционной стали 20ГЛ, широко применяемой в машиностроении и других отраслях промышленности. Актуальность исследования обусловлена необходимостью повышения эксплуатационных характеристик материалов, используемых в условиях высоких нагрузок и агрессивных сред. Проведенные эксперименты показали, что электролитно-плазменная обработка способствует значительному увеличению твердости, которая достигла 600HV. В результате модификации поверхностного слоя удалось улучшить основные механические свойства материала, что подтверждает эффективность метода ЭПУ для увеличения срока службы деталей и конструкций. Кроме того, исследования показали улучшение коррозионной стойкости стали 20ГЛ, что особенно важно для ее эксплуатации в агрессивных химических средах. Полученные данные также свидетельствуют о повышенной износостойкости, что делает метод ЭПУ перспективным для обработки конструкционных элементов, подвергающихся интенсивному трению и механическим нагрузкам. Таким образом, электролитно-плазменное упрочнение является эффективным и технологически доступным способом улучшения эксплуатационных характеристик конструкционных сталей. Развитие и внедрение данной технологии в автомобилестроении, строительстве, энергетике и других отраслях позволит повысить долговечность и надежность изделий, снижая затраты на их ремонт и обслуживание. Перспективность метода ЭПУ делает его актуальным направлением для дальнейших научных исследований и промышленного применения.

This article presents an analysis of the electrolytic-plasma hardening (EPH) process for 20GL structural steel, which is widely used in mechanical engineering and other industrial sectors. The relevance of the study is determined by the need to enhance the operational characteristics of materials that are used under high loads and aggressive environments. The experiments conducted demonstrated that electrolytic-plasma treatment significantly increases hardness, reaching 600HV. As a result of surface layer modification, it was possible to improve the key mechanical properties of the material, confirming the effectiveness of the EPH method for extending the service life of parts and structures. Additionally, the study revealed improved corrosion resistance of 20GL steel, which is particularly important for its operation in aggressive chemical environments. The obtained data also indicate enhanced wear resistance, making the EPH method a promising solution for treating structural components that experience intensive friction and mechanical loads. Thus, elec-

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакым, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреши, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат
troylytic-plasma hardening is an effective and technologically accessible method for improving the operational characteristics of structural steels. The development and implementation of this technology in automotive, construction, energy, and other industries will allow for increased durability and reliability of products, while reducing maintenance and repair costs. The promising nature of the EPH method makes it a relevant direction for further scientific research and industrial application.

Түйүн сөздөр: электролиттик-плазмалык бекемдөө, 20ГЛ болот, катуулук, эскируүгө түрүктүүлүк, болоттун коррозияга түрүктүүлүгү.

Ключевые слова: электролитно-плазменное упрочнение, сталь 20ГЛ, твердость, износостойкость, коррозионная стойкость стали.

Keywords: electrolytic plasma hardening, 20GL steel, hardness, wear resistance, corrosion resistance of steel.

Введение: Одним из ключевых факторов, влияющих на вос требованность проектируемой детали, является ее качество. Работо способность и надежность обеспечиваются соблюдением таких ос новных требований, как прочность, жесткость и устойчивость к раз личным воздействиям (износ, вибрация, температура и т.д.). Выпол нение требований прочности при статическом, циклическом и удар ном нагружениях должно исключить возможность разрушения, а также возникновения недопустимых остаточных деформаций. Должна быть обеспечена износостойкость детали, которая сущ ественno влияет на долговечность работы механизма. Требование по износостойкости можно удовлетворить не только путем конст рукционных решений и применением новых высокопрочных материалов, но и за счет улучшения поверхностного слоя деталей машин. Существует ряд методов поверхностного упрочнения, которые классифицируются по принципу действия: механические, термиче ские, химико-термические методы, методы с применением концентри рованных источников энергии, диффузионное насыщение и другие.

Сталь 20ГЛ, применяемая для изготовления литых несущих деталей грузовых железнодорожных вагонов, сталкивается с рядом проблем, связанных с усталостной прочностью и хрупкостью. Эти детали работают при высоких нагрузках и в различных климатиче ских условиях, что требует от материала высокой стойкости к уста

лости и сопротивления хрупкому разрушению на протяжении всего срока службы. Повышенные требования к эксплуатационной надежности новых конструкций тележек требуют разработки новых подходов к обеспечению долговечности и устойчивости к усталостным трещинам литых сталей. Важнейшим фактором, определяющим живучесть конструкции, является способность материала сопротивляться распространению усталостных трещин, что особенно важно в зонах повышенной ответственности, где существуют структурные дефекты и концентрации напряжений. Механические испытания стали 20ГЛ в условиях циклического нагружения показали, что трещины развиваются с увеличением пластической зоны в их вершине. В диапазоне скоростей роста трещины $6 \cdot 10^{-8}$ - $1,5 \cdot 10^{-6}$ м/цикл сталь проявляет склонность к постепенному разрушению под воздействием усталостных нагрузок. Это подтверждает необходимость проведения дополнительных исследований и совершенствования технологий для повышения усталостной прочности и живучести литых несущих деталей, особенно с учетом высоких эксплуатационных нагрузок в современных вагонах.

Поверхностное термическое упрочнение стальных деталей является одним из наиболее эффективных и действенных способов увеличения ресурса работы нагруженных элементов машин и механизмов, а также снижения их материалоемкости. При этом упрочняют только наиболее нагруженную рабочую поверхность детали, оставляя нетронутой сердцевину. Данные технологии обеспечивают более высокие эксплуатационные свойства и качество упрочнения. Сегодня в промышленности для термической обработки ответственных и сильно нагруженных деталей широко применяются методы высокочастотной, газопламенной, плазменной, электроннолучевой и лазерной обработки.

Сталь 20ГЛ широко применяется для изготовления боковых рам тележек грузовых тележек, которые часто подвергаются механическим поломкам в силу неправильной обработкой перед эксплуатацией. Например, в исследовании, проведенном Чейляхом А. П. и Караваевой Н. Е., представлены результаты термической закалки стали 20ГЛ после процесса цементации, что привела к формирова-

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакым, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреи, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат
нию желаемой микроструктуры и улучшению механических свойств стали. В ходе исследования образцы подвергались цементации при температуре 930 °С, затем закалке в диапазоне от 780 до 1150 °С и низкому отпуску при 200 °С. Результаты показали, что наибольшая твердость верхнего слоя достиглась при закалке при 780 °С, тогда как при 1150 °С твердость была минимальной из-за увеличения содержания остаточного аустенита и уменьшения мартенсита. Наиболее высокая ударно-абразивная износостойкость наблюдалась после закалки при 780–880 °С. Авторы отмечают, что при нагреве до 1150 °С износостойкость снижалась, что связано с растворением карбидов и ростом зерна. После проведенной цементации и термообработки износостойкость стали 20ГЛ увеличилась более чем в 6 раз [1].

Также в работе Приуполина Д. В., Будруева А. В. приводятся результаты испытаний стали 20ГЛ после объемной поверхностной закалки (ОПЗ), которая оказалась предпочтительнее по сравнению с закалкой в воде и отпуску по ряду параметров. Было установлено, что после нормализации сталь имеет ферритно-перлитную структуру, а после закалки структура стали преобразовалась в мартенсито-подобную с уменьшением размера зерен. Объемно-поверхностная закалка привела к формированию трооститоподобной структуры с более мелкими зернами в поверхностной зоне: от 0,4 до 3,8 мкм, при этом зерна увеличивались по мере приближения к центру образца. Изменение структуры напрямую повлияло на механические свойства. После ОПЗ сталь продемонстрировала более высокие значения твердости и предела текучести по сравнению с нормализацией, сохранив при этом повышенное относительное удлинение, что свидетельствует о ее лучшей пластичности. Таким образом, объемно-поверхностная закалка стали 20ГЛ обеспечивает оптимальное сочетание твердости и пластичности, что делает данный метод предпочтительным для изготовления конструкций, подверженных динамическим нагрузкам, таких, как боковые рамы поездов [2].

В другой работе авторов А. П. Чейляха, Н. Е. Караваева дается описание сталей 20ГЛ после термической циклической закалки, что также привело к улучшению эксплуатационных характеристик. По-

сле двух циклов ВТЦО наблюдается аустенитно-мартенситная структура с микротвердостью поверхности около 4400 МПа. При увеличении числа циклов до 14 микротвердость на поверхности возрастает до 5500 МПа, а на глубине 1–1,5 мм — до 6500 МПа. Такая структура значительно повышает износостойкость стали: при сухом трении относительная износостойкость достигает 3, а при абразивном изнашивании — 2,5. Полученные улучшения авторы статьи объясняют измельчением микроструктуры, обогащением аустенита углеродом и самоупрочнением стали за счет превращения остаточного аустенита в мартенсит [3].

В настоящее время железные дороги нуждаются в решении проблемы эксплуатационного разрушения боковых рам тележек грузовых вагонов. Решение этой проблемы необходимо для обеспечения безопасности на сети железных дорог. За последние годы наблюдается статистика сходов на железной дороге, которые произошли в том числе из-за некачественных комплектующих. Наиболее тяжелая проблема на сегодняшний день остается низкое качество литых деталей тележек грузовых вагонов, выпускаемых вагоностроительными заводами. Все разрушенные боковые рамы тележек находились в эксплуатации не более двух-трех лет с момента изготовления при гарантированном заводами-изготовителями нормативном сроке службы 32 года. Поэтому отрасль железных дорог нуждается в усовершенствовании методов производства и эксплуатации используемой продукции.

При этом из всех существующих способов упрочнения по своим технико-экономическим показателям находит широкое и эффективное применение плазменное поверхностное упрочнение. Одним из разновидностей плазменного поверхностного упрочнения является электролитно-плазменное упрочнение (ЭПУ).

ЭПУ — это современный метод обработки металлов, при котором поверхность детали нагревается до высоких температур с помощью электрической дуги, горящей в электролите. Одновременно с нагревом происходит электролиз, что приводит к изменению химического состава поверхностного слоя металла.

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакым, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреши, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат

Такой комплексный подход позволяет существенно улучшить характеристики стали: повысить ее твердость, устойчивость к износу и коррозии. При этом технология ЭПУ отличается простотой и экологичностью, что делает ее привлекательной для широкого спектра применений [4, 5].

Методы исследования: Экспериментальные исследования и испытания проводились на базе Инженирингово центра «Упрочняющие технологии и покрытия», Университета имени Шакарим города Семей, Казахстан. Объектом исследования была сталь 20ГЛ, образцы которой были изготовлены из проката путем нарезки размерами 20*20*15 мм с последующей шлифовкой и полировкой. ЭПУ проводилась на установке электролитно-плазменной обработки для четырех образцов. Параметры ЭПУ приведены в таблице 1. В качестве электролита использовался водный раствор карбоната натрия с концентрацией 20% для всех образцов.

Таблица 1 – Параметры ЭПУ

Образец	Фактическое напряжение, В	Сила тока, А	Время нагрева, с
№ 1	240	40	6
№ 2	240	40	8
№ 3	250	60	8
№ 4	250	60	10

Как видно из таблицы 1, для образцов № 1, № 2 прикладываемое напряжение составило – 240 В и для двух остальных образцов – 250 В. Время нагрева составляло от 6, 8 и 10 с для разных образцов.

Металлографический анализ был выполнен на микроскопе HL-102AW с цифровой камерой разрешением 3.0 МП и специализированным программным обеспечением от фирмы Altami. Для металлографического микроанализа образцов после их полировки пастой на основе диоксида хрома использовали 3%-й спиртовой раствор азотной кислоты в качестве травителя. Измерения микротвердости проводились на приборе по Виккерсу HV-1 DT при нагрузке на индентор 1 Н и времени выдержки 10 секунд в соответствии с ГОСТ 9450-76.

Для исследования микроструктуры и фазового состава стали 20 ГЛ после обработки методом ЭПУ использовалась сканирующая электронная микроскопия (СЭМ) на приборе *TESCAN VEGA Comprast*. Данный прибор позволяет детально изучить морфологические изменения поверхности материала, включая выявление характерных структурных элементов, фазовых включений и распределение легирующих элементов.

Результаты и обсуждения: Микроструктура стали 20ГЛ в исходном состоянии содержит перлитные и ферритные включения, которые видны из рисунка 1. На ней ферриты это светлые участки, а перлиты – темные участки, которые проявляются после травления в спиртовом растворе азотной кислоты.



Рисунок 1 – Микроструктура стали 20ГЛ до закалки

В результате закалки, происходящей при быстром охлаждении из высокотемпературного состояния, аустенит преобразуется в мартенсит — метастабильную фазу с характерной мелкозернистой структурой. Мартенситные выделения формируются в виде тонких, вытянутых кристаллов, что способствует улучшению прочностных характеристик, стали. Эти выделения обладают высокой твердостью благодаря жесткой кристаллической решетке, что делает сталь более устойчивой к износу.

На представленных СЭМ-снимках на рисунке 2, полученных с поперечного среза образцов стали 20ГЛ после ЭПУ, можно наблюдать изменения в микроструктуре материала, связанные с воздействием температур. Сталь 20ГЛ содержит марганец, который оказывает влияние на процессы закалки, и его присутствие сказывается на

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакым, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреши, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат
формировании микроструктуры. Однако важно отметить, что марганец, наряду с положительным влиянием на прокаливаемость, может также приводить к неравномерности распределения твердости в материале, что видно на данных изображениях. Также на изображениях видно, что приповерхностные слои стали имеют более высокую плотность и мелкозернистую структуру, что связано с повышенной твердостью в этих областях. С увеличением глубины наблюдается снижение плотности и изменение структуры зерен, что коррелирует с неравномерным распределением твердости. Это указывает на то, что присутствие марганца в составе стали способствует как улучшению прокаливаемости, так и образованию участков с различными свойствами.

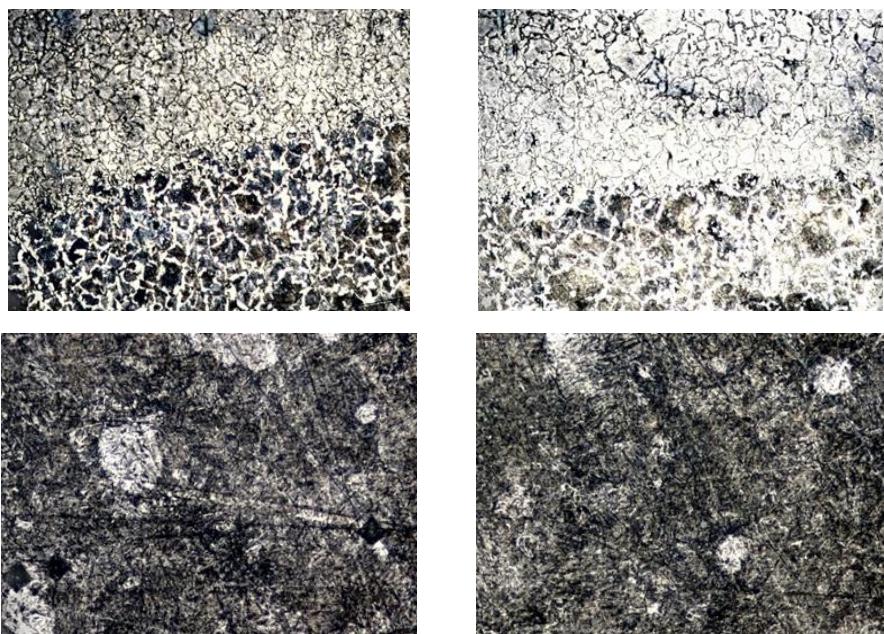


Рисунок 2 – Микроструктура поперечного среза закаленной стали 20ГЛ

На снимках отчетливо видна зона поверхностного упрочнения, где произошли значительные структурные изменения вследствие ЭПУ. Границы зерен хорошо выражены, однако именно в этих зо-

нах можно наблюдать резкие изменения микроструктуры, что указывает на неравномерное распределение тепла по объему.

Таким образом, СЭМ-снимки и данные микротвердости подтверждают влияние марганца на структуру стали 20ГЛ после ЭПУ. Несмотря на то, что марганец способствует повышению прокаливаемости и уменьшению склонности к росту зерен.

Образование мартенсита в стали 20 ГЛ после закалки приводит к значительному увеличению твердости, что позволяет использовать ее в ответственных конструкциях с высокими требованиями к износостойкости. Мартенситные структуры также способствуют повышению прочности на растяжение и усталостной прочности, что является критически важным для деталей, подвергающихся циклическим нагрузкам. Однако, несмотря на эти преимущества, следует учитывать, что повышенное содержание мартенсита может привести к снижению пластичности и ударной вязкости. Эти факторы необходимо учитывать при проектировании и выборе условий эксплуатации стали, чтобы обеспечить оптимальное сочетание механических свойств для конкретных применений.

Рисунок 3 показывает СЭМ-изображения микроструктуры стали 20ГЛ при увеличении 2000x. На данных изображениях можно наблюдать четко выраженные изменения в структуре материала, которые возникли в результате ЭПУ. Изображения демонстрируют характерные микроструктурные особенности поверхности стали на различных участках, что позволяет сделать выводы о фазовых и структурных превращениях.

На верхних снимках видно разделение на зоны с различной микроструктурой. Левая часть изображений показывает более равномерную, мелкозернистую структуру, которая характерна для поверхностных слоев после упрочнения. Правая часть содержит более крупные зерна, что свидетельствует о зоне, где процесс закалки был менее эффективен, находящейся дальше от приповерхностной зоны. На границе можно увидеть четкие различия в размере зерен, что указывает на переход между поверхностной и внутренней зонами закалки.

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакыт, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреши, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат

Нижние снимки также демонстрируют неоднородную структуру стали. Можно наблюдать трещины и разрывы в структуре, которые могут быть следствием термических напряжений, возникших в процессе ЭПУ. Данные дефекты могут являться результатом неравномерного распределения твердости и изменений в фазовом составе стали. На изображениях видны зоны с более высокой плотностью и мелкозернистой структурой, что свидетельствует о высокой твердости этих участков. Справа видны крупнозернистые области с признаками сегрегации, что может быть результатом различий в охлаждении материала и изменениях фазовых состояний.

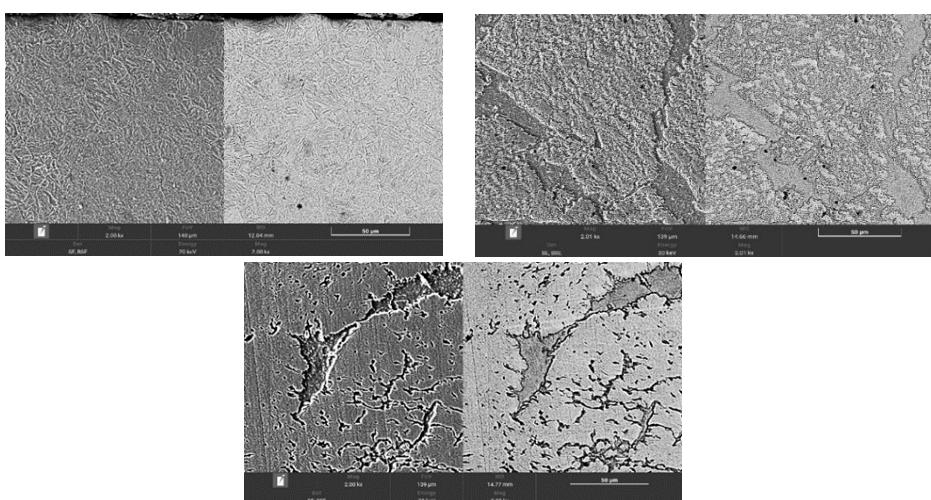


Рисунок 3 – СЭМ-изображения стали 20 ГЛ при увеличении 2000 \times

На рисунке 4, демонстрирующем изменение микротвердости стали 20ГЛ по глубине после ЭПУ, отчетливо видно, что твердость материала изменяется неравномерно в поперечном сечении. Это указывает на неоднородность закалки, что, вероятно, связано с влиянием марганца, присутствующего в составе стали, на распределение теплового потока и фазовые превращения в процессе упрочнения.

Марганец, входящий в состав стали 20ГЛ, улучшает прокаливаемость, но его действие не обеспечивает равномерное распределение твердости по всей глубине материала. Это приводит к флюктуациям

циям твердости в различных зонах, особенно в диапазоне 0,5–2,5 мм от поверхности, где наблюдаются резкие изменения. Данные колебания также могут быть результатом неравномерного распределения фаз, таких как мартенсит и феррит, которые образуются при охлаждении после обработки ЭПУ.

После применения ЭПУ происходит значительное увеличение микротвердости, особенно в приповерхностных слоях материала. Этот эффект обусловлен измельчением зерен, образованием карбидных фаз и упрочнением вследствие высоких температур, которые характерны для метода ЭПУ. Поверхностные слои стали подвергаются интенсивным термическим воздействиям, что приводит к изменениям в микроструктуре и значительно повышает ее износостойкость и сопротивляемость механическим нагрузкам.

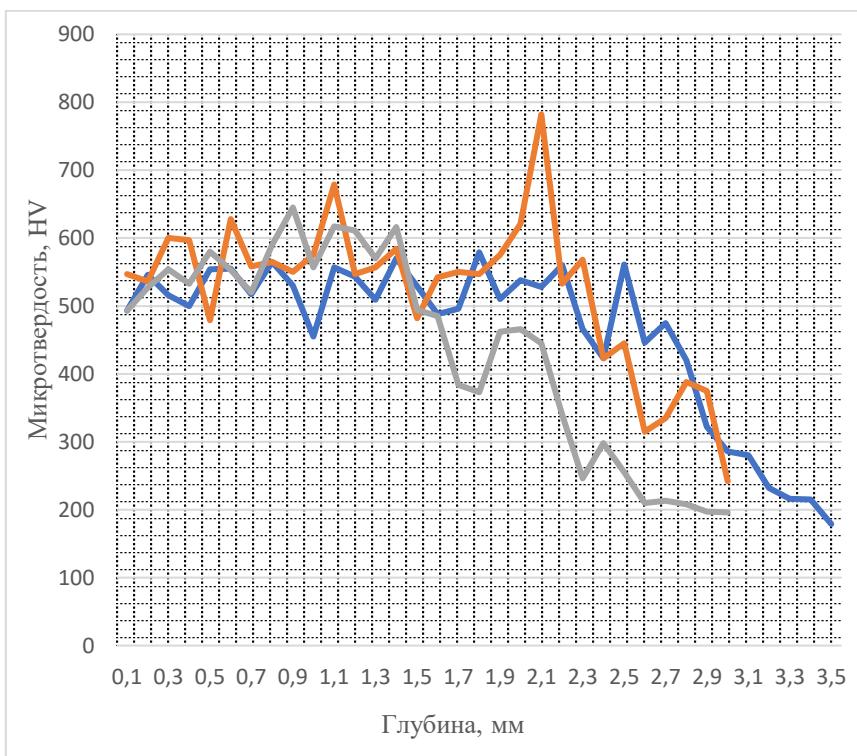


Рисунок 4 – Распределение микротвердости стали 20ГЛ после ЭПУ в поперечном срезе

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакыт, А.Б. Шынарбек, К.Д. Орманбеков, С.И. Буреи, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Қадырболат

Сравнивая начальное и конечное состояние стали 20ГЛ, можно отметить, что после ЭПУ микротвердость увеличивается в 2,5–3 раза. Это свидетельствует о высокой эффективности данного метода упрочнения, благодаря которому сталь 20ГЛ становится значительно более пригодной для эксплуатации в условиях высоких механических нагрузок и интенсивного трения. Такой результат существенно расширяет ее возможности для использования в тяжело-нагруженных узлах и деталях оборудования, повышая их долговечность и надежность.

Выводы: Проведенное исследование показало высокую эффективность ЭПУ стали 20ГЛ с использованием карбоната натрия в качестве электролита. Обработка значительно улучшила микроструктуру и микротвердость. В результате закалки был сформирован упрочненный поверхностный слой, который обеспечил повышение микротвердости до 600 HV, что представляет собой увеличение в 2,5–3 раза по сравнению с исходными показателями.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что ЭПУ является перспективным и эффективным методом упрочнения стали 20ГЛ, позволяющим существенно повысить ее долговечность в условиях эксплуатации с высокими механическими и абразивными нагрузками. Учитывая вышесказанное, данный метод может быть рекомендован для применения в различных областях, включая производство деталей машин и механизмов, работающих в условиях высоких нагрузок и агрессивных сред. Эти результаты открывают возможности для дальнейшего применения и оптимизации технологии в промышленности, что позволит значительно повысить ресурс и надежность изделий, изготовленных из стали 20ГЛ.

Литература

1. Сатбаева З. А. Структурообразование в легированных сталях при электролитно-плазменном поверхностном упрочнении. – Диссертация на соискание степени доктора философии (Ph.D)). Усть-Каменогорск, 2022 г.
2. Кусаинов Р.К., Қадырболат Н.Е., Курмангалиев Р.Х., Орманбеков К.Д., Шынарбек А.Б. Применение электролитно-плазменного

- упрочнения для улучшения свойств деталей машины из стали 45. Вестник Университета Шакарима. – Серия технические науки. 2024; (3(15)). – С. 62–70.
3. Д. В. Приуполин, А. В. Будруев. Исследование влияния градиентной структуры в стали 20ГЛ на ее механические свойства. – С. 67–71. Д Выксунский филиал НИТУ «МИСиС», г. Выкс; Сборник материалов VIII региональной межвузовской научно-практической конференции «Творчество молодых — родному региону».
 4. Чейлях, А. П., Караваева, Н. Е. Влияние режимов закалки на структуру и свойства цементованной стали 20ГЛ. III Международная научно-техническая конференция «Перспективные технологии, материалы и оборудование в литейном производстве». 2011.
 5. Чейлях А. П., Караваева Н. Е. Влияние высокотемпературной термоциклической обработки на структуру и свойства цементованной стали 20ГЛ. Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". – Луцьк, 2015. – Випуск № 50.
 6. Турсунов Н. К., Уразбаев Т. Т., Турсунов Т. М. Методика расчета комплексного раскисления стали марки 20ГЛ с алюминием и кальцием // Universum: технические науки. – 2022. – №. 2-2 (95). – С. 20–25.
 7. Куликов И., Ващенко С., Каменев А. Электролитно-плазменная обработка материалов. – Litres, 2022. – С. 191–219.
 8. Воленко А. П., Бойченко О. В., Чиркунова Н. В. Электролитно-плазменная обработка металлических материалов // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. – 2012. – №. 4. – С. 14–147.
 9. Погребняк А. Д. и др. Электролитно-плазменная обработка и нанесение покрытий на металлы и сплавы // Успехи физики металлов. – 2005.
 10. Турсунов Н. К., Семин А. Е., Санокулов Э. А. Исследование процессов дефосфорации и десульфурации при выплавке стали 20ГЛ в индукционной тигельной печи с дальнейшей обработкой в ковше с использованием редкоземельных металлов // Черные металлы. – 2017. – №. 1. – С. 33–40.
 11. Воленко А. П., Бойченко О. В., Чиркунова Н. В. Электролитно-плазменная обработка металлических материалов // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. – 2012. – №. 4. – С. 144–147.

Б.К. Раҳадилов, Р.К. Кусаинов, Ж.Э. Бакым, А.Б. Шынарбек, К.Д.

Орманбеков, С.И. Буреи, Н.Е. Мусатаева, Н.Е. Кадырболат

12. Погребняк А. Д., Каверина А. Ш., Кылышканов М. К. Электролитно-плазменная технология для нанесения покрытий и обработки металлов и сплавов // Физикохимия поверхности и защита материалов. – 2014. – Т. 50. – №. 1. – С. 72–88.
13. Тюрин Ю. Н. Особенности электролитно-плазменной закалки. – 1999.
14. Раҳадилов Б. К. и др. Структурное превращение в стали 20ГЛ после электролитно-плазменной поверхностной закалки // Вестник НЯЦ РК. – 2018. – №. 3. – С. 99–102.
15. Кенесбеков А. Б. и др. Влияние электролитно-плазменной закалки на трибологические свойства стали 40ХН // Вестник Восточно-Казахстанского государственного технического университета им. Д. Серикбаева. – 2018. – №. 4. – С. 144–151.
16. Токтарбаева Г. М. и др. Влияние электролитно-плазменного упрочнения поверхности на структуру и свойства стали 40ХН // Вестник Восточно-Казахстанского государственного технического университета им. Д. Серикбаева. Учредители: Восточно-Казахстанский технический университет им. Д. Серикбаева. – 2020. – №. 1. – С. 199–204.
17. Комбаев К. К., Кылышканов М. К., Лопухов Ю. И. Влияние электролитно-плазменной обработки стали 18ХН3МА-Ш на поверхностную микроструктуру и твердость // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии. – 2009. – Т. 2. – №. 4. – С. 394–399.
18. Раҳадилов Б. К. и др. Модификация поверхности стали 30ХГСА с применением электролитно-плазменного термоциклического упрочнения // Новые материалы и технологии: порошковая металлургия, композиционные материалы, защитные покрытия, Сварка. – 2022. – С. 610–616.
19. Погребняк А. Д. и др. Закалка и легирование стали в результате электролитно-плазменной обработки. – 2003. – С. 76–78.
20. Раҳадилов Б. К. и др. Изменение механических характеристик колесной стали после электролитно-плазменной поверхностной закалки // Актуальные проблемы прочности. – 2020. – С. 330–332.

ЖАЛПАК МАТРИЦАЛУУ ГРАНУЛЯТОР ҮЧҮН МАЙДАЛАГЫЧ-ЖЫЛМА УНААНЫН КОНСТРУКЦИЯСЫН ИШТЕП ЧЫГУУ

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ- ТРАНСПОРТЕРА ДЛЯ ПЛОСКО-МАТРИЧНОГО ГРАНУЛЯТОРА

DEVELOPMENT OF A SHREDDER – CONVEYOR DESIGN FORA FLAT – MATRIX GRANULATOR

А.Э. Акматов, Р.А. Касымбеков, Ы.Дж. Осмонов
A.E. Akmatov, R.A. Kasymbekov, Y.J. Osmonov

Макалада шителип чыккан жалпак матрицалуу тоют грануляторунун шиттөө принципи сүрөттөлөт, бул шителип чыккан бурама жылма унаанын конструкциясынын жоктугун көрсөтөт. Чопперлердин, тоют аралаштыргыштардын ар түрдүү тииттерин жана конструкцияларын изилдеп, патенттик изденүүнү жүргүзүү милдети коюлган. Мунун негизинде ГПМ – ИМА улгусундөгү жалпак матрицалуу гранулятор учун көп функциялуу тоют майдалоочу – аралаштыргыш – жылма унаанын конструкциясын шитеп чыгуу милдети коюлган. Малдын рационунда тоют аралашмалары маанилүү экени, аларды даярдоо учун ар кандай аралаштыргыштар колдонулары көрсөтүлгөн. Алардын ичинен жогорку бир тектүү, аз энергия керектөөчү жана үзгүлтүксүз тоют компоненттерин аралаштыруу бурамалуу аралаштыргыштарда жүргүзүлөт. Ошондой эле аралаштыруунун бирдейлиги тоют компоненттеринин бөлүкчөлөрүнүн бирдейлигине көз каранды, буга үзгүлтүксүз бурагыч майдалагыштар жетишет. Өндүруштүн агымын камсыз кылуу учун үзгүлтүксүз бурама жылма унаа колдонулат. Ар кандай тоют аралаштыргыштардын шиттөө принциптери баяндалган. ГПМ – ИМА жалпак матрицалуу гранулятор учун бурамалуу майдалоочу – берүүчү жылма унаанын конструкциясы жана технологиялык сөлөкөтүү жана шиттөө принципи берилген.

В статье описан принцип работы разработанного плоско-матричного гранулятора кормов с указанием отсутствия конструкции шнекового транспортера. Поставлена задача изучить различные виды и конструкции измельчителей, смесителей кормов и провести патентный

поиск. На основе этого разработать конструкцию многофункционального измельчителя-смесителя – транспортера кормов для плоско-матричного гранулятора модели ГПМ – ИМА. Указано, что в рационе кормления животных важное значение имеют кормовые смеси, для приготовления которых используются различные смесители. Из них смещивание кормовых компонентов с высокой равномерностью, малой энергоемкостью и непрерывностью осуществляется в шнековых смесителях. Также равномерность смещивания зависит от однородности частиц кормовых компонентов, которое достигается шнековыми непрерывными измельчителями. Для обеспечения поточности производства применяется непрерывный шнековый транспортер. Описан принцип работы различных смесителей кормов. Приведена конструктивно-технологическая схема шнекового измельчителя – транспортера кормов для плоско-матричного гранулятора ГПМ–ИМА и описание принципа его работы.

The article describes the operating principle of the developed flat –matrix feed granulator, indicating the absence of a developed screw conveyor design. The task was to study various types and designs of choppers, feed mixers and conduct a patent search. Based on this, develop the design of a multifunctional feed chopper –mixer – conveyor for a flat – matrix granulator of the GPM – IMA. It is indicated that feed mixtures are important in the diet of animals, for the preparation of which various mixers are used. Of these, mixing of feed components with high uniformity, low energy consumption and continuity is carried out in screw mixers. Also, the uniformity of mixing depends on the uniformity of the particles of feed components, which is achieved by continuous screw grinders. To ensure production flow, a continuous screw conveyor is used. The operating principles of various feed mixers are described. The design and technological diagram of a screw grinder –feed conveyor for a flat – matrix granulator GPM – IMA and the principle of operation are presented.

Түйүн сөздөр: гранулятор ГПМ – ИМА; тоют аралашмалары; көп функциялдуу; майдалагыч; аралаштыргыч жылма унаа; шилегич.

Ключевые слова: гранулятор ГПМ–ИМА; кормовые смеси; многофункциональный; измельчитель; смеситель; транспортер; шнек.

Key words: granulator GPM – IMA; feed mixtures; multifunctional; chopper; mixer; conveyor; auger.

В рационе питания животных важное значение имеет качество кормовых смесей. Скармливание животным кормосмесей позволяет добиваться более полной поедаемости всех кормов, входящих в состав рациона, а также реализовать взаимодополнение кормов по содержанию различных питательных веществ. Питательность кормосмесей всегда выше, чем простая сумма всех кормов, входящих в

рацион и скармливаемых животными раздельно [2]. В связи с этим для эффективного использования кормов большое значение имеет приготовление кормовых смесей в виде монорациона. Для этого применяются различные смесители, которые можно подразделить по характеру процесса, по способу смещивания, по организации процесса, по назначению и типу рабочего органа и т.п. в зависимости от вида кормов их физико-механических свойств.

В настоящее время широкое распространение получили смесители непрерывного действия, которые могут быть выполнены шнековыми, лопастными, роторными с молотками и ножами, барабанными с активными и пассивными рабочими органами и битерными. Непрерывное смещивание кормовых компонентов с высокой равномерностью смещивания и малой энергоемкостью осуществляют в шнековых смесителях. [2].

Также равномерность смещивания компонентов кормов зависит от его однородности частиц, которое достигается измельчением. Измельчение корма представляет собой процесс разделения твердой пищи на фрагменты при помощи механических воздействий, пре-восходящих силы молекулярного сцепления. Процесс этот может быть выполнен разными методами, включая разбивание свободным ударом, растирание, плющение или раздавливание, резание, скальвание или крошение. Выбор конкретного способа зависит от физико-механических характеристик материалов и целей измельчения. Заготовка гранулированных кормов в прессованном виде требует необходимости разработки измельчителей непрерывного действия, отвечающих по своим параметрам требованиям поточности производства.

Следовательно, транспортировка готовых кормовых смесей в рабочую зону гранулятора также требует поточности производства, что обеспечивается непрерывными шнековыми транспортерами.

В Институте машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук (ИМАГ НАН КР) с учетом потребности местных фермеров и современного рынка, а также на основе изучения технологий и технических средств по приготовлению кормовых гранул, анализа их преимуществ и недостатков была разра-

А.Э. Акматов, Р.А. Касымбеков, Ы.Дж. Осмонов

ботана и предложена конструкция малогабаритного плоско-матричного гранулятора кормов ГПМ–ИМА.

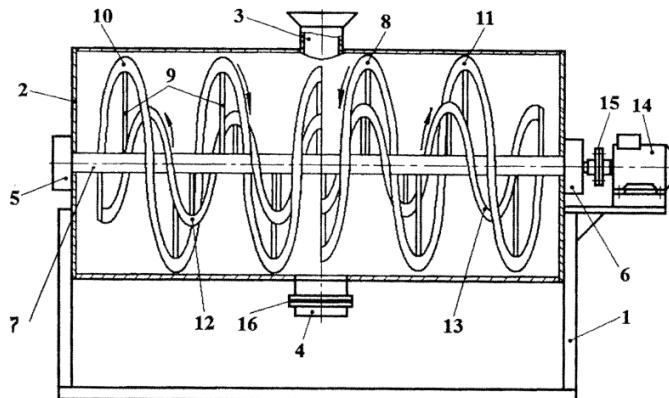
Предложенная конструкция отличается тем, что гранулируемый материал подается в гранулятор шнековым многофункциональным транспортером, выполняющим три операции в одной конструкции: измельчение, смещивание, транспортирование. Гранулируемый материал поступает через приемное окно шнекового транспортера, далее двигаясь по шnekу, приводящемуся в движение от электродвигателя, через редуктор и вал шнека, подается в корпус гранулятора, т.е. в рабочую зону. Регулируемая по высоте ножка благодаря шарнирам позволяет изменить наклон корпуса шнека и тем самым обеспечивает удобство подачи гранулируемого материала в гранулятор. Количество гранулируемого материала, подаваемого в шnek, через приемное окно регулируется дозатором. Однако не была разработана и предложена конкретная конструкция многофункционального шнекового транспортера.

В связи с вышеуказанным нами была поставлена цель и задачи изучить различные виды и конструкции, провести патентный поиск существующих и разработанных конструкций. На основе этого разработать конструкцию измельчителя – смесителя – транспортера кормов для плоско-матричного гранулятора ГПМ – ИМА.

Далее для дальнейшего проектирования данной конструкции изучены различные конструкции шнековых смесителей, измельчителей и транспортеров кормов.

1. Смеситель сыпучих кормов RU 179085

Смеситель сыпучих кормов (рис. 1) включает кожух 2, загрузочный бункер 3 и выгрузное окно 4. Во внутренней полости кожуха установлен вал 7 и мешалка 8. Загрузочный бункер 3 и выгрузное окно 4 установлены в верхней и нижней частях кожуха 2 соответственно по вертикальной оси его симметрии. Мешалка содержит спицы 9 и лопасти 10, 11, 12, 13. Спицы жестко установлены на валу 7 перпендикулярно его геометрической оси вращения. Лопасти выполнены в виде спиральных винтов разных диаметров. Спиральные



1 – рама; 2 – кожух; 3 – загрузочный бункер; 4 – выгрузное окно;
 5, 6 – подшипниковые опоры; 7 – вал; 8 – мешалка; 9 – спицы;
 10, 11, 12, 13 – лопасти; 14 – электродвигатель; 15 – муфта,
 16 – задвижка.

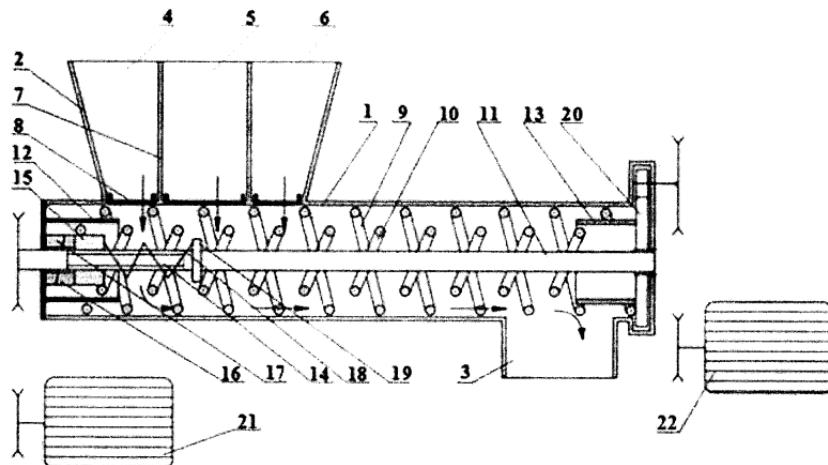
Рисунок 1 – Смеситель сыпучих кормов

винты меньшего диаметра расположены внутри спиральных винтов большего диаметра. Направление навивки спиральных винтов большего диаметра начинается от краев кожуха и направлено к вертикальной оси симметрии кожуха. Направление навивки спиральных винтов меньшего диаметра начинается от вертикальной оси симметрии кожуха и направлено к краям кожуха. Такое конструктивное исполнение смесителя сыпучих кормов позволит повысить качество получаемого комбикорма.

2. Смеситель кормов RU 2687202 C1

Смеситель кормов содержит загрузочный бункер (рис. 2), выгрузное окно, кожух с размещенным вдоль его внутренней поверхности спиральным винтом, внутри которого соосно установлена труба с расположенным в ней валом со спиральным винтом меньшего диаметра. Труба выполнена в виде двух цилиндрических обечайек, размещенных в начале и конце кожуха. Спиральный винт меньшего диаметра снабжен закрепленной на нем шлицевой втулкой, установленной на шлицах, выполненных на валу в зоне загрузочного бункера. Шлицевая втулка установлена с возможностью

возвратно-поступательного перемещения по шлицам вала, выполненного с выступом.



1 – кожух; 2 – загрузочный бункер; 3 – выгрузное окно;
4, 5, 6 – секции; 7 – перегородки; 8 – дозаторы; 9, 10 – спиральные
винты; 11 – вал; 12, 13 – обечайки; 14 – шлицы вала;
15 – втулка шлиц, 16, 17 – полые цилиндры; 18 – пружина; 19 – выступ;
20 – ступица; 21, 22 – электродвигатели.

Рисунок 2 – Смеситель кормов

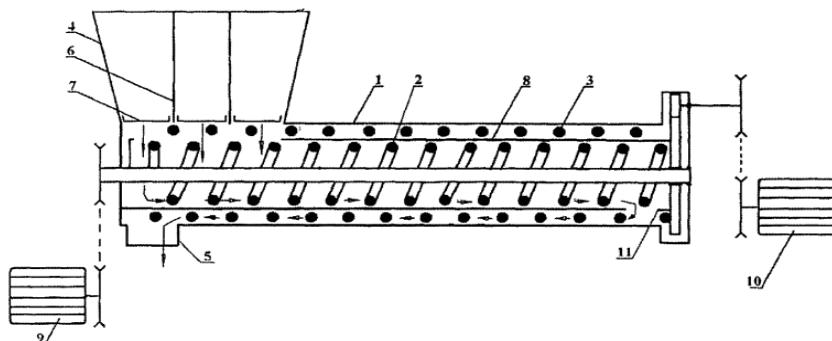
Между выступом и шлицевой втулкой на валу установлена пружина. К стенке кожуха и шлицевой втулки прикреплены соосно валу прямые полые цилиндры с выполненными скошенными соприкасающимися основаниями.

В процессе работы смесителя корм одновременно перемещается двумя спиральными винтами в кожухе, и на компоненты корма воздействуют одновременно витки двух спиральных винтов. При этом спиральный винт, выполненный с меньшим диаметром, совершает вращательное и возвратно-поступательное движение внутри спирального винта, выполненного с большим диаметром. Использование изобретения позволит повысить качество смещивания кормов.

3. Смеситель кормов RU 108924 U1

Смеситель кормов (рис. 3), включающий кожух с размещенным внутри него вдоль его внутренней поверхности спиральным

винтом, загрузочный бункер, выгрузное окно, отличающийся тем, что внутри спирального винта соосно установлен спиральный винт меньшего диаметра, направление навивки спиральных винтов выполнено противоположным, причем спиральные винты выполнены с переменным шагом спирали.



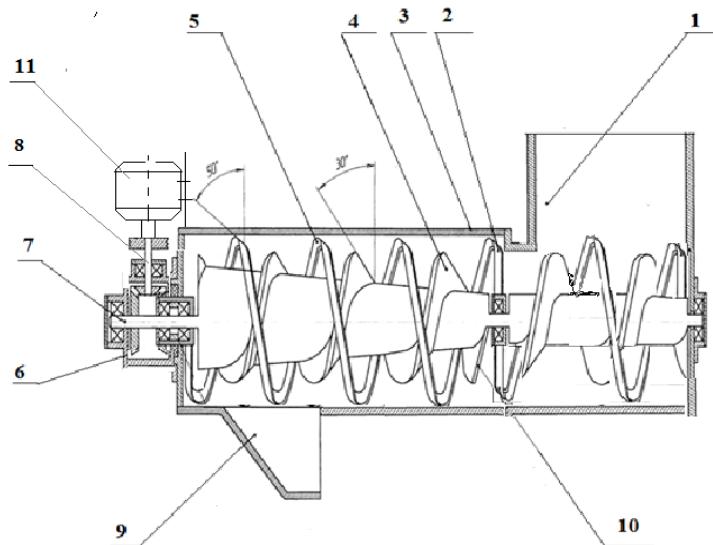
1 – кожух; 2, 3 – спиральные винты; 4 – загрузочный бункер;
5 – выгрузное окно; 6 – перегородки; 7 – дозаторы; 8 – труба;
9, 10 – электродвигатели; 11 – выгрузное отверстие.

Рисунок 3 – Смеситель кормов

На основании изучения и анализа существующих конструкций различных измельчителей, смесителей и транспортеров авторами была разработана принципиальная (конструктивно-технологическая) схема измельчителя-транспортера кормов для плоско-матричного гранулятора (рис. 4).

Конструкция состоит из корпуса 3, на которую установлены два вида шнека 2 и 10, со сплошным винтом 4, внутри и ленточным винтом 5, снаружи. В корпусе имеются загрузочный 1 и разгрузочные 9 бункера. Рабочий орган со сплошным винтом монтируется внутри ленточного шнекового рабочего органа и имеет вал 7, выполненный в виде конуса. Приводной вал ленточного шнекового рабочего органа выполнен полым и вращается на приводном валу 7 рабочего органа со сплошным винтом. Шнековые рабочие органы имеют заостренные отогнутые витки 4 и 5. Привод рабочих органов осуществляется от электродвигателя 11 через муфту и конический редуктор 6. Конические колеса редуктора обеспечивают противопо-

ложное направление вращения валов шнековых рабочих органов. Угол установки витка рабочего органа со сплошным винтом к центральной оси составляет 30 градусов, что обеспечивает угол заточки режущей винтовой кромки 60 градусов.



1 – загрузочный бункер; 2 – шнек ленточный; 3 – корпус; 4 – виток сплошного шнека; 5 – виток ленточного шнека; 6 – редуктор конический; 7 – приводной вал; 8 – ведущий вал; 9 – разгрузочный бункер; 10 – шнек сплошной; 11 – электродвигатель.

Рисунок 4 – Шнековый измельчитель-транспортер кормов для плоско-матричного гранулятора

Угол установки витка рабочего органа с ленточным винтом к центральной оси составляет 50 градусов, что обеспечивает угол заточки режущей винтовой кромки 40 градусов.

Рабочий процесс измельчителя–транспортера кормов происходит следующим образом. Компоненты смеси подаются в загрузочное устройство, где подхватываются шнековым рабочим органом со сплошным винтом. Поднимаясь по шnekу, обрабатываемый материал предварительно измельчается заостренными отогнутыми витками ленточного шнекового рабочего органа со сплошным винтом. Далее материал продолжает подниматься шнековым рабочим органом со сплошным винтом и, попадая в зазор между рабочими органами,

измельчается. Углы заточки режущих кромок обеспечивают качественные измельчение компонентов. С увеличением диаметра конической области вала шнекового рабочего органа со сплошным винтом корм перемещается к периферии шнека в зону измельчения. Измельченный корм опускается ленточным шнековым рабочим органом к выгрузному окну. Корма с недостаточной степенью измельчения подхватываются рабочим органом со сплошным винтом для повторного измельчения. По мере воздействия на корм двумя шнековыми рабочими органами с противоположными направлениями навивки и вращения он перемешивается.

Изучение научной и патентной литературы показало, что для приготовления кормосмесей наиболее перспективным является использование измельчителей–смесителей непрерывного действия, совмещающих технологические операции измельчения и смешивания.

На основании анализа существующих машин разработана высокоэффективная универсальная конструктивно-технологическая схема шнекового измельчителя-транспортера кормов для плоско-матричного гранулятора, позволяющего выполнять три операции: измельчение, смешивание и транспортировка в одной конструкции. Показать перспективы развития!

Литература

1. Черняев Н.П. Технология комбикормового производства: Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений. – М.: Колос, 1992. – С.368.
2. Корбанев С.В. Совершенствование процесса смешивания кормов и обоснование параметров измельчителя – смесителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – 1998. – 167 с.
3. Технологии и оборудование для производства комбикормов и премиксов: учеб. пособие / В.И. Пахомов, Д.В. Рудой, С.В.Брагинец, О.Н. Бахчевников, А.В. Ольшевская; Донской гос. техн. ун – т Ростов - на - Дону: – ДГТУ, 2019. – С. 228.
4. Рамзаев А.В. Параметры и режимы работы шнекового измельчителя - транспортера прессованных грубых кормов: автореф. дис.... канд. техн. наук. – Зерноград, 2008. – 20 с.

А.Э. Акматов, Р.А. Касымбеков, Ы.Дж. Осмонов

5. Кулаков К.В., Горюнов С.В., Ферябков А.В. Повышение эффективности механического смешивания при приготовлении кормов путем совершенствования конструкции смесителей // Техника и технологии в животноводстве. – 2023. – № 1(49). –С. 65 – 70.
6. Пат. RU 179085U1, МПК A23N, B01F. Смеситель сыпучих кормов / С.А. Лазуткина; М.Р. Миннибаев; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО “Ульяновский государственный аграрный университет имени П.А.Столыпина” №2017143654; заявл. 13.12.2017; опубл. 26.04.2018, Бюл. № 12.
7. Пат. RU 2687202 C1, A23N, Смеситель кормов / В.М. Ульянов; В.В. Утолин; В.Д. Липин; М.В. Паршина; патентообладатель ФГБОУ ВО “Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева” №2018121385; заявл. 08.06.2018; опубл. 07.05.2019, Бюл. № 13.
8. Пат. RU 108924 U1, A23N, Смеситель кормов / В.И.Курдюмов; Е.А.Хохлова; патентообладатель ФГБОУ ВО “Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия” № 2011117196 /13, 28.04.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл. № 28
9. Пат. RU 2601598 C2, A01F, Шнековый измельчитель-смеситель кормов / С.В. Горюнов; А.В. Ферябков; патентообладатель ФГБОУ ВПО «Российский государственный аграрный заочный университет» №2015110372/13, 23.03.2015, опубл. 10.11.2016, Бюл. № 31.

УДК 534.013.4

**ТУРУКТУУ МАГНИТТИК МАШТАШ
КҮЙМЫЛДАТҚЫЧТАРДЫ КОШ БУРГУЛОО МАМЫСЫ
БАР ТЕСТИН ПАЙДАЛАНУУНУН НЕГИЗИ.**

**ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИНХРОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ ДЛЯ
СТАНКА С ДВОЙНОЙ БУРОВОЙ КОЛОННОЙ**

**JUSTIFICATION OF THE USE OF SYNCHRONOUS MOTORS
WITH PERMANENT MAGNETS FOR A MACHINE WITH
DOUBLE DRILL STRING**

*A.B. Анохин, С.Ф. Мурашова
A.V. Anokhin, S.F. Murashova*

Макала бургулоочу куралда жүктөө өзгөрүүсүнө көз карандысызыз айлануу жышиштыгын кеңири диапазонунда башкаруусун абсолютножук катаал механикалык мүнөздөмөсүн камсыз кылууга мүмкүндүк берүүчү кош бургулоо мамылары бар тестин туралтуу магниттер менен жабдууланган машташи кыймылдаткычтарды (ТММК) колдонуунун негиздөөсүнө арналган. ТММК өзгөчө адистештирилген бургулоо жабдуулар үчүн, төмөн жасана орто кубаттуулуктагы кыймыл келтиргичтер үчүн абдан келечектүү электр машина болуп саналат. Бургулоо каражаты катары кош бургулоо мамы кабыл алынат, мында тышкы мамыга салыштырмалуу муунак жаздыктуу таянычтарга орнотулган ички бургулоо мамы аркылуу бардык жүк казма бетке өткөрүлөт. Мурунку изилдөөлөрдүн жүргүшүндө, ички мамынын айлантуу кыймыл келтиргичинедеги жүктөр күянын тереңдигине жараша иши жүзүндө өзгөрбөгөнү аныкталды, ал жүктөр астап тоо тек менен өз ара аракеттенүү мүнөзүнө эле көз каранды экени аныкталган.

Статья посвящена обоснованию применения синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ) для станка с двойной буровой колонной, позволяющих обеспечить абсолютно жёсткую механическую характеристику в широком диапазоне регулирования частоты вращения независимо от изменяющейся нагрузки на буровом инструменте. СДПМ является весьма перспективной электрической машиной для приводов малой и средней мощности, особенно для специализированного бурового оборудования. В качестве средства бурения принята двойная буровая колонна, в которой вся нагрузка на забой передаётся по внутренней буровой колонне, установленной в подшипниковых опорах относительно наружной трубы. В процессе проведённых ранее исследований было установлено

A.B. Анохин, С.Ф. Мурашова

но, что нагрузки на привод вращения внутренней колонны практически не изменялись с глубиной скважины, а зависели только от характера взаимодействия инструмента с породой.

The article is devoted to the rationale for the use of permanent magnet synchronous motors (PMSM) for a rig with a double drill string, which allows to provide an absolutely rigid mechanical characteristic in a wide range of speed control, regardless of the changing load on the drilling tool. PMSM is a very promising electric machine for low and medium power drives, especially for specialized drilling equipment. As a means of drilling, a double drill string is adopted, in which the entire load on the bottomhole is transmitted through the inner drill string installed in bearing supports relative to the outer pipe. In the course of previous studies, it was found that the loads on the rotation drive of the inner string practically did not change with the depth of the well, but depended only on the nature of the interaction of the tool with the rock.

Түйүн сөздөр: бургулочу тес, кыймыл өткөөл, кош бургулло мамысы, математикалык жана эсептөө үлгүсү, туруктуу магниттери бар машина кыймылдаткыч.

Ключевые слова: бурильная машина, трансмиссия, двойная буровая колонна, математическая и расчётная модель, синхронный двигатель с постоянными магнитами.

Key words: drilling machine, transmission, double drill string, mathematical and computational model, permanent magnet synchronous motor.

Введение. В течение многих лет в разных странах активно ведутся исследования, направленные на разработку новых методов и средств проходки направленных скважин. Под направленным бурением подразумевается проходка скважин по заранее заданному направлению, что может включать как искусственное искривление, так и высокоточное прямолинейное бурение. Внедрение инновационных подходов и оборудования в эту сферу имеет критическое значение, поскольку оно позволяет существенно ускорить скорость бурения, повысить качество скважин и снизить общую стоимость работ. В современных условиях к процессу проходки направленных скважин и их параметрам предъявляются все более высокие требования, выполнение которых невозможно без использования современного высокотехнологичного оборудования.

Одним из перспективных решений, многократно подтвердивших свою эффективность на практике при бурении высокоточных

прямолинейных скважин, является буровая машина с двойной раздельноприводной буровой колонной. Этот метод предусматривает очистку скважины с помощью воздуха или воды, а также транспортировку керна и шлама обратным потоком очистного агента.

В конструкции разрабатываемого бурового комплекса предполагается применение частотнорегулируемого привода на основе синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ). В отличие от других видов бесщёточных электродвигателей СДПМ не требуют тока возбуждения для образования магнитного потока ротора, что позволяет им обеспечивать максимальный крутящий момент на единицу объёма. Это делает их оптимальным выбором, когда на первый план выходят требования к массогабаритным показателям.

По внешнему виду электродвигатель на постоянных магнитах незначительно отличается от конструкции асинхронного двигателя. Основным их отличием является ротор.

Как правило, в двигателях СДПМ используются магниты, в состав которых входят редкоземельные сплавы, например, такие как SmCo (Самарий-Кобальт), который обладает не только лучшей коэрцитивной силой (удерживанием), но и невысокой остаточной индукцией.

Для сравнения:

- SmCo обладает лучшей коэрцитивной силой и относительно невысокой остаточной индукцией. Его максимальная рабочая температура может достигать 400°C, однако основным недостатком является высокая стоимость [1];
- NdFeB превосходят SmCo магниты по магнитным свойствам, но имеют существенные недостатки: хрупкость, подверженность коррозии (что требует защитного слоя) и сильная зависимость магнитных свойств от температуры [1].

Особое значение имеет форма магнита, которая предопределяет выбор соответствующей конструкции ротора. Магниты с большой коэрцитивной силой и относительно малыми значениями остаточной индукции имеют большую площадь поперечного сечения и малую высоту. Учитывая очень большую коэрцитивную силу со-

временных редкоземельных магнитов (Nd–Fe–В или Sm–Co), можно считать индукцию магнитного поля, создаваемого постоянными магнитами ротора в зазоре СД, неизменной.

Форма магнита предопределяет выбор соответствующей конструкции ротора. Учитывая очень большую коэрцитивную силу современных редкоземельных магнитов (Nd–Fe–В или Sm–Co), индукцию магнитного поля, создаваемого постоянными магнитами ротора в зазоре СД, можно считать неизменной.

Для синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов, ввиду отсутствия обмоток возбуждения и демпферной обмотки, служащей для успокоения колебаний ротора, важным параметром является устойчивость его работы. Пока проблема устойчивости синхронных машин в общем и СДПМ, в частности, далека от своего разрешения. Анализ устойчивости носит в основном качественный характер [2]. В частности, в некоторых работах устойчивость анализируется по коэффициентам демпфирующего и синхронизирующего моментов. Такой анализ, как правило, ведёт к существенному сокращению области рабочих режимов и завышенным требованиям по устойчивости.

В то же время эксплуатационные характеристики синхронных двигателей (СД) с постоянными магнитами на роторе являются весьма перспективными электрическими машинами, особенно для приводов малой и средней мощности. Отсутствие обмотки возбуждения на роторе, а также успокоительной обмотки существенно упрощает математическое описание процессов в СД. Однако сложность явлений, происходящих в электрических машинах переменного тока при переходных процессах, делает их математическое описание и исследование без ряда упрощающих допущений практически невозможным [2].

Стремление учесть главные факторы, определяющие свойства машины, и пренебрежение второстепенными позволяет рассматривать идеализированную электрическую машину, обладающую следующими свойствами [2]:

- отсутствием насыщения, гистерезиса и вихревых токов в магнитной цепи;

- отсутствием вытеснения тока в проводниках обмоток;
- синусоидальным распределением в воздушном зазоре магнитодвижущей силы и магнитной индукции;
- полной симметрией обмоток статора;
- независимостью индуктивностей рассеяния обмоток статора от положения ротора.

Обычно идеализируют и источник питания, считая его выходное сопротивление нулевым, а электродвижущую силу (ЭДС) – образующими трехфазную симметричную систему.

Следующим преимуществом синхронных электродвигателей с постоянными магнитами является то, что они обеспечивают абсолютно жёсткую механическую характеристику в широком диапазоне регулирования частоты вращения буровой колонны и независимо от изменяющихся нагрузок на буровом инструменте [1, 3].

Известно, что в трансмиссиях машин, в частности буровых, возникают существенные колебания всех составляющих её элементов [4]. Причём колебательные нагрузки возникают не только при бурении, но и в процессе холостого хода, возбуждающего свободные колебания.

Методы исследования. Предложенный метод основан на идее, описанной в авторском свидетельстве № 270845 «Способ и устройство для бурения направленных скважин» Анохина А.В. и др., зарегистрированном 01.03.1988 г. [5]. Суть предложенной идеи состоит в применении двойной, раздельно приводной колонны.

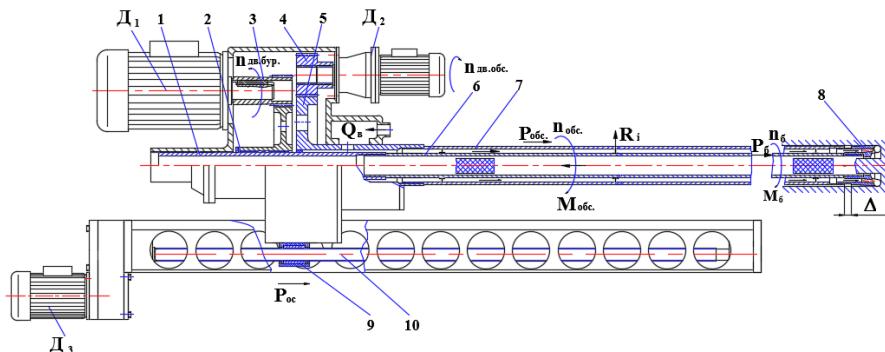
В ней:

- внутренняя колонна с буровым инструментом является буровой;
- наружная колонна, медленно вращающаяся, выполняет функцию центрирующей колонны, защищая буровую колонну от взаимодействия со стенками скважины.

Внутренняя буровая колонна устанавливается на подшипниковых опорах скольжения в каждой секции наружной трубы. Конструкция подшипниковой опоры обеспечивает свободное прохождение очистного агента по межтрубному пространству двойной колонны до забоя, с выходом его через буровой инструмент по центральному каналу буровой трубы. Наружная, медленно вращающаяся

ся труба, имеющая раздельный привод, не взаимодействует с буро-вым инструментом, а защищает буровую колонну от взаимодействия со стенками скважины. Для защиты от разгерметизации межтрубного пространства ввиду разности продольной деформации внутренней и наружной колон в головном снаряде предусмотрен компенсационный зазор в паре скольжения этих участков.

Принцип работы бурильного механизма заключается в передаче вращательного движения от электродвигателя 1 (рис. 1) через цилиндрическую зубчатую передачу 3 и 2, в которой размещён шпиндель, имеющий подвижное шлицевое соединение, передаётся бурильной колонне 6, соединённой с породоразрушающим инструментом 8.



D_1 – двигатель буровой колонны, D_2 – мотор-редуктор обсадной колонны, D_3 – двигатель подачи;

1 – шпиндель, 2 – зубчатое колесо, 3 – приводная шестерня главного привода, 4 – приводная шестерня обсадной колонны, 5 – приводное колесо обсадной колонны, 6 – внутренняя колонна, 7 – наружная колонна, 8 – буровая коронка, 9 – гайка подачи, 10 – винт подачи.

Рисунок 1 – Схема буровой машины с двойной колонной и раздельным приводом

Буровая колонна, установленная на подшипниковых опорах через определённые интервалы, гарантирует продольную устойчивость при передаче максимальной осевой нагрузки на буровой инструмент. Расчёты по устойчивости буровой колонны, приведённые в работе [6], показывают, что при заданной осевой нагрузке и жёсткостных параметрах буровой штанги критическая длина штанги из

материала Д16Т не должна превышать 3,5 м. Для стальной трубы из стали 40Х эта длина должна составлять не более 7,5 м.

Согласно правилам техники безопасности в шахтах, опасных по пыли и газу, запрещается использовать легкосплавные материалы в качестве бурового инструмента. Поэтому для промышленных испытаний в условиях шахты была изготовлена стальная двойная буровая колонна труб общей длиной 200 м с длиной секций по 1,5 м.

Результаты и обсуждения. В результате проведённых исследований выяснено, что СДПМ (одинаковой конструкцией статора и с одним и тем же частотным преобразователем) обладают КПД на 2% выше, чем высокоэффективные асинхронные электродвигатели. По сравнению с другими электродвигателями СДПМ также демонстрируют лучшие показатели мощность/объем и мощность/масса. [1, 2]. Максимальная скорость вращения СДПМ ограничивается только механической прочностью крепления магнитов.

В таблице 1 приведены характеристики трёх электродвигателей примерно равной мощности, но различных по типу исполнения [3].

Таблица 1 – Сравнительные параметры двигателей с СДПМ

Параметры	Асинхронный двигатель	Двигатель постоянного тока	СД с постоянными магнитами
Мощность, кВт	7,5	8,3	7,5
Скорость, об/мин	2900	3200	3000
Длина, мм	400	625	390
Полная масса, кг	66	195	38,6
Масса ротора, кг	17	29	8,2
Момент инерции $J_d \cdot 10^{-4}$ кгм ²	280	496	87,4
Номинальный момент, M_n , Н·м	24,7	24,7	24
Максимальный момент, M/M_n	1,8 M_n	1,6 M_n	3,0 M_n
Максимальное ускорение, c^{-2}	1588	797	8238
Охлаждение	индивидуальное	индивидуальное	конвекцией

Анализ показывает, что СДПМ обладает наименьшей массой и габаритами, а также максимальным крутящим моментом, который в

три раза превышает номинальный, что является существенным преимуществом.

В процессе полигонных и шахтных испытаний [6, 7] установлено, что для двойной колонны с внутренней буровой трубой критические поперечно-изгибные колебания не возникают даже при значительном увеличении расстояния между подшипниками опорами, что обусловлено конструктивными особенностями двойной колонны. Однако крутильные колебания могут оказывать значительное влияние на неравномерность вращения бурового инструмента, особенно при бурении крепких и неоднородных пород или при большой протяжённости буровой колонны. Этот фактор необходимо учитывать и контролировать.

Большой объём полигонных испытаний [6, 7], проведённых на плотных сухих глинах III–IV категории буримости с прохождением искусственно созданных участков трассы с блоками различных материалов (бетон, известняк, мрамор, ракушечник и др.), показал, что затраты мощности на вращение буровой колоны в скважине протяжённостью более 100 м практически не изменились.

Крутящий момент при прохождении бурового инструмента по участкам с крепкими породами изменялся незначительно, так как автоматически менялась скорость подачи. Имеющиеся контрольно-измерительные приборы позволяли мгновенно реагировать на изменения в забое скважины. Все испытания проходили в режиме бурения горизонтальных скважин. Главным контролируемым параметром был наименьший уход скважины от прямолинейности. Все остальные параметры, включая затраты мощности, скорость бурения и другие факторы, влияющие на процесс бурения, не принимались во внимание, но регистрировались.

При бурении скважин с двойной, раздельно приводной колонной с пневмо- или гидротранспортом керна на испытательном полигоне с выходом на дневную поверхность склона на расстоянии от 50 до 100 м от бурового станка отклонение скважин не происходило, и они просматривались визуально. При бурении более 150 м скважины не просматривались, но по азимуту они не отклонялись.

Промышленные испытания бурового комплекса КБ-76 [7], разработанного и изготовленного в Институте машиноведения НАН КР, по заказу АО УД «Испат-Кармет», проводились на шахте им. В. И. Ленина в г. Шахтинске Карагандинской области в 1998 году. Дальнейшая эксплуатация бурового комплекса продолжалась до капитального ремонта в 2005 году.

Испытания и работа комплекса показали, что для бурения дегазационных скважин по угольным пластам двойная буровая колонна является идеальным инструментом по многим показателям. Комплекс не только продемонстрировал высокую производительность проходки скважин по углю, но также обеспечил безопасность работ в условиях сверхкатегорийности пластов угля по газу ($36,3 \text{ м}^3/\text{т}$) и прямолинейности скважин протяженностью до 200 м.

Хотя показатель прямолинейности не регламентировался при дегазационных работах, но он оказался полезен при бурении направленных скважин для прокладки технических скважин. Проектная длина первой опытной скважины составляла 70 м с возможностью выхода бурового снаряда на откаточный штрек. Угол падения пласта составлял $9\text{--}14^\circ$, а отклонение скважины не превышало величины диаметра скважины. При выходе бурового инструмента в конвейерный или вентиляционный штрек скважины протяжённостью до 100 м просматривались визуально.

Режимы бурения скважин находились в следующих пределах:

- частота вращения буровой колонны – $300\text{--}500 \text{ об}/\text{мин.};$
- крутящий момент – $100\text{--}170 \text{ Н}\cdot\text{м};$
- усилие подачи – $4\text{--}8 \text{ кН};$
- частота вращения обсадной колонны – $8\text{--}10 \text{ об}/\text{мин};$
- крутящий момент на приводе обсадки возрастал по мере углубления скважины от 50 до 400 Н·м.

Выводы:

- СДПМ являются перспективной электрической машиной для приводов малой и средней мощности, в частности для специализированного бурового оборудования;

- СДПМ обладают наименьшей массой и габаритами, а также максимальным крутящим моментом, превышающим в 3 раза номинальный, что является существенным преимуществом для работы станка с двойной буровой колонной;
- СДПМ позволяют обеспечить абсолютно жёсткую механическую характеристику с возможностью регулирования частоты вращения в диапазоне допустимых внешних нагрузок;
- применение СДПМ показывают лучшие показатели мощность/объем и мощность/масса. Максимальная их скорость вращения ограничивается лишь механической прочностью крепления магнитов.

Таким образом, в результате проведённых полигонных и промышленных испытаний было установлено, что с глубиной скважины нагрузки на привод вращения внутренней колонны зависели только от характера взаимодействия инструмента с горной породой и её крепости. На холостое вращение внутренней колонны с увеличением её протяженности эти нагрузки были незначительны. Также установлено, что двойная колонна позволяет исключить аварийные ситуации с резким изменением крутящего момента на приводе вращения, которые могут повлечь выход двигателя СДПМ из синхронизации.

Приведённые выводы свидетельствуют о том, что рассматриваемая технология бурения с двойной раздельно приводной колонной труб позволит более эффективно использовать в качестве привода бурового станка частотно регулируемые синхронные двигатели с постоянными магнитами.

Литература

1. Бисов А.А. Математическое описание синхронного двигателя с постоянными магнитами / А.А. Бисов // Молодой ученый. – 2014. – № 21 (80). – С. 104–108. – URL: <https://moluch.ru/archive/80/14447/> Дата обращения 20.04.2023 г.
2. Павлов О.П. Синхронный двигатель с постоянными магнитами, управляемый при помощи прогнозирующей модели. Чувашский государственный университет им. И.Н. Ульянова.

«Молодой учёный». – № 25 (263), июнь 2019. – С. 135–138. – URL: <https://moluch.ru/archive/263/61104/>. Дата обращения 27.02.2023 г.

3. Синхронный двигатель с постоянными магнитами. <https://engineering-solutions.ru/motorcontrol/pmsm/> Дата обращения 14.10.2022 г.
4. Манжосов В.К. и др. Крутильные колебания в трансмиссиях буровых машин. – Фрунзе: Илим, 1982. – 166 с.
5. Анохин А.В. и др. Способ и устройство для бурения скважин. А. с. № 270845 СССР, Е21 В 3/00. Заявлено 10.04.87. Зарегистрировано 01.03.88.
6. Анохин А.В. Разработка и исследование буровых станков с двойным раздельно-приводным буровым ставом для направленного бурения горизонтальных скважин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / А.В. Анохин. – Иркутск, 1991. – 237 с.
7. Анохин А.В. Испытания бурового комплекса КБ-76 на шахте им. Ленина в г. Шахтинске [Текст] / А.В. Анохин и др. // Т-77 Труды Кыргызского ин-та минерального сырья: Сб. науч. тр. (КИМС). – Бишкек, 2000. – С. 200–206.

Ж. Усубалиев, Б.С. Султаналиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова

УДК 621.225

ЖОГОРКУ ИЙИНКҮЧТҮҮ ГИДРАВЛИКАЛЫК КҮЙМЫЛДАТҚЫЧТАН ЖАҢЫ ТҮЗҮЛҮШҮ ЖАНА АНЫН МУНӨЗДӨМӨЛӨРҮ

НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ ВЫСОКОМОМЕНТНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

NEW DESIGN OF HIGH-TORQUE HYDRAULIC MOTOR AND ITS CHARACTERISTICS

Ж. Усубалиев, Б.С. Султаналиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова
Zh. Usubaliev, B.S. Sultanaliev, K.T. Elikbayev, N.N. Kynatbekova

Бул иште бөлүктөрдүн минималдуу санынан турган гидромотордун жөнөкөйлөштүргөн конструкциясы каралат: куту, ротор жана 2 калак, мында ротор жарым сегмент түрүндөгү жумушчу көңдөйгө ээ. Жогорку ийинкүчтүү күймилдатқычтын элементтерине таасир этүүчү күчтөрдүн жана ийинкүчтөрдүн эсептөвлөрү көрсөтүлүп, ийинкүчтүн ротордун радиусуна, басымына жана узундугуна көз карандылыгынын графикитери алынган. Колдонулуп жаткан стандарттык гидравликалык күймилдатқычтар менен кубаттуулуктун өлчөм мунөздөмөлөрүн жана өлчөмдерүн аныктоочу техникалык мунөздөмөлөргө салыштырмалуу талдоо жүргүзүлгөн. Алынган натыйжалардын негизинде геометриялык же технологиялык параметрлерге жарааша гидравликалык күймилдатқычтын конструкциялык сөлөкөтүн иштеп чыгууну баштоого болот. Гидравликалык күймилдатқычтын конструкциясын иштеп чыгуунун бул ыкмасы 25 МПа -га чейинки басымда 100 мм^3 жумушчу көлөмүнө тиешелүү, ок толгоочтун чыгыш учунда ийин күчтүү 1500 Нм -ге чейинки түзүүдө.

В работе рассмотрена упрощенная конструкция гидравлического двигателя, состоящего из минимального числа деталей: корпуса, ротора и лопастей, причем корпус ротора обладает рабочей полостью в форме полусегмента. Проведены расчеты сил и крутящих моментов, действующих на элементы высокомоментного двигателя, и получены графики зависимостей крутящего момента от радиуса, давления и длины ротора. Выполнен сравнительный анализ технических характеристик, определяющих силовые параметры и габариты данной конструкции с существующими типовыми гидромоторами. На основе полученных результатов можно приступить к разработке конструктивной схемы гидравлического двигателя по оптимизированным геометрическим или технологическим параметрам. Данный подход к конструкторской разработке применим для

гидравлических двигателей с рабочим объемом до 100 mm^3 , при давлениях до 25 MPa , создающих крутящий момент на выходном валу до 1500 Nm .

The paper considers a simplified design of a hydraulic motor consisting of a minimum number of parts: a housing, a rotor and blades, where the rotor has a working cavity in the form of a half-segment. Calculations of forces and torques acting on the elements of a high-torque motor are given, and graphs of the dependences of torque on the radius, pressure and length of the rotor are obtained. A comparative analysis of technical characteristics determining the power parameters and dimensions with existing typical hydraulic motors is carried out. Based on the results obtained, it is possible to start developing a design scheme for a hydraulic motor, depending on geometric or technological parameters. This method of designing a hydraulic motor is applicable to a working volume of 100 mm^3 at a pressure of up to 25 MPa , while creating a torque at the eastern end of the shaft up to 1500 Nm .

Түйүн сөздөр: жогорку ийинкүчтүү кыймылдаткыч; тулку; ротор (айланма); калак; толгоочу ийинкүч; тулку; жумуштук басым; радиус; ротордун узундугу.

Ключевые слова: высокомоментный гидродвигатель; корпус; ротор; лопасть; крутящий момент; корпус; рабочее давление; радиус; длина ротора.

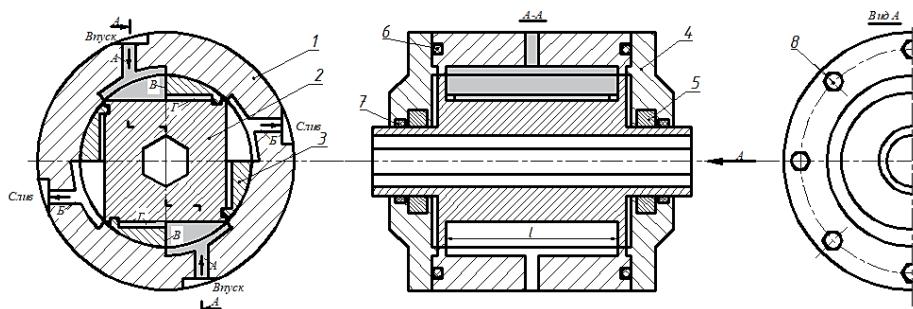
Keywrds: high-torque hydraulic motor; housing; rotor; blade; torque; frame; operating pressure; radius; rotor length.

Введение. Гидромоторы, преобразующие энергию жидкости под давлением в механическое вращательное движение, являются ключевым элементом гидравлических систем. Их ценные качества, такие как высокий крутящий момент, компактность и надежность, обеспечили широкое применение в строительстве, машиностроении, сельском хозяйстве и транспорте. В контексте современных требований к технике, направленных на повышение эффективности и надежности, разработка гидромоторов остается актуальной задачей. Существуют различные конструктивные типы гидромоторов: шестеренные, героторные, пластинчатые, радиально-поршневые и аксиально-поршневые, каждый из которых характеризуется сложностью конструкции и наличием множества подвижных соединений. С инженерной точки зрения надёжность — это прежде всего простота конструкции. Чем меньше деталей, узлов и механизмов, тем выше надёжность каждой детали и узла, и, следовательно, выше надёжность машины в

целом. В механизме любое подвижное соединение снижает КПД и надёжность его работы [1].

Методика исследований. Авторами в 2010 году была предложена конструкция высокомоментного роторного устройства [2]. В данной работе предлагается максимально упрощенная конструкция гидромотора. Как известно, для получения вращательного движения механизм должен состоять как минимум из двух элементов: статора (корпуса) и ротора (вала), а также из источника движения (для гидродвигателей это рабочая жидкость под давлением). С точки зрения конструктивного исполнения в гидродвигателе необходимо также наличие рабочей камеры либо в роторе, либо в статоре. Для вращения ротора необходимо в рабочей камере создать разность давлений, действующих на стенки камеры за счет особенности конструкции ротора, которая и создаст крутящий момент на валу ротора. С этой целью введены изменения в конструкцию ротора, размещенного в цилиндрическом корпусе, в котором ротор выполнен в виде квадратной призмы с полостями и раздвижными лопатками [3].

На рисунке 1 представлена конструктивная схема высокомоментного гидравлического двигателя, который состоит из корпуса 1, ротора 2, четырех лопаток 3, крышек 4, подшипников скольжения 5, торцевых 6 и радиальных 7 уплотнителей и крепежных болтов 8 [3].



1 – корпус; 2 – ротор; 3 – лопасть; 4 – крышка;
5, 6, 7 – прокладки; 8 – болты.

Рисунок 1 – Конструктивная схема высокомоментного гидромотора

Внутренняя полость корпуса 1 выполнена цилиндрической с сегментными пазами для подводящего и отводящего каналов рабочей жидкости, которые, в свою очередь, соединены с напорной и сливной магистралями. Длина пазов вдоль оси ротора равна длине лопаток 3, которые выполнены в виде 1/8 части сегментных призм, расположенных на гранях ротора 2, выполненного в виде квадратной призмы с диагональю, равной диаметру цилиндра ротора. С краю на поверхности призм имеются углубления для упора выступов лопаток 3, являющихся соединительными элементами, передающими крутящий момент от лопаток валу. Торцевые стороны квадратной призмы имеют боковые буртики в виде дисков для создания рабочей камеры, причем диаметры дисков равны диагонали квадрата (диаметру цилиндра). В роторе по оси вращения имеется шестиугольное отверстие для соединения вала с выходом (рис. 2). Лопатки 3, наружная поверхность которых имеет образующую окружности, равную радиусу цилиндра, а поверхность, прилегающая к плоскости ротора, имеет с краю (справа) выступ, входящий в канавку ротора. Кроме этого, на этой поверхности имеется полость, образованная боковыми упорами (спереди и сзади), для балансировки рабочего давления относительно оси вращения и прижатия лопатки к внутренней поверхности цилиндра (рис. 3).

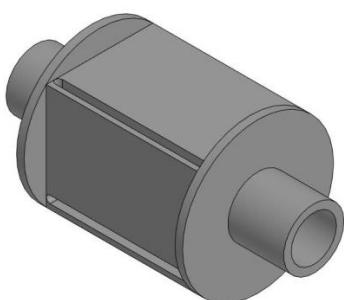


Рисунок 2 – Конструкция
вала

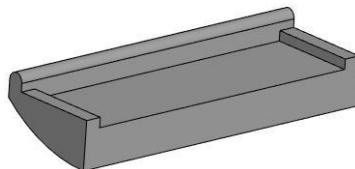


Рисунок 3 – Конструкция
лопатки

Предлагаемая конструкция высокомоментного гидравлического двигателя позволяет достичь высоких крутящих моментов при относительно малом габарите и простоте конструкции.

Силы F_1 , F_2 , F'_2 (рис. 4), действующие на соответствующие площади определяются как:

$$F_1 = P \cdot l \cdot k = P \cdot l \cdot r \cdot \cos \alpha, \quad (1)$$

$$F_2 = P \cdot l \cdot h = P \cdot l \cdot r \cdot (1 - \sin \alpha), \quad (2)$$

$$F'_2 = P \cdot l \cdot (k - b) = P \cdot l \cdot (r \cdot \cos \alpha - b), \quad (3)$$

где r – внутренний радиус гильзы корпуса; l – длина ротора; P – давление жидкости; α – угол поворота ротора между пуском и выпуском рабочей жидкости ($\alpha = \frac{\pi}{4}$); k – ширина горизонтальной поверхности сегмента, $k = r \cdot \cos \alpha$; h – высота вертикальной поверхности лопасти, $h = r \cdot (1 - \sin \alpha)$, где a – ширина участка для компенсирующей плоскости; b – ширина канавки для шпонки.

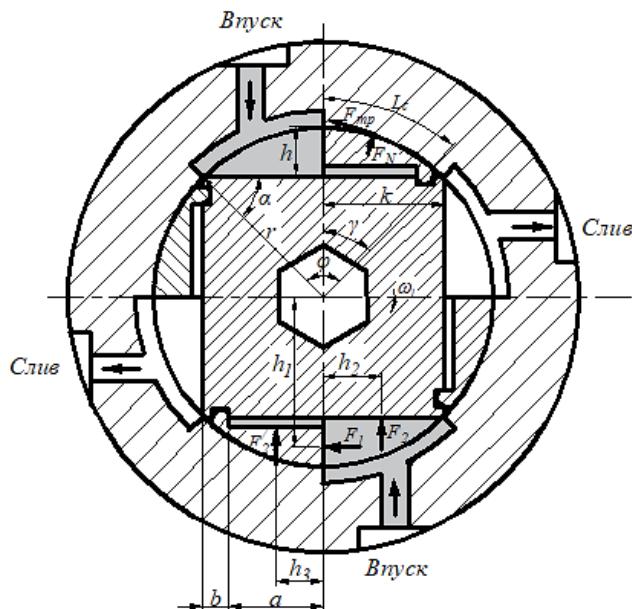


Рисунок 4 – Расчетная схема гидромотора

Моменты сил M_1 , M_2 и M'_2 относительно оси вращения определяются как:

$$M_1 = F_1 \cdot \frac{k}{2} = P \cdot l \cdot \frac{k^2}{2} \cdot \cos \alpha = P \cdot l \cdot r^2 \frac{\cos^2 \alpha}{2}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_2 &= F_2 \cdot (r - \frac{h}{2}) = P \cdot l \cdot r^2 \cdot (1 - \sin \alpha) \left[1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{\sin \alpha}{2} \right) \right] = \\ &= P \cdot l \cdot r^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{\sin^2 \alpha}{2} \right) = P \cdot l \cdot r^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

$$M'_2 = F'_2 \cdot \frac{(k - b)}{2} = P \cdot l \cdot \frac{(k - b)^2}{2} = P \cdot l \cdot \frac{(r \cos \alpha - b)^2}{2} . \quad (6)$$

Сила нормального давления, прижимающая полусегмент к корпусу (рис. 4), определяется как

$$F_N = P \cdot l \cdot L_c = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r , \quad (7)$$

где L_c – длина полусегмента, определяемая как $L_c = \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r$.

Сила и момент трения, возникающие между полусегментом и корпусом, определяются как:

$$F_{mp} = F_N \cdot f_{mp} = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot r \cdot f_{mp} , \quad (8)$$

$$M_{mp} = F_{mp} \cdot r = P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2 , \quad (9)$$

где f_{mp} – коэффициент трения.

Исходя из того, что конструкция гидродвигателя имеет две рабочие камеры, сумма моментов сил относительно оси вращения ротора будет определяться как:

$$\begin{aligned} \sum M &= 2(M_1 - M_2 + M'_2 - M_{mp}) = \\ &= 2(P \cdot l \cdot r^2 \frac{\cos^2 \alpha}{2} - P \cdot l \cdot r^2 \cdot \frac{\cos^2 \alpha}{2} + P \cdot l \cdot \frac{(r \cos \alpha - b)^2}{2} - P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2) = \\ &= P \cdot l \cdot (r \cos \alpha - b)^2 - 2 \cdot P \cdot l \cdot \frac{\pi \gamma}{180} \cdot f_{mp} \cdot r^2 . \end{aligned} \quad (10)$$

Результаты исследования. Используя зависимость (10), найден результатирующий крутящий момент для следующих случаев:

- при давлении в рабочей камере в интервале $P=10\text{--}50 \text{ МПа}$, при следующих геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $r=0,05 \text{ м}$, $l=0,1 \text{ м}$.
- при рабочем давлении $P=10 \text{ МПа}$, при радиусе ротора в интервале $r=0,02\text{--}0,1 \text{ м}$ и при геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $l=0,1 \text{ м}$.
- при рабочем давлении $P=10 \text{ МПа}$, длине лопасти ротора в интервале $l=0,05\text{--}0,2 \text{ м}$ и при геометрических параметрах: $b=0,004 \text{ м}$, $r=0,05 \text{ м}$.

Для указанных вариантов построены графики зависимости $M(r)$ (рис. 5 б), $M(P)$ (рис. 5 а) и $M(l)$ (рис. 5 в).

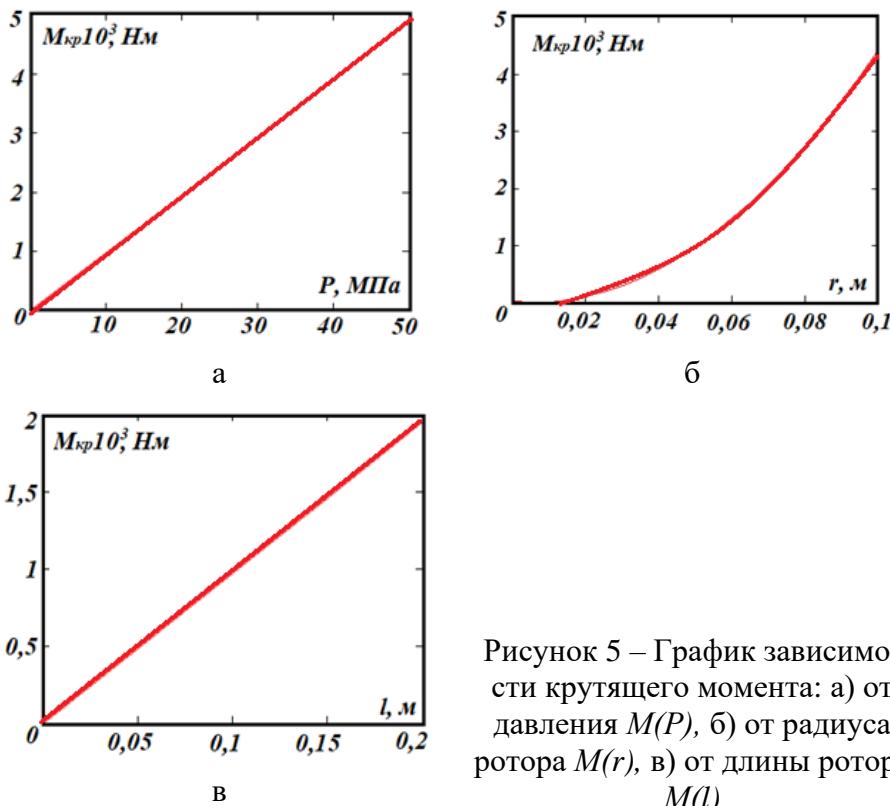


Рисунок 5 – График зависимости крутящего момента: а) от давления $M(P)$, б) от радиуса ротора $M(r)$, в) от длины ротора $M(l)$

Анализ полученных диаграмм показывает, что крутящий момент ротора для гидродвигателей данной конструкции в значительной степени зависит от радиуса ротора и давления, а длина ротора оказывает меньшее влияние. Следовательно, при проектировании

гидравлического двигателя, в зависимости от требований к габаритам и весу, необходимо уделить особое внимание выбору оптимального радиуса ротора. Так, например, при диаметре ротора гидродвигателя до 80 мм крутящий момент может достигать до 101 Нм (таблица 1), а при диаметре до 200 мм уже $M_{kp} = 4423$ Н·м, т.е. на два порядка выше, возрастает параболически.

Таблица 1 – Крутящий момент на валу в зависимости от диаметра ротора

Диаметр ротора d , мм	40	80	120	160	200
Крутящий момент M_{kp} , Н·м	101	585	1467	2746	4423

Величина крутящего момента гидравлических двигателей зависит от давления рабочей жидкости и рабочего объема камеры, причем рабочий объем является определяющим фактором [3]. Для нашего случая рабочий объем камеры (рис. 1 и 4) будет:

$$q = 2S_c l, \quad (11)$$

где S_c – площадь сегмента [4] полости камеры (рис. 4), которая равна:

$$S_c = \frac{1}{2} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) = \frac{1}{4} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)), \quad (12)$$

здесь $\varphi = 2\gamma$.

Подставив зависимость (12) в (11), окончательно получаем объем рабочей камеры:

$$q = 2 \cdot \frac{1}{4} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) l = \frac{1}{2} r^2 (\varphi - \sin(\varphi)) l. \quad (13)$$

Рассмотрим крутящий момент в начале движения при конкретных параметрах гидродвигателя: $r = 5$ см ($d = 100$ мм); $l = 10$ см; $P = 16$ МПа; $q = 71,35 \text{ см}^3$; $M = 1562$ Нм, $m = 3,56$ кг и сравним с известными типами гидромоторов, работающих при рабочих давлениях от $P = 1$ 6 до 25 МПа (таблица 2).

Таблица 2 – Технические характеристики различных гидромоторов

Гидромоторы	Рабочий объем, см ³	Давление, МПа	Крутящий момент, Н·м	Масса, кг	Частота вращения, об/мин
Шестеренные PGM 640	100	18	258	25,5	3000
Геороторные МН	502,4	17,5	850	32,2	370
Пластинчатые	252,2	24	985	21,4	400
Аксиально-поршневые серии 310	250	20	837	65	960
Радиально- поршневые AHMS03-230	225	25	850	26,6	250
Высокомоментный гидродвигатель (предлагаемый)	71,35	16	1562	8,56	250

Выводы

Как видно из таблицы 2, для получения крутящего момента в пределах 800–900 Нм различные гидромоторы требуют большого рабочего объёма, а следовательно, и значительной массы. Предлагаемая конструкция высокомоментного гидромотора позволяет достичь в два раза большего крутящего момента (1562 Нм) при меньшем рабочем объёме и массе в сравнении с существующими.

Литература

1. Идеология надёжности машины, мотора.
<https://www.drive2.ru/b/64434872444673519> (дата обращения: 2.04.2025 г.)
2. Устройство роторное. Патент № 1219 KG (11) 1219 C1 (46). F01C1/00. / Ж. Усубалиев, В.К. Ким, К.Т. Эликбаев, Н.Т. Саадабаев; заявл.: 15.10. 2008 г. Опубликовано: Бюл. №1 от 30.01 2010.

3. Высокомоментный гидравлический двигатель. Патент № 420 (19) KG (11) 420 (13) C2 (51) F01C1/00. /С.Б. Султаналиев, Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова; заявл.: 20.05. 2024 г. Опубликовано: Бюл. №4 от 30.04 2025.
4. Гидродвигатели. Типы. Характеристики преимущества и недостатки различных конструкций. https://rg-gidro.ru/reviews/stati_i_obzory/gidrodvigateli_tipy_kharakteristiki_preimushchestva_i_nedostatki_razlichnykh_konstruktsiy/ (дата обращения: 14.08.2024 г.)
5. Ануриев В.И. Справочник машиностроителя. – Т.1. Машиностроение. – М.: 1978. – 728 с.

Б.Ш. Айтуганов

УДК 631.53.027.3

ҮРӨНДӨРДҮ ТОНДООДО БИРИКТИРҮҮЧҮ СҮҮКТҮКТУН АДГЕЗИЯСЫ

АДГЕЗИЯ СВЯЗУЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ ПРИ ДРАЖИРОВАНИИ СЕМЯН

ADHESION OF THE BINDING FLUID DURING SEED COATING

Б.Ш. Айтуганов

B.Sh. Aituganov

Макалада, айыл чарба өсүмдүктөрүн себүүгө чейинки шиitetүү ыкмасы караган, б.а. үрөндүн бетине коргоочу жана азыктандыруучу заттар менен жасалма катмарды түзүү (тондоо). Үрөндүн бетине жасалма катмарды түзүүдө чечүүчү факторлордун коргоп-азыктандыруучу сүүктүктүн адгезиялык касиети болуп саналат, ал кургак тондоочу аралашманын компаненттерин үрөндүн бетине жабышууга өбөлгө түзүү менен коргоочу жана азыктандыруучу катмарды түзөт. Чектик нымдануу коэффициенти менен бириктириүүчү сүүктүктүн адгезия күчтөрү тондоонун технологиялык процессинин туруктуулугуна таасирин тийгизет. Тондоонун технологиялык процессинин туруктуулугун камсыз кылуу үчүн дисперстүүлүк критерий колдонулат, тондоочу аралашманын бөлүкчөлөрү канчалык майда болсо, анын дисперстүүлүгү ошончолук жогору болот, демек, үрөндөр жакиши нымдалат жана үрөндөрдү тондоо процесси натыйжалуу өтөт. Ошентип, тондолгон айыл чарба өсүмдүктөрүнүн колдонуунун төмөнкүдөй артыкчылыктарды камсыз кылат: өсүмдүктөрдү зиянкечтерден жана илдеметтерден коргоо, үрөндөрдүн тегиз өнүшүнүн жогорулашынын эсебинен жогорку түшүмдүүлүккө жетишүү жана катар аралык шиitetүүгө кеткен эмгекти азайтуу.

В статье рассмотрен один из методов предпосевной обработки семян сельскохозяйственных культур – дражирование, т.е. создание искусственной оболочки на поверхности семян защитно-питательными веществами. При создании искусственной оболочки на поверхности семени одним из решающих факторов являются адгезионные свойства связующей жидкости, позволяющей сухим компонентам, дражирующей смеси прилипать к семени, формируя защитно-питательную оболочку. Коэффициент предельного увлажнения и силы адгезии связующей жидкости влияют на устойчивость технологического процесса дражирования. Для обеспечения устойчивости технологического процесса дражирования семян применя-

ется критерий дисперсности, чем мельче частицы дражирующей смеси, тем больше ее дисперсность, следовательно, тем лучше сма�иваются семена, а процесс дражирования семян проходит эффективнее. Таким образом, использование дражированных семян сельскохозяйственных культур обеспечивает: защиту растений от вредителей и болезней, достижение высокого урожая за счет повышенной полевой всхожести семян и снижение трудозатрат на междурядную обработку.

The article considers one of the methods of pre-sowing treatment of agricultural seeds - by grazing, that is, the creation of an artificial shell on the surface of seeds with protective nutrients. When creating an artificial shell on the surface of the seed, one of the decisive factors is the adhesive properties of the binder liquid, which allows the dry components of the coating mixture to adhere to the seed, forming a protective and nutritious shell. The coefficient of maximum humidification and the adhesive strength of the binding fluid affect the stability of the technological coating process. To ensure the stability of the technological process of seed grazing, the dispersion criterion is applied, the smaller the particles of the grazing mixture, the greater its dispersion, therefore, the better the seeds are wetted, and the seed grazing process is more efficient. Thus, the use of graded seeds of agricultural crops provides: protection of plants from pests and diseases, achieving high yields due to increased field germination of seeds and reducing labor costs for row-by-row processing.

Түйүн сөздөр: себүү алдындағы шиitetүү; тондоо; жасалма каттар; бириктируүчүү суюктук; тондоочу аралашина; адгезия.

Ключевые слова: предпосевная обработка; дражирование; искусственная оболочка; связующая жидкость; дражирующая смесь; адгезия.

Key words: pre-sowing treatment; pelletizing; artificial shell; binding liquid; draining mixture; adhesion.

Введение. Важное место в сельском хозяйстве занимают мероприятия; направленные на подготовку семян к посеву. Традиционные методы (очистка; сортировка; пропаривание; сушка и т.п.) широко применяются в сельскохозяйственном производстве; но они; как правило; направлены на сохранение посевных качеств семенного материала и не стимулируют рост и развитие сельскохозяйственных культур [1; 2].

Существует три основных метода нанесения на поверхность семян искусственной оболочки: дражирование; прессование гранул и выдавливание (штамповка) таблеток. Метод предпосевной обработки семян дражированием является наиболее перспективным; где формируются условия; при которых происходит постепенное фор-

мирование искусственной оболочки семени защитно-питательными компонентами; не травмируя семена. Данный метод; т.е. насыщение искусственной оболочки; подразумевает постепенное нанесение на поверхности семян различных по составу и свойству компонентов и связующей жидкости.

Нанесение связующей жидкости на поверхность семян является важным этапом при формировании искусственной оболочки. Поскольку от этого этапа зависит эффективность и равномерность процесса дражирования; и целесообразно применять распылители с наименьшим диаметром капли связующей жидкости. Формирование искусственной оболочки на поверхности семян протекает в камере смешивания дражиратора; где на поверхности семени образуется тонкий слой связующей жидкости; обладающей адгезионными свойствами; и частицы сухого компонента прилипают; в результате образуется многослойное «семенное драже» [3; 4].

Показатели устойчивости технологического процесса дражирования складываются из: коэффициента предельного увлажнения; силы адгезии (липкости) и критерия дисперсности. Данные показатели характеризуют формирование искусственной оболочки; т.е. постепенного насыщения семени компонентами дражирующей смеси с учетом особенностей поверхности семени и сроков их посева [3].

Материалы и методы. Существует ряд факторов; являющихся преградой для внедрения сельскохозяйственного производства метода дражирования; основным из которых является отсутствие универсальной техники для дражирования семян сельскохозяйственных культур отечественного производства и высокой стоимости зарубежных образцов [1; 2].

В современных условиях введения земледелия и получения устойчивой высокой урожайности сельскохозяйственных культур необходимо использовать технологии и методы обработки; которые позволяют получить устойчивые всходы; повышают урожайность и снижают трудозатраты на их производство. Одним из таких методов является дражирование – технология нанесения на семена защитно-питательной оболочки; состоящая из удобрений; микроэлементов и защитных веществ.

В результате применения метода дражирования семян сельскохозяйственных культур достигается разносторонний эффект: повышение всхожести и защита от патогенной флоры за счет искусственной оболочки; содержащей питательные вещества; микроудобрения; фунгициды и инсектициды; повышение уровня механизации посевных работ; т.к. мелкие семена и семена неправильной формы при дражировании имеют более округлую формы и увеличиваются в размерах; тем самым обеспечивается более равномерный посев; снижение трудозатрат по прореживанию растений; снижение пестицидов; т.к. необходимое их количество добавляется непосредственно в процессе дражирования на поверхность семян [3; 5].

Технология дражирования существенно облегчает возделывание сельскохозяйственных культур; повышает условия их роста; а также меньше загрязняет окружающую среду; т.к. на саму зерновку наносится определенная доза защитно-питательных веществ. Наблюдаемые эффекты при использовании дражированных семян представлены на рисунке 1.



Рисунок 1 – Преимущество дражированных семян

Результаты исследований. Факторы; влияющие на формирование искусственной оболочки на поверхности семени в процессе дражирования; складываются от необходимого количества воды

(связующей жидкости); порции семян; толщины пленки; удерживающей частицы дражирующей смеси; обладающей адгезионной способностью; и толщины пленки; препятствующей слипанию семян [6].

В процессе дражирования снижается когезия связующей жидкости компонентами дражирующей смеси и увеличиваются адгезионные силы при смачивании семян. Увеличивается площадь соприкосновения при мелкодисперсной структуре связующей жидкости и дражирующей смеси; что способствует эффективному прилипанию к поверхности семян дражирующей смеси.

За критерий дисперсности для обеспечения технологического процесса дражирования семян применяется средний диаметр капли d_k ; который можно определить по формуле [6; 7]:

$$d_k = \frac{d_{cl}}{\sqrt{\frac{4 \sin^3 \lambda}{2 + \cos^3 \lambda \cdot 3 \cos \lambda_k}}}, \quad (1)$$

где d_{cl} – диаметр следа капли; λ_k – угол между касательной к сфере капли в точке ее сечения.

Степень покрытия связующей жидкостью обрабатываемой поверхности семени в процентах определяется из выражения:

$$M = \frac{100\pi}{4f_0} \left(d_{k_1}^2 \cdot n_{k_1} + d_{k_2}^2 \cdot n_{k_2} + \dots + d_{k_i}^2 \cdot n_{k_i} \right) = \frac{25\pi}{f_0} \sum d_{k_i}^2 \cdot n_{k_i}; \quad (2)$$

где $d_{k_1}, d_{k_2}, \dots, d_{k_i}$ – диаметр следов капель; мкм; $n_{k_1}, n_{k_2}, \dots, n_{k_i}$ – количество капель каждого размера; шт.; f_0 – исследуемая площадь; мкм².

Необходимое количество связующей жидкости определяется через коэффициент предельного увлажнения $\varepsilon_{np.}$:

$$\varepsilon_{np.} = \frac{V_{\text{ж}}}{V_c}, \quad (3)$$

где $V_{\text{ж}}$ – объем жидкости; при котором семена начинают слипаться; м³; V_c – объем семян на рабочей поверхности; м³.

Эффективность смачивания семян связующей жидкостью достигается при мелкокапельном опрыскивании и снижается при крупнокапельном.

Эффективность процесса дражирования семян характеризуется коэффициентом эффективного действия капли K_{ϕ} :

$$K_{\phi} = \frac{S_{\phi}}{S} = \frac{0,78(d_{cl} + 2S')^3}{0,78 \cdot d_{cl}^2} = \frac{(d_{cl} + 2S')^3}{d_{cl}^2}, \quad (4)$$

где $S_{\phi} = 0,78(d_{cl} + 2S')^3$ – площадь эффективного действия капли; мкм^2 ; $S = 0,78 \cdot d_{cl}^2$ – площадь, образованная следом капли; мкм^2 ; S' – зона эффективного действия капли; мкм^2 .

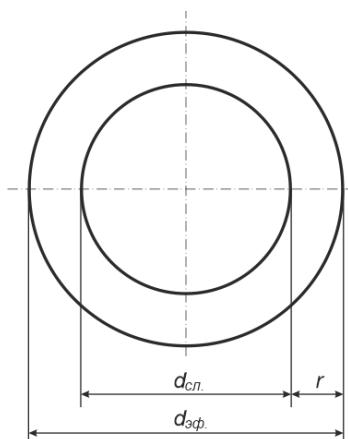


Рисунок 2 – Схема площади следа капли и эффективного ее действия

Зона эффективного действия капли S' представлена на рисунке 2; для эффективного и устойчивого процесса дражирования достаточно семени попасть в размер d_{ϕ} со смоченной частицей дражирующей смеси.

Из уравнения (4) следует; что эффективность действия капли (частиц дражирующей смеси) увеличивается с уменьшением размеров капли [3; 7].

Степень эффективности покрытия семени:

$$M_{\phi} = M \cdot K_{\phi}, \quad (5)$$

Таким образом; коэффициент эффективного действия капли характеризует закономерность: чем мельче частицы дражирующей смеси; тем лучше смачиваются семена и эффективнее проходят процессы дражирования семян [3; 7].

При использовании дражированных семян можно получить экономический (коммерческий); социальный и экологический эффекты; несмотря на повышенную стоимость дражированных семян.

Экономическая эффективность использования дражированных семян аргументируется следующими показателями: дражирование семян обеспечивает качество семенного материала; полевая всхожесть семян повышается (что положительно отражается на урожайности); позволяет избежать превышение нормы высева семян (в частности; при посеве мелкосемянных культур); снизить трудоемкость работ; связанных с междурядной обработкой и подкормкой растений; повысить уровень механизации работ при посевых работах.

Социальный эффект от использования дражированных семян заключается в следующем: содействие в обеспечении продовольственной безопасности страны; обеспечение точного высева дражированных семян; имеющих защитно-питательную оболочку; рост доходов населения; что повышает культуру земледелия.

Экологический эффект заключается в снижении химических веществ в продуктах земледелия за счет дозированной подачи их в процессе дражирования семян непосредственно в саму зерновку; которые не превышают предельно допустимые нормы.

Выводы. Таким образом; использование дражированных семян в сельском производстве обеспечивает: защиту растений от вредителей и болезней (40...90%); достижение высокого урожая (15...20%) за счет повышенной полевой всхожести семян (10...20%) и снижение трудозатрат на междурядную обработку сельскохозяйственных культур. Данный способ предпосевной обработки семян наиболее эффективен для мелкосемянных культур; т.к. сокращается расход семян на 30...40% за счет точного высева семян.

Социальные и эколого-экономические аргументы использования дражированных семян доказывают эффективность использования и внедрения метода дражирования семян в сельскохозяйственное производство.

Литература

1. Осмонов Ы.Дж.; Касымбеков Р.А.; Акматов А.Э. и др. Показали эффективности дражирования семян сельскохозяйственных культур. – Вестник Кыргызского национального аграрного университета им. К.И. Скрябина. – 2022. – № 4 (63). – С. 210–216.
2. Червяков А.В.; Курзенков С.В.; Михеев Д.А. Повышение посевных качеств семенного материала методом дражирования. / Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Материалы Международной научно-практической конференции: в 2т. Национальная академия наук Беларуси; Республиканское унитарное предприятие «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – 2010. – С. 70–74.
3. Kasymbekov R.; Temirbaeva N.; Toktonaliev B.; Osmonov Y.; Aituganov B. Designing a pre-sowing seed treatment method and a combined sowing rig / IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2023. Т. 1206. № 1. С. 012030.
4. Михеев Д.А. Расчет сил адгезии связующей жидкости при дражировании семян. – Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. –2018. – № 2. – С. 192–195.
5. Михеев Д.А. Дражирование как перспективный метод предпосевной обработки /Материалы Международной научно-технической конференции// Д.А. Михеев. – Горки; 2012. – С. 261–264.
6. Касымбеков Р.А.; Осмонов Ы.Дж.; Акматов А.Э. и др. Факторы, влияющие на формирование оболочки семян в процессе дражирования. – Вестник Кыргызского национального аграрного университета им. К.И. Скрябина. – 2022. – № 4 (63). – С. 244–250.
7. Спиридовон А.Б.; Дородов П.В.; Копысова Т.С. Обоснование расчета размеров частиц биогумуса для проведения процесса дражирования семян льна-долгунца. – Приволжский научный вестник. – 2013. – № 10 (26). – С. 48–50.

Султаналиев Б.С., Абсаматов Э.Н.

УДК 622.24

ЖЕЛУРГУЧТАР МЕНЕН ЖАРДЫРУУЧУ КУЯЛАРДЫ БУРГУЛОО БОЮНЧА ХРОНОМЕТРИЯЛЫК БАЙКООЛОР ЖАНА ЭКСПЕРИМЕНТАЛДЫК ИЗИЛДӨӨЛӨР

ХРОНОМЕТРАЖНЫЕ НАБЛЮДЕНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ БУРЕНИЯ ВЗРЫВНЫХ СКВАЖИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОГРУЖНЫХ ПНЕВМОУДАРНИКОВ

CHRONOMETRY OBSERVATIONS AND EXPERIMENTAL STUDIES OF DRILLING BLAST WELLS USING SUBMERSIBLE AIR HAMMERS

Султаналиев Б.С., Абсаматов Э.Н.

Sultanaliev B.S., Absamatov E.N.

Сокку-айлантуу ыкма менен буроочу агрегаттардын иши боюнча жүргүзүлгөн хронометраждык байкоолордун жыйынтыктары каралып, талданды. изилдөө *Sandvik Leopard DI650* (Финляндия) жана *Zega D480A* (Кытай Эл Республикасынан) маркаларындагы желургучтуу буроочу агрегаттарга байланыштуу болуп, алар тоо шарттарында жардыруучу куяларды буроодо колдонулган. Жогорку тоолуу шарттарда буроочу агрегаттардын механикалык буроо ылдамдыгы жана сменалык өндүрүмдүүлүгү аныкталды. Жардыруучу куяларды буроо өндүрүшүнүн шарттарын негиздөө учун кен-геологиялык өзгөчөлүктөрө, тоо массивинин түзүлүшүнө, минералогиялык курамына жана Джеруй кенинин тоо тектеринин механикалык касиеттерине талдоо жүргүзүлдү. Буроочу агрегаттардын өндүрүмдүүлүгү боюнча айлык борттук журналдардагы байкоо маалыматтары талданды. Хронометраждык байкоолордун жана эсептөөлөрдүн негизинде Кыргыз Республикасынын жогорку тоолуу шарттарында буроочу агрегаттарды колдонуу натыйжалуулугу боюнча тыянактар чыгарылды.

Рассмотрены и проанализированы результаты хронометражных наблюдений за буровыми агрегатами *Sandvik типа Leopard DI650* (Финляндия) и *Zega D480A* (КНР) ударно-вращательного бурения с погружными пневмоударниками при бурении взрывных скважин в условиях высокогорья. Установлены механическая скорость бурения и сменная производительность при высокогорных условиях эксплуатации буровых агрегатов. Для обоснования условий производства бурения взрывных скважин проведён анализ горно-геологических характеристик, строения массива, минералогического состава и механических свойств горных пород Джеруйского

месторождения. Проанализированы данные бортового журнала наблюдений за производительностью буровых агрегатов по месяцам. На основании хронометражных наблюдений и расчётов сделаны выводы об эффективности применения буровых агрегатов в условиях высокогорья Кыргызской Республики.

The results of time-study observations of percussive-rotary drilling rigs equipped with down-the-hole hammers Sandvik Leopard DI650 2 (Finland) and Zega D480A (China) during blast hole drilling under high-altitude conditions are presented and analyzed. The mechanical drilling rate and shift productivity of the rigs operating in mountainous environments were determined. To substantiate the conditions for blast hole drilling operations, an analysis of the geological and mining characteristics, rock mass structure, mineralogical composition, and mechanical properties of the rocks at the Jerui deposit was conducted. Data from monthly onboard performance logs of the drilling rigs were also examined. Based on time-study observations and calculations, conclusions were drawn regarding the efficiency of applying drilling rigs under the high-altitude conditions of the Kyrgyz Republic.

Түйүн сөздөр: буроочу агрегат; тоо таш; таштын катаалдыгы; сокку менен айлантуу ыкмасы менен буроо, жеселургуч; кую; буроонун ылдамдыгы; өндүрүмдүүлүк.

Ключевые слова: буровой агрегат; горная порода; крепость породы; ударно-вращательное бурение; пневмоударник; скважина; скорость бурения; производительность.

Keywords: drilling rig; rock; rock strength; rotary percussion drilling; drill bit; pneumatic hammer; borehole; drilling speed; productivity.

Введение. Месторождение Джеруй расположено в горном массиве на высоте 3710 м над уровнем моря на территории Таласской области Таласского района в селе Кара-Ой на расстоянии 190 км от г. Бишкек и в 40 км от г. Талас. Автомобильная трасса Бишкек–Талас проходит через село Кара-Ой. Водоснабжение осуществляется из протекающей рядом с месторождением реки Чон-Чычкан. Район относится к зоне сейсмической активности в 8 баллов. Климат резко континентальный: снег выпадает в начале октября и лежит до конца мая; местами — до середины июня.

Горно-геологическое строение месторождения в основном представлено кварцевыми диоритами, пересечёнными жилами и прожилками золотоносного кварца, а также многочисленными зонами

дробления и гидротермального изменения пород, содержащими сульфидную минерализацию. Месторождение относится к зоне Сусамырского разлома. Основные разрывы на месторождении и рудном поле по всем признакам оперяют зону Сусамырского разлома. Джеруй относится к числу месторождений золотокварцевой формации. Золото приурочено к малосульфидным жилам, прожилкам и зонам метасоматического окварцевания. Кварц однородный, мелко- и тонкозернистый, местами халцедоновидный; цвет — светло-серый и серый. Крепость пород варьируется по шкале проф. М.М. Протодьяконова от 8 до 17, местами встречаются трещиноватые участки.

Месторождение Джеруй представлено массивным, крутопадающим рудным телом. Разработка ведётся комбинированным способом: верхняя часть рудного тела разрабатывается открытым способом, а основная масса руды отрабатывается подземным способом [1].

Цель исследования — определение производительности буровых агрегатов ударно-вращательного бурения с погружными пневмоударниками при бурении взрывных скважин в условиях высокогорья Кыргызской Республики.

Характеристика горных пород является одним из важных факторов; влияющих на скорость бурения; так как определяет их сопротивляемость проникновению бурового инструмента. На процесс бурения также оказывают влияние плотность; вязкость; твёрдость; абразивность и истираемость горных пород.

Основным показателем производительности буровых агрегатов является механическая скорость бурения — скорость проходки породы непосредственно буровым инструментом [2-3]. Данный показатель зависит от свойств горных пород; типа бурового инструмента и режимов бурения. Исследования процесса бурения взрывных скважин проводятся в целях оценки эффективности работы буровых агрегатов в условиях высокогорья.

Буровые работы на карьере рудника Джеруй выполняются агрегатами финской фирмы Sandvik Leopard DI650, шведской фирмы Epiroc FlexiRoc D65, а также буровым агрегатом китайского производства Zega D480A.

В период хронометражных наблюдений на карьере применялись буровые агрегаты Leopard DI650 и Zega D480A. Общий вид буровых агрегатов приведён на рисунках 1 и 2, их технические характеристики — в таблице 1.



Рисунок 1 – Общий вид
бурового агрегата Leopard DI650



Рисунок 2 – Общий вид
бурового агрегата Zega D480A

Таблица 1 – Техническая характеристика буровых агрегатов Leopard DI650 и Zega D480A

Параметр	Leopard DI650	Zega D480A
1. Диаметр скважины, мм	171	171
2. Диаметр буровой штанги; труб, мм	148	151
3. Тип погружного пневмоударника	RH460	GL360
4. Тип вращателя	HTRH6	DTH GL360
5. Мощность двигателя, кВт	403	410
6. Подача воздуха, м ³ /мин	28;3	30
рабочее давление до, бар	30	25
7. Обороты вращателя, об/мин	0-100	0-80
8. Макс. крутящий момент, Нм	5800	5600
9. Тип податчика	цепная	тросовая
10. Масса, кг	25100	25000

Как видно из таблицы 1, технические характеристики буровых агрегатов Leopard DI650 и Zega D480A во многом близки. Агрегаты оснащены погружными пневмоударниками: RH460 Sandvik и GL 360

Zega (DTH) соответственно. Технические характеристики пневмоударников RH460 Sandvik и GL 360 Zega приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Техническая характеристика погружных пневмоударников RH460 Sandvik и GL 360 Zega

Параметр	RH 460-Sandvik	GL 360 Zega
1. Диаметр коронки, мм	171	171
2. Тип хвостовика	QL60	QL60
3. Ударная мощность, кВт	6,6-21	19,6
4. Рабочее давление воздуха, бар	10-25	24
5. Расход воздуха, м ³ /мин	28,3	25
6. Диаметр штанги; труб, мм	148	151
7. Длина пневмоударника, мм	1300	1250
8. Масса пневмоударника, кг	112	141,9

Приведённые в таблице 2 данные показывают, что основные показатели пневмоударников практически совпадают по ударной мощности и расходу воздуха.

Изучению процессов разрушения горных пород при бурении взрывных скважин посвящено множество исследований, однако до настоящего времени они не привели к единому представлению о механизмах разрушения горной породы при ударном и ударно-вращательном бурении, а также о качественном и количественном влиянии отдельных факторов на характер протекающих процессов. Это связано с тем, что разрушение горных пород определяется совокупностью природных, технических и технологических факторов, таких как тип используемого инструмента, энергия удара, частота ударов и т. д. [4 – 6].

При буровзрывном способе бурения взрывных скважин буровые агрегаты относятся к машинам цикличного действия. Цикл работ включает бурение и вспомогательные операции: опускание, наращивание и подъём бурового става (так как длина буровых штанг обычно меньше глубины скважины), его разборку, замену инструмента, переезд на новую скважину, центровку и установку на опору. Длительность

вспомогательных операций определяется с помощью хронометражных наблюдений. Можно считать, что суммарное время выполнения всех основных и вспомогательных операций, приходящееся на 1 м пробуренной скважины, является постоянным для данной модели бурового агрегата и определённых условий буримости пород [7–9].

В настоящее время наиболее эффективным способом бурения взрывных скважин в массиве горных пород является ударно-вращательное бурение с погружным пневмоударником, обеспечивающее минимальную энергоёмкость процесса. В последние годы на горнодобывающих предприятиях как в Кыргызской Республике, так и за её пределами (в России и других странах), активно развивается ударно-вращательное бурение с погружными пневмоударниками высокого давления (от 2,0 до 3,5 МПа) [10–16].

Отмечается также устойчивый рост числа исследований, направленных на повышение энергоэффективности и производительности буровзрывных работ. Особое внимание уделяется поиску решений для определения физико-механических свойств горных пород (прочности, трещиноватости и абразивности) в условиях эксплуатации буровой техники на реальных производственных объектах [17–23].

Методы исследования. В период хронометражных наблюдений буровые работы велись на блоке 3528-013-w ($H = 3528$ м). На данном участке крепость породы составляла от 8 до 12 по шкале проф. М.М. Протодьяконова. Для обоснования условий проведения буровых работ был выполнен анализ горно-геологических характеристик массива горных пород на участке хронометражных исследований.

Бурение осуществлялось при следующих параметрах:

- рабочее давление воздуха погружного пневмоударника — 1,7–1,9 МПа;
- скорость вращения штанги — 85–96 об/мин;
- подача бурового механизма осуществлялся при давлении 9,0 МПа.

Глубина скважин составляла 8,5 м. Использовались 2 буровые штанги длиной по 6 м. Бурение выполнялось буровой коронкой диаметром 171 мм.

Результаты и обсуждения. На графике рисунка 3 представлена механическая скорость бурения от глубины скважин; для двух буровых агрегатов Leopard DI650 и Zega D480A. Для определения механической скорости фиксировалось время чистого бурения.

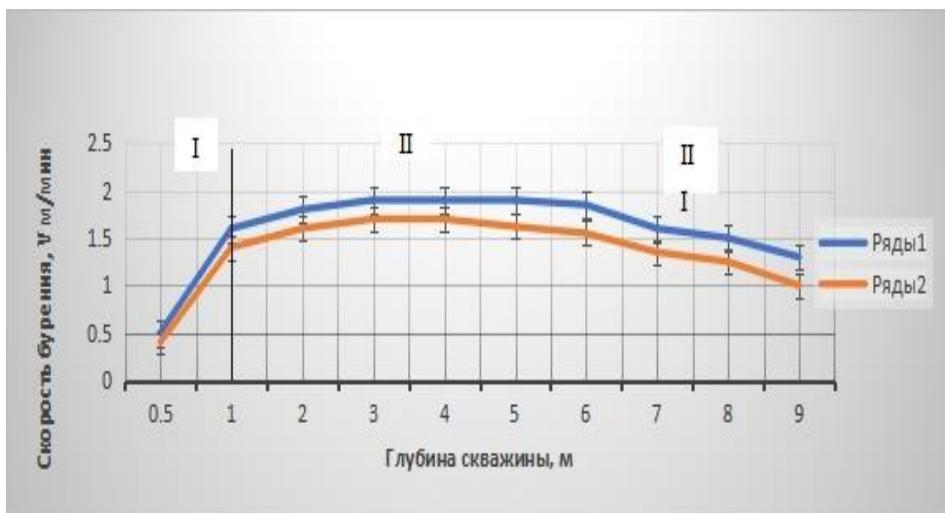


Рисунок 3 – Скорость бурения от глубины скважин
ряд 1– Leopard DI650; ряд 2– Zega D480A

На рисунке 3 выделяются несколько участков, соответствующих различным режимам бурения. На участке I при глубине скважины до 1,0 м режим забуривания начинается при минимальном усилии подачи. С увеличением глубины скважины увеличивается скорость бурения от 0,5 до 1,6 м/мин (для Leopard DI650) и от 0,4 до 1,4 м/мин (для Zega D480A).

Далее, на участке II, механическая скорость, достигая максимального значения, практически остается постоянной, последующее увеличение усилия подачи не приводит к росту механической скорости, механическая скорость на этом участке составляет 1,7 – 1,8 м/мин (для Leopard DI650) и 1,5 – 1,6 м/мин (для Zega D480A).

На участке III наблюдается снижение механической скорости из-за падения давления пневмосистемы на забое вследствие падения мощности погружного пневмоударника, а также бурения при

наличии шлама на забое. Механическая скорость на этом участке снижается от 1,8 м/мин при глубине бурения 6,0 м до 1,35 м/мин на глубине скважины 9,0 м (для Leopard DI650) и от 1,52 м/мин при глубине бурения 6,0 м до 1,0 м/мин на глубине скважины 9,0 м (для Zega D480A).

Если сравнивать механическую скорость буровых, то можно отметить небольшое, в 1,14...1,2 раза, превышение у бурового агрегата Leopard DI650 над Zega D480A.

С целью определения технической скорости бурения, которая включает в себя операции по разъединению и наращиванию бурового става, продувку скважины и передвижку буровой установки, проведены хронометражные наблюдения при бурении 10 скважин на глубину 8,5 м. На основании этих данных определена техническая скорость бурения буровых агрегатов. Полученные данные хронометражных наблюдений за процессом бурения на десяти взрывных скважинах приведены в таблицах 3 и 4.

Как следует из таблиц 3 и 4, техническая скорость буровых агрегатов составила:

- буровой агрегат Leopard DI650 – 0,63 м/мин или 38,2 м/ч,
- буровой агрегат Zega D480A – 0,60 м/мин или 36,05 м/ч.

Таблица 3 – Результаты хронометражных наблюдений за буровым агрегатом фирмы Leopard DI650

№ скважины	Глубина скважины; м	Время бурения; мин	Скорость бурения; м/час	Средняя скорость бурения; м/час
1	8,5	7,3	69,86	38,22
2		14	36,43	
3		22,4	22,77	
4		17,5	29,23	
5		10,4	49,28	
6		14,3	35,59	
7		12,4	41,12	
8		14,5	35,17	
9		15,2	33,55	
10		17,5	29,14	

Таблица 4 – Результаты хронометражных наблюдений за буровым агрегатом Zega D480A

№ скважины	Глубина скважины; м	Время бурения; мин	Скорость бурения; м/час	Средняя скорость бурения; м/час
1	8,5	8,4	59,29	35,9
2		24,4	20,9	
3		12,1	42,1	
4		14,2	36,0	
5		12,2	42,0	
6		15,3	33,3	
7		15,0	34,0	
8		16,5	30,9	
9		17,2	29,7	
10		16,5	30,9	

Результаты показывают, что техническая скорость буровых агрегатов Leopard DI650 и Zega D480A сопоставима, превышение составляет не более 6 %. Важным фактором, определяющим эффективность процесса бурения, является сменная производительность бурового агрегата. Сменная производительность включает в себя технологическое бурение, подготовительно-заключительные операции (перегон и установка бурового агрегата) и регламентированные перерывы (техническое обслуживание).

Для определения эксплуатационной производительности обработаны данные бортового журнала учета времени работы буровых установок Sandvik Leopard DI650 и Zega D480A.

В таблице 5 и на рисунке 4 представлены данные производительности за шесть месяцев работы буровых агрегатов.

Сменная производительность бурового агрегата Leopard DI650 составила 240,78 м/смену, а бурового агрегата Zega D480A — 240,18 м/смену.

Выводы.

Результаты хронометражных наблюдений показывают, что затраты времени на технологические операции бурения взрывных

скважин составляет 66%, а вспомогательные операции занимают до 34% от общего времени бурения.

Таблица 5 – Производительность буровых агрегатов Sandvik Leopard DI650 и Zega D480A по месяцам

№ п/п	Буровой агрегат	Месяцы, п.м.						Суммар- ная, п.м.
		1	2	3	4	5	6	
1	Leopard DI650	14420	14440	14445	14450	14466	14460	86681
2	Zega D480A	14395	14410	14410	14416	14420	14415	86466



Рисунок 4 – Производительность буровых агрегатов Leopard DI650 и Zega D480A по месяцам:
1 – Leopard DI650; 2 – Zega D480A

Данный показатель находится ниже среднего уровня эффективности буровых агрегатов. Для её повышения необходим более тщательный анализ, который позволит выявить существенные и значимые потери. Это, в свою очередь, позволит повысить эффективность использования буровых агрегатов в будущем.

Таким образом, в результате хронометражных наблюдений за буровыми агрегатами Leopard DI650 и Zega D480A и обработка бортового журнала буровых работ позволил получить показателей механической и технической скорости бурения взрывных скважин и эксплуатационную производительность.

Литература

1. Освоение месторождение Джеруй. ОАО «Восток-геодобыча». – 27 апреля 2015 г. <https://docs.yandex.ru/docs/view?url=ya>
2. Яковлев А.В., Шимкив Е.С., Переход Т.М. Исследование процесса бурения технологических скважин на карьерах АО «ЕВРАЗ КГОК» станками пневмоударного бурения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022, (5). – С. 121–130.
3. Опарин В.Н., Тимонин В.В., Карпов В.Н. Количественная оценка эффективности процесса разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении скважин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. –2016. –№ 6 – С. 60–74.
4. Симкин Б. А., Кутузов Б. Н., Буткин В. Д. Справочник по бурению на карьерах. — М.: Недра, 1990. — 224 с.
5. Репин А.А., Смоляницкий Б.Н., Алексеев С.Е., Попелюх А.И. Тимонин В.В., Карпов В.Н. Погружные пневмоударники высокого давления для открытых горных работ. // ФТПРИ СО РАН, 2014. – № 5.
6. Карпов В.Н., Конурин А.И., Орлов Д.В. Опыт и перспективы применения способов исследования процессов механического разрушения горных пород // Техника и технология горного дела. – №2 (25). – С. 41–78. – DOI: 10.26730/2618-7434-2024-2-41-78, EDN: FKRTBM.
7. Dmitriev V. T., Timukhin S. A., Simisinov D. I., Karyakin A. L. Analysis of energy parameters of mine hoists // Gornyi Zhurnal. – 2017. – № 8. – Р. 70–72. DOI: 10.17580/gzh.2017.08.13.
8. Lou L., Chen M., Qin W., Wu W. и Rui H. Исследование синхронизационных и ударных характеристик механизма регулировки воздуха для погружных пневмоударников кластерного типа при частичных нагрузках, Shock and Vibration (2022) 2022, 17, 9794391, <https://doi.org/10.1155/2022/9794391>.
9. Жуков И.А., Смоляницкий Б.Н., Тимонин В.В. Повышение эффективности работы погружного пневмоударника путем оптимизации форм соударяющихся частей. – Журнал горных наук

- (2018) 54. – № 2. – 212–217, <https://doi.org/> 10.1134 / S1062739118023569 , 2-s2.0-85060754508.
10. Бо К., Сан С., Ху И., Ван М. Оптимизация конструкции и анализ производительности пневматического погружного пневмоударника с самоходной круглой коронкой. Удар и вибрация. (2021) 2021, 13, <https://doi.org/10.1155/2021/6653390>
 11. Бовин К. А., Гилев А. В., Шигин А. О., Плотников И. С. Анализ эксплуатации техники бурения взрывных скважин на карьерах Красноярского края и Республики Хакасии // Известия Сибирского отделения Секции наук о Земле Российской академии естественных наук. Геология, разведка и разработка месторождений полезных ископаемых. – 2017. – Т. 40. – № 3. – С. 99–106.
 12. Котяшев А. А. Закономерности изменения условий и показателей эксплуатации буровзрывного комплекса на открытых горных разработках // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 2018. – № 8. – С. 34–40.
 13. Васильев М. В. Влияние возрастающей глубины карьеров на эффективность горного производства // Горный журнал. – 1983. – № 2. – С. 29–33.
 14. Тангаев И. А. Буримость и взрываемость горных пород. – М.: Недра, 1978. – 184 с.
 15. Лель Ю.И., Зотов И.Г., Мартынов Н.В., Стенин Ю.В. Результаты опытно-промышленных испытаний импортных буровых станков в условиях ПАО «Ураласбест»// X Международная научно-техническая конференция «Инновационные геотехнологии при разработке рудных и нерудных месторождений». – Екатеринбург, 2021. – С.69–76.
 16. Fox B. Blasthole Drilling in Open Pit Mining. Atlas Copco, Stockholm, Sweden. 2011.
 17. Ишайский В. А., Васильев А. С. Ключевые особенности и проблемы при обработке, анализе и интерпретации данных по процессу бурения взрывных скважин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 3. – С. 16–33.

18. Кульчицкий В. В., Насери Я. С., Токарь М. С., Березовский Я. В., Демин М. Д., Шаркунов П. А., Коженов Е. С. Автоматическое распознавание операций бурения скважины // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2021. № 1 (337). – С. 18–21.
19. Сухов Р. И., Реготунов А. С., Геращенко Д. А. Развитие метода получения информации о состоянии массива горных пород в процессе бурения технологических скважин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № S37. – С. 446–454.
20. Садовец В. Ю., Пашков Д. А. Исследование влияния формы режущей кромки ножевого исполнительного органа геохода на энергоемкость разрушения породы забоя // Устойчивое развитие горных территорий. – 2021. – Т. 13. № 4(50). – С. 619 – 628.
21. Ишайский В. А., Мартынушкин Е. А., Васильев А. С., Смирнов С. А. Отбор данных по процессу бурения взрывных скважин при формировании баз алгоритмов машинного обучения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 4. – С. 116 –133.

Авторлор тууралуу маалыматтар

Абдраимов Эмиль Самудинович – Кыргыз

Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун лабораториясынын башчысы, техникалык илимдеринин доктору, профессор, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү 23, e-mail: engineer2013@inbox.ru

Абсаматов Эрмамат Нурмаматович – Кыргыз

Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун улук илимий кызматкери, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү 23, e-mail: ermamat@rambler.ru

Айтуганов Бакытбек Шаршеналиевич – Кыргыз

Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун илимий кызматкери, Бишкек ш., Скрябин к., 23, тел.: +(996) 507 558875, e-mail: bakytbek_1979@mail.ru

Акматов Алибек Эгембердиевич – Кыргыз

Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун илимий кызматкери, Бишкек ш., Скрябин к., 23, тел.: +(996) 501 226576, e-mail: akmatovalibek71@gmail.com

Анохин Анатолий Васильевич – Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун «Буроо машиналары» лабораториясынын башчысы, техникалык илимдеринин кандидаты, улук илимий кызматкер, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru

Бақыт Жанел Адилжанқызы – «Бекемдөөчү технологиялар жана каптоолор» Инжиниринг борборунун кичи илимий кызматкери, Семей шаарындагы Шакарим университети, Казакстан; тел: +7 705 126 5124, e-mail: bakytzhanel@gmail.com

Болотбеков Данияр Талантович – Кыргыз

Республикасынын Исхак Раззаков атындагы Кыргыз мамлекеттik техникалык университетинин БИ-3-22 группасынын студенти, Бишкек шаары, Ч.Айтматов проспекти, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: bolotbekovdaniar7@gmail.com

Буреш Сергей Игоревич – Семей шаарындагы Шакарим университетинин МТО-301 группасынын магистранты, Казакстан, тел: +77477157380, e-mail: buresh2002@mail.ru.

Джаманбаев Мураталы Джузумалиевич – Кыргыз Республикасынын Исхак Рazzakov атындагы Кыргыз мамлекеттик техникалык университетинин «Колдонмо математика жана информатика» кафедрасынын башчысы, физика-математика илимдеринин доктору, профессор, Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын корреспондент-мүчөсү, Бишкек шаары, Ч.Айтматов проспекти, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: jamanbaevm@mail.ru

Джуматаев Мурат Садырбекович – Кыргыз Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун лабораториясынын башчысы, техника илимдеринин доктору, профессор, Бишкек шаары Скрябин көчөсү, 23, e-mail: djumataev1@rambler.ru

Еремянц Виктор Эдуардович – техника илимдеринин доктору, профессор, Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун башкы илимий кызматкерi, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, e-mail: eremjants@inbox.ru.

Жаров Виталий Николаевич – Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун илимий кызматкерi, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү 23, e-mail: jvn11@mail.ru

Исманов Медербек Марипжанович – техника илимдерини доктору, профессор, Кыргыз Республикасынын Инженердик академиясынын академиги, Б. Сыдыков атындагы кыргыз–өзбек эл аралык университетинин илим жана инновациялар боюнча проректору, e-mail: ismanov1970@mail.ru.

Кадырболат Нұрлат Ерболұлы – Семей шаарындагы Шакарим университетинин ТЭ-201 группасынын студенти, Казакстан, тел: +77002503012, e-mail: ersinnur44@gmail.com

Каримбаев Турсунжан Турашевич – техникалык илимдердин кандидаты, доцент, Исаак Рazzakov атындагы Кыргыз мамлекеттик техникалык университети, Бишкек шаары, Ч.Айтматов проспекти, 66, e-mail: t.karimbaev@mail.ru

Касымбеков Рыскул Асанкулович – Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун лабораториясынын башчысы, техникалык илимдеринин кандидаты, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996) 550 724297, e-mail: ryskul.kas@mail.ru

Кусаинов Ринат Кенжеевич – «Бекемдөөчү технологиялар жана каптоолор» Инжиниринг борборунун башчысы, Семей, Казакстан, тел: +7 705 369 9848, e-mail: rinat.k.kus@mail.ru.

Кынатбекова Нуржамал Нуржановна – Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун жаш илимий кызматкерi, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: nkn_94kg@mail.ru

Мамбетов Жоомарт Имманалиевич – Ош технологиялык университетинин колдонмо информатика кафедрасынын башчысы, физика-математика илимдеринин кандидаты, доцент, Ош шаары, тел.: +996773630304, e-mail: zhoomart.mambetov@mail.ru

Мурашова Светлана Федоровна – Кыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматики жана геомеханика институтунун илимий кызматкерi, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: msf1964@mail.ru

Мусатаева Назира Ержановна – Семей шаарындагы Шакарим университетинин Ф-302 группасынын студенти, Казакстан, тел: +77776260801, e-mail: naziramusataeva_51@gmail.com.

Орманбеков Куаныш Даuletovich – «Күчтүүчү технологиялар жана каптоо» инженердик борборунун улук илимий кызматкерi, Семей шаары, Казакстан, тел.: +7 708 2397907, e-mail: kuanysh.dauletson@gmail.com

Осмонов Ысман Джусупбекович – К.И. Скрябин атындагы Кыргыз улуттук агрардык университетинин профессору, техника илимдеринин доктору, Бишкек шаары, Медеров көчөсү, 68, тел.: +(996) 559 272415, e-mail: osmonov.ysman@mail.ru

Пакирдинов Рустам Рахматуллаевич - М.М. Адышев атындагы Ош технологиялык университетинин кафедра башчысы.

Техника илимдеринин кандидаты, доцент, e-mail:
rustam.pakirdinov@mail.ru

Рахадилов Бауржан Корабаевич – PhD, Сарсен Аманжолов атындағы Қызыл Казакстан университетинин илим иштери боюнча проректору, Өскемен, Казакстан; тел: +7 775 668 6239, e-mail: rakhadilovb@mail.ru.

Султаналиев Бактыбек Сабырбекович- Қыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун директору, техника илимдеринин доктору, профессор Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23. E-mail imash_kg@mail.ru

Тологонова Адинай Халиловна – Қыргыз Республикасынын Исхак Раззаков атындағы Қыргыз мамлекеттик техникалық университетинин «Колдонмо математика жана информатика» кафедрасынын улук окутуучусу, Бишкек шаары, Ч.Айтматов проспекти, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: a.tologonova@kstu.kg

Усубалиев Женишбек – Қыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун лабораториясынын башкы илимий кызматкерi, техникалық илимдеринин кандидаты, профессор, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: jenishbek_us@mail.ru

Шынарбек Айбек Бакытжанулы – «Бекемдөөчү технологиялар жана каптоолор» Инжиниринг борборунун илимий кызматкерi, Семей, Казакстан, тел: +7 778 235 48 36, e-mail: aibeek-99@list.ru

Эликбаев Канатбек Токтобаевич – Қыргыз Республикасынын Улуттук илимдер академиясынын Машина таануу, автоматика жана геомеханика институтунун лабораториясынын башчысы, техникалық илимдеринин кандидаты, Бишкек шаары, Скрябин көчөсү, 23, тел.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

Сведения об авторах

Абдраимов Эмиль Самудинович - заведующий лабораторией Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор, город Бишкек, улица Скрябина, 23. E-mail: engineer2013@inbox.ru

Абсаматов Эрмамат Нурмаматович - старший научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, город Бишкек, улица Скрябина, 23. E-mail: ermamat@rambler.ru

Айтуганов Бакытбек Шаршеналиевич – научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, город Бишкек, улица Скрябина, 23, тел.: +(996) 507 558875, e-mail: bakytbek_1979@mail.ru

Акматов Алибек Эгембердиевич – научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, город Бишкек, улица Скрябина, 23, тел.: +(996) 501 226576, e-mail: akmatovalibek71@gmail.com

Анохин Анатолий Васильевич – заведующий лабораторией Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, город Бишкек, улица Скрябина 23. Тел.: +(996 312) 56-84-04 E-mail: anochin_anatoli@mail.ru:

Бақыт Жанел Әділжанқызы – младший научный сотрудник Инженерного центра «Упрочняющие технологии и покрытия», Университет имени Шакарима города Семей, Казахстан; тел: +7 705 126 5124, e-mail: bakytzhanel@gmail.com

Болотбеков Данияр Талантович – студент группы БИ-3-22, Кыргызского государственного технического университета им. И.Раззакова, г. Бишкек, проспект Ч.Айтматова, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: bolotbekovdaniar7@gmail.com

Буреш Сергей Игоревич - магистрант группы МТО-301 университета имени Шакарима г. Семей, Казахстан, тел: +7 747 715 7380, e-mail: buresh2002@mail.ru

Джаманбаев Мураталы Джузумалиевич – заведующий кафедрой «Прикладной математики и информатики» Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, доктор физико-математических наук, профессор, член корреспондент Национальной академии наук Кыргызской Республики, город Бишкек, проспект Ч.Айтматова, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: jamatbaev@mai.ru

Джуматаев Мурат Садырбекович – заведующий лабораторией Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальная академия наук Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, улица Скрябина, 23, e-mail: djumataev1@rambler.ru

Еремьянц Виктор Эдуардович – главный научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики НАН КР, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, улица Скрябина, 23, e-mail: eremjants@inbox.ru.

Жаров Виталий Николаевич – научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, город Бишкек, улица Скрябина, 23, e-mail: jvn11@mail.ru

Исманов Медербек Марипжанович – проректор по науке и инновациям Кыргызско–Узбекского Международного университета имени Б. Сыдыкова, доктор технических наук, профессор, академик Инженерной академии Кыргызской Республики, e-mail: ismanov1970@mail.ru.

Каримбаев Турсунжан Турашевич – доцент Кыргызского государственного технического университета имени Исака Раззакова, кандидат технических наук, доцент, город Бишкек, проспект Ч.Айтматова, 66, e-mail: t.karimbaev@mail.ru

Касымбеков Рыскул Асанкулович – заведующий лабораторией Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук. г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.: +(996) 550 724297, e-mail: ryskul.kas@mail.ru

Кусаинов Ринат Кенжеевич – руководитель Инжинирингового центра «Упрочняющие технологии и покрытия», г. Семей, Казахстан, тел: +7 705 369 9848, e-mail: rinat.k.kus@mail.ru

Кынатбекова Нуржамал Нуржановна – младший научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, г. Бишкек, улица Скрябина, 23. Тел.: + (996 312) 54-97-51. E-mail: nkn_94kg@mail.ru

Қадырболат Нұрларат Ерболұлы - студент группы ТЭ-201 университета имени Шакарима г.Семей, Казахстан, тел:+7 700 250 30 12, e-mail: ersinnur44@gmail.com

Мамбетов Жоомарт Имманалиевич - заведующий кафедрой прикладной информатики Ошского технического университета, кандидат физико-математических наук, доцент, город Ош, тел: +996773630304, E-mail: zhoomart.mambetov@mail.ru

Мурашова Светлана Федоровна - научный сотрудник Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, улица Скрябина 23, тел.: +(996 312) 56-84-04. E-mail: msf1964@mail.ru.

Мусатаева Назира Ержановна – студент группы Ф-302 университета имени Шакарима г. Семей, Казахстан, тел: +7 777 626 08 01, e-mail: naziramusataeva51@gmail.com

Орманбеков Куаныш Даuletovich – старший научный сотрудник Инжинирингового центра «Упрочняющие технологии и покрытия», г. Семей, Казахстан, тел: +7 708 2397907, e-mail: kuanysh.dauletson@gmail.com

Осмонов Ысман Джусупбекович – профессор Кыргызского национального аграрного университета им. К.И. Скрябина, доктор технических наук, город Бишкек, улица Медерова, 68, тел.: +(996) 559 272415, e-mail: osmonov.yzman@mail.ru

Пакирдинов Рустам Рахматуллаевич – Заведующий кафедрой Ошского технологического университета имени Мусы Адышева, Кандидат технических наук, доцент, e-mail: rustam.pakirdinov@mail.ru

Рахадилов Бауржан Корабаевич – PhD, проректор по научной работе Восточно-Казахстанского университета имени Сарсена

Аманжолова, Усть-Каменогорск, Казахстан; тел: +7 775 668 6239, e-mail: rakhadilovb@mail.ru.

Султаналиев Бактыбек Сабырбекович - директор Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, доктор технических наук, профессор, город Бишкек, улица Скрябина 23. E-mail imash_kg@mail.ru

Тологонова Адинай Халиловна – старший преподаватель кафедры «Прикладной математики и информатики» Кыргызского государственного технического университета им. И. Рazzакова, город Бишкек, проспект Ч.Айтматова, 66, тел.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: a.tologonova@kstu.kg

Усубалиев Женишбек – главный научный сотрудник лаборатории Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, профессор, город Бишкек, улица Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51 e-mail: jenishbek_us@mail.ru

Шынарбек Айбек Бакытжанұлы – научный сотрудник Инженерного центра «Упрочняющие технологии и покрытия», г. Семей, Казахстан, тел: +7 778 235 48 36, e-mail: aibek-99@list.ru

Эликбаев Канатбек Токтобаевич – заведующий лабораторией Института машиноведения, автоматики и геомеханики Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, город Бишкек, улица Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51. e-mail: kdk_318@mail.ru

Information about the authors

Eremyants Viktor Eduardovich – Chief Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical Sciences, Professor, Bishkek, 23 Scriabin str., e-mail: eremjants@inbox.ru.

Dzhumataev Murat Sadyrbekovich – Head of the Laboratory of the Institute of Mechanical Engineering, Automation and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical Sciences, Professor, Bishkek, 23 Scriabin str., e-mail: djumataev1@rambler.ru

Ismanov Mederbek Maripzhanovich - Dr. tech. Sciences, Prof., Academician of the Engineering Academy of the Kyrgyz Republic, Vice-rector for Science and Innovation of the Kyrgyz–Uzbek International University named after B. Sydykov, e-mail: ismanov1970@mail.ru.

Jamanbaev Murataly Dzhuzumalievich – Head of the Department of “Applied Mathematics and Informatics” at the Kyrgyz State Technical University named after Iskhak Razzakov, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Corresponding Member of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 66 Ch. Aitmatov Avenue, tel.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: jamanbaevm@mai.ru

Tologonova Adinay Khalilovna – Senior Lecturer at the Department of “Applied Mathematics and Informatics” of the Kyrgyz State Technical University named after Iskhak Razzakov, Bishkek, 66 Ch. Aitmatov Avenue, tel.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: a.tologonova@kstu.kg

Bolotbekov Daniyar Talantovich – Student of group BI-3-22 at the Kyrgyz State Technical University named after Iskhak Razzakov, Bishkek, 66 Ch. Aitmatov Avenue, tel.: +(996 312) 54-29-45, e-mail: bolotbekovdaniar7@gmail.com

Rakhadilov Baurzhan Korabayevich – PhD, Vice-Rector for Research at Sarsen Amanzholov East Kazakhstan University, Ust-Kamenogorsk, Kazakhstan; tel: +7 775 668 6239, e-mail: rakhadilovb@mail.ru.

Kusainov Rinat Kenzheevich – Head of the Engineering Center for Strengthening Technologies and Coatings, Semey, Kazakhstan, tel: +7 705 369 9848, e-mail: rinat.k.kus@mail.ru.

Bakyt Zhanel Adilzhankzyz – Junior Research Fellow at the Engineering Center for Strengthening Technologies and Coatings, Shakarim University, Semey, Kazakhstan; tel: +7 705 126 5124, e-mail: bakytzhanel@gmail.com

Shynarbek Aibek Bakytzhanuly – Research Fellow at the Engineering Center for Strengthening Technologies and Coatings, Semey, Kazakhstan, tel: +7 778 235 48 36, e-mail: aibeek-99@list.ru

Buresh Sergey Igorevich – Master's student of group MTO-301 at Shakarim University, Semey, Kazakhstan, tel: +7 747 715 7380, e-mail: buresh2002@mail.ru.

Ormankulov Kuanysh Dauletovich – Senior Research Fellow at the Engineering Center for Strengthening Technologies and Coatings, Semey, Kazakhstan, tel: +7 708 2397907, e-mail: kuanysh.dauletson@gmail.com

Musataeva Nazira Erzhanovna – Student of group F-302 at Shakarim University, Semey, Kazakhstan, tel: +7 777 626 08 01, e-mail: naziramusataeva51@gmail.com

Kadyrbolat Nurlat Erboluly – Student of group TE-201 at Shakarim University, Semey, Kazakhstan, tel: +7 700 250 30 12, e-mail: ersinnur44@gmail.com.

Akmatov Alibek Egemberdievich – Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996) 501 226576, e-mail: akmatovalibek71@gmail.com

Kasymbekov Ryskul Asankulovich – Head of the Laboratory at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Candidate of Technical Sciences, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996) 550 724297, e-mail: ryskul.kas@mail.ru

Aytuganov Bakytbek Sharshenalievich – Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996) 507 558875, e-mail: bakytbek_1979@mail.ru

Sultanaliyev Baktybek Sabyrbekovich – Director of the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical

Sciences, Professor, Bishkek 720055, 23 Skryabin Street, e-mail: imash_kg@mail.ru

Usubaliev Jenishbek – Chief Researcher of the Laboratory at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Candidate of Technical Sciences, Professor, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: jenishbek_us@mail.ru

Elikbaev Kanatbek Toktobaevich – Head of the Laboratory at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Candidate of Technical Sciences, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

Anohin Anatoliy Vasilievich – Head of the “Drilling Machines” Laboratory at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru

Murashova Svetlana Fedorovna – Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: msf1964@mail.ru

Kynatbekova Nurzhamal Nurjanovna – Junior Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996 312) 54-97 -51, e-mail: nkn_94kg@mail.ru

Abdraimov Emil Samudinovich – Head of the Laboratory at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Doctor of Technical Sciences, Professor, Bishkek, 23 Skryabin Street, e-mail: engineer2013@inbox.ru

Absamatov Ermamat Nurmamatovich – Senior Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, tel.: +(996-312) 64-26-86, e-mail: ermamat@rambler.ru

Pakirdinov Rustam Rakhmatullayevich – Head of the Department at Osh Technological University named after Musa Adyshev, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, e-mail: rustam.pakirdinov@mail.ru

Osmonov Ysman Dzhusupbekovich – Professor of the Kyrgyz National Agrarian University named after K.I. Scriabin, doctor of technical Sciences, 68 Mederova st., Bishkek, tel.: +(996) 559 272415, e-mail: osmonov.yisman@mail.ru

Zharov Vitaliy Nikolaevich – Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, Automation, and Geomechanics of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, Bishkek, 23 Skryabin Street, e-mail: jvn11@mail.ru

Mambetov Dzhoomart Imanalievich – Head of the Department of Applied Informatics, Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor, Osh State Technical University, Osh, Kyrgyzstan, tel.: +996 773 630 304, e-mail: zhoomart.mambetov@mail.ru

Karimbaev Tursunjan Turashevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Kyrgyz State Technical University named after Isak Razakov, Bishkek, Ch. Aitmatov Avenue, 66, e-mail: t.karimbaev@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 ста- тьи	<p><u>Объем статьи в листах А4:</u> от 5 до 15 страниц вместе с аннотацией.</p> <p>Оформление:</p> <p>шрифт – Times New Roman, размер шрифта 12 кегль, обычный интервал между буквами;</p> <p>поля – 2 см со всех сторон; выравнивание текста – по ширине; автоматическая расстановка переносов;</p> <p>все латинские и греческие буквы в тексте, формулах (кроме индексов) и таблицах – курсив;</p> <p>цифры, скобки, функции — прямые.</p>
УДК	Перед заглавием статьи проставляется код УДК в верхнем левом углу первой страницы
Название статьи	<p>Приводится на кыргызском, русском и английском языках.</p> <p>Название статьи должно быть набрано строчными буквами, 12 кегль, полужирным шрифтом по левому краю.</p> <p><i>Обратите внимание, что в конце заголовка точка не ставится!</i></p>
Авторы. <i>Межстрочный интервал 1</i>	<p>Приводится на русском и английском языках.</p> <p>После названия научной статьи указывается: ФИО каждого автора: сначала указываются инициалы, после них – фамилия,</p> <p>например: И.И. Иванов.</p> <p>Шрифт – курсив, выравнивание слева.</p>
Аннотация. <i>Межстрочный интервал 1</i>	<p>Приводится на kyrgyzском, русском и английском языках.</p> <p>По требованию НАК ПКР – не менее 100 слов.</p>

	<p>Текст <i>не должен</i> быть разделен на абзацы. В аннотации не допускается цитирование. Аббревиатуры должны быть расшифрованы.</p> <p>Шрифт – курсив, размер шрифта – 11 пт.</p> <p>Межстрочный интервал – 1</p> <p>Форматирование выравниванием по ширине страницы.</p>
Ключевые слова	<p>Приводятся на <i>киргызском, русском и английском языках.</i></p> <p>Ключевые слова (5 – 8 слов) или словосочетания отделяются друг от друга точкой с запятой.</p> <p>Шрифт – курсив, размер шрифта – 11 пт.</p> <p>Межстрочный интервал – 1</p>
Требования к содержанию статьи и ее оформлению. <i>Межстрочный интервал 1,2</i>	<p>После ключевых слов нужно представить текст самой статьи.</p> <p>Текст может разбиваться на подглавы или придерживаться следующей логической структуры при написании: введение, методика, основная часть, выводы, литература.</p> <p>Статья оформляется только в текстовом редакторе Microsoft Office.</p> <p>Размер шрифта и интервал между строками должен быть одинаковым по всему тексту.</p> <p>Абзацы («красная строка») – 1 см, должны выставляться автоматически, а не с помощью клавиши “пробел”. Наличие двойных или тройных пробелов не допустимо.</p> <p>При первом употреблении аббревиатур обязательно указывать их расшифровку.</p> <p>В рукописи должны применяться единицы Международной системы.</p>
Требования к таблицам, рисункам и формулам. <i>Межстрочный интервал 1</i>	<p>Таблицы в тексте должны быть выполнены в редакторе Microsoft Word (не отсканированные и не в виде рисунка).</p> <p>Каждая таблица снабжается заголовком и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на нее.</p> <p>Название таблицы приводится над таблицей слева с выравниванием по ширине.</p> <p><i>Например:</i></p> <p>Таблица 1 – Параметры режима резания</p> <p>Текст в таблицах - интервал одинарный, шрифт Times New Roman, размер шрифта 11 пт.,</p>

	<p>Все формулы должны быть оформлены как объект в макросе «MathType Equation» (программа Word).</p> <p>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.</p> <p>Форматирование названия и номера рисунка – шрифт обычный, Times New Roman, размер -11 пт, выравнивание по центру, интервал – одинарный.</p> <p><i>Например:</i></p> <p style="text-align: center;">Рисунок 1 – Зависимость твердости обработанной поверхности от скорости резания</p> <p>Графические рисунки должны быть хорошего качества. Если есть надписи, то текст должен отображаться четко.</p> <p>Фотографии должны быть с разрешением минимум 300 dpi (предпочтительно 1200 dpi.). Формат рисунков и фотографий – <i>Gif, Jpeg</i>.</p> <p>Количество рисунков - не более 3-х, формул – не более 10 (если формул больше, то стоимость публикации увеличится). Количество таблиц не ограничено.</p> <p><i>Обратите внимание, что в конце названия таблицы и рисунка точка не ставится!</i></p>
Нумерация страниц и колонти тулы	Не используйте колонтитулы. Нумерация страниц производится внизу справа, начиная с 1–ой страницы.
Требования к источникам, используемым в статье. Оформление ссылок и списка литературы	<p>При заимствовании материала из других источников ссылка на эти источники обязательна.</p> <p>Ссылки в тексте оформляются квадратными скобками. Источники указываются в порядке цитирования в тексте.</p> <p>На все источники из списка литературы должны быть ссылки в тексте.</p> <p>Список литературы оформляется по ГОСТ 7.05-2008. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления.</p>
Сведения об авторе(ах)	<p>Приводится на киргызском, русском и английском языках.</p> <p>Рукопись должна быть подписана авторами с указанием обязательно</p>

	<ul style="list-style-type: none"> – фамилия, имя, отчество (при наличии) всех авторов полностью – полное название организации – место работы каждого автора в именительном падеже, страна, город; – адрес электронной почты для каждого автора; <p>опционально</p> <ul style="list-style-type: none"> – почтовый адрес и номер телефона для контактов с авторами статьи (можно один на всех авторов). – 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-х экземплярах на лазерном принтере с разрешением минимум (600 dpi.)).

Файлы направляйте по адресу: machinery.kg@gmail.ru

**МАШИНОВЕДЕНИЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ**

21

Подписано в печать 30.08.2025 г.

Формат 60x84 1/8. Печать офсетная.

Объем 15,35 п.л. Тираж 100 экз.