



НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

ИНСТИТУТ МАШИНОВЕДЕНИЯ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ЦЕНТР «ШАКИРТ»

ISSN 1694-7657

МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО - ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(3)

Бишкек 2016





Национальная академия наук
Кыргызской Республики
Институт машиноведения
Инженерный центр «Шакирт»

ISSN 1694-7657

МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(3)

Бишкек • 2016

Редакционная коллегия

Главный редактор:

Джуматаев М.С., д-р техн. наук, проф., академик НАН КР

Зам. главного редактора: Алмаматов М.З., д-р техн. наук, проф.

Члены редколлегии:

Абдраимов Э.С., д-р техн. наук, проф.,
Абидов А.О., д-р техн. наук, проф.,
Анохин А.В., канд. техн. наук, с.н.с.,
Аширалиев А., д-р техн. наук, проф.,
Бексалов Е.Б., д-р техн. наук, проф.,
Давлятов У.Р., д-р техн. наук, проф.,
Еремьянц В.Э., д-р. техн. наук, проф.;
Мамасаидов М.Т., д-р техн. наук, проф.,
Маткеримов Т.Ы., д-р техн. наук, проф.,
Мендекеев Р.А., д-р техн. наук, проф.,
Садиева А.Э., д-р техн. наук, доцент,
Султаналиев Б.С., д-р техн. наук, с.н.с.,
Ураимов М., д-р техн. наук, проф.,
Усубалиев Ж., канд. техн. наук, проф.,
Шамсутдинов М.М., д-р техн. наук, проф.,
Шаршембиев Ж.С., д-р техн. наук, доцент

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

В журнале «Машиноведение» представлены материалы теоретических и экспериментальных исследований, практические рекомендации по созданию машин и агрегатов для горного дела, строительства, энергетики, машиностроения и перерабатывающей промышленности. В него включены работы по направлениям:

- Теория механизмов и машин
- Динамика и прочность машин
- Машиностроение, материаловедение
- Горное дело, горные и строительно-дорожные машины
- Транспорт

Редактор *Л.В. Тарасова*

Компьютерная верстка: *Д.Ю. Иванова*

Издание ИМаш НАН КР

Адрес редакции:

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

Тел. +(996 312) 54 11 13

E-mail: machinery.kg@gmail.ru

© ИМаш НАН КР

*Памяти академика
Анатолия Васильевича Фролова
посвящается*

**АКАДЕМИК А.В. ФРОЛОВДУН.
80-ЖЫЛДЫГЫНА КАРАТА
АКАДЕМИК А.В. ФРОЛОВ.
К 80-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ
ACADEMICIAN A.V. FROLOV.
ON THE 80th ANNIVERSARY OF HIS BIRTH**

А.В. Анохин, С.Ф. Мурашова

Прошло уже десять лет, как от нас ушел Анатолий Васильевич Фролов. 28 апреля 2016 года ему бы исполнилось 80 лет. Сегодня мы чтим память о нем как о выдающемся ученом, прекрасном педагоге, неординарной личности, оставившей заметный след в отечественной науке.

Его основные научные направления: разработка научных основ расчета и проектирования силовых импульсных систем; разработка научных основ рационального согласования параметров привода горных и строительных машин со свойствами горной породы и исполнительного органа; разработка научных основ создания и эксплуатации грунтозаборных автоматов-информаторов для работы в экстремальных условиях без присутствия оператора.

А.В. Фролов, доктор технических наук, специалист в области горного машиноведения, профессор, академик НАН КР, заслуженный деятель науки.

Родился 28.04.1936 г. в г. Улан-Удэ (РСФСР) в семье рабочего.

После окончания школы в 1955 году А.В. Фролов поступает учиться в Томский политехнический институт по специальности горный электромеханик. Учеба способному, настойчивому и целеустремленному студенту давалась легко и в 1960 году он успешно заканчивает институт.

Уже в студенческие годы он проявлял большой интерес к науке и неудивительно, что его трудовая и научная деятельность начинается сразу по окончании института в 1960 году, и до 1964 года он ра-



ботал ассистентом кафедры горных машин и рудничного транспорта Томского политехнического института.

В 1962 году поступает в аспирантуру и досрочно в 1964 году защищает кандидатскую диссертацию. С 1964 по 1966 год работает младшим, а затем старшим научным сотрудником в Институте горного дела СО АН СССР.

В 1966 году А.В. Фролов избирается по конкурсу заведующим лабораторией теории электромагнитного привода Института физики и механики горных пород АН Киргизской ССР, в связи с чем он из Новосибирска переезжает в г. Фрунзе. В 1970 году после разделения Института переводится в Институт автоматики АН Киргизской ССР. Здесь, в Отделе механики и горного машиноведения А.В. Фролов занимается исследованиями динамики электромагнитных импульсных систем и процесса преобразования энергии. С 1970 года А.В. Фролов – заведующий лабораторией привода и систем управления Института автоматики и занимается исследованиями динамики силовых трансмиссий буровых автоматов, предназначенных для исследования космических тел, а также для работы в экстремальных условиях.

Исследования динамики электромагнитных импульсных систем и процесса преобразования энергии послужили основой для формулирования еще в 1967 году новой научной задачи – разработки научных основ рационального согласования параметров привода, характеристик горной породы и бурового инструмента. Особая необходимость рассмотрения этой системы в единстве и взаимодействии ощущается в буровых машинах с силовыми импульсными системами.

Результаты работы не заставили себя долго ждать, и уже в марте 1971 года был изготовлен первый стендовый образец бурового автомата с глубиной бурения до 3 м, с помощью которого началась экспериментальная отработка режимов бурения, параметров бурового инструмента, шнекового транспортера, способов автоматического управления. А в ноябре 1973 г. прошли комплексные испытания по аналогам лунных пород грунтозаборного устройства для бурового автомата, а в августе 1976 года был успешно проведен в виде научного космического эксперимента проект «Луна-24». После успешного завершения забора лунного грунта с помощью бурового модуля в составе



автоматической станции «Луна-24» А.В. Фролову и группе ученых Института автоматики присуждена высокая правительственная награда – медаль «За трудовую доблесть».

Для решения этой сложной научно-технической задачи были использованы нетрадиционные пути, новые научные подходы, физические и математические модели исследуемых процессов. Это позволило сформулировать принципы управления, тактику и стратегию построения структурно-функциональных схем автоматов и их конструктивного облика в зависимости от условий эксплуатации, параметров транспортных устройств и энергоносителя.

В области исследования колебательных явлений в трансмиссиях силовых импульсных систем разработаны математические модели силовых трансмиссий машин, учитывающие ударное взаимодействие импульсной системы, а также упругие связи и реальные демпфирующие свойства систем.

В основу решения поставленных А.В. Фроловым задач положены идеи и научные гипотезы, сформулированные в научно-инженерном центре. На их базе были развернуты поисковые, научно-исследовательские, опытно-конструкторские и опытно-промышленные работы, связанные с созданием ряда конструкций буровых автоматов, их приводов, систем управления и обработки информации.

На основе теории взаимодействия привода, инструмента и горной породы и рационального согласования их характеристик выявлены оптимальные характеристики электроприводов буровых автоматов-информаторов и принципы их формирования. Доказано, что характеристики привода являются не только программой работы автомата, но и источником информации о результатах взаимодействия всей системы с обрабатываемым объектом.

Результаты исследования процессов взаимодействия бурового инструмента с забоем позволили выявить новые закономерности процесса разрушения горных пород, объяснить противоречивые эффекты, получаемые различными исследователями при использовании приводов с отличающимися механическими характеристиками.

В обобщенном виде основные научные результаты исследований в этой области изложены в монографии «Научно-методические основы синтеза параметров привода буровых машин», изданной издательством «Илим» в 1981 году, и многочисленных статьях, опубликованных в 1969–1983 гг.

В 1976 году за цикл работ «Научные основы расчета, конструирования и эксплуатации буровой техники» А.В. Фролов, наряду

с выдающимися учеными Института автоматики О.Д. Алимовым, С.А. Басовым, Л.Т. Дворниковым, А.Н. Волковым, Н.С. Колодяжным, В.К. Манжосовым, А. Тентимишевым, Ж.У. Усубалиевым, Б.В. Фоминым, был удостоен звания лауреата Государственной премии Киргизской ССР в области науки и техники.

1976, 1983 и 1985 годы – это годы подготовки и реализации космических программ «Луна-23», «Луна-24», «Венера-13, 14» и «Вега». За эти работы, а также работы в области создания новых машин для горного дела и строительства, внедрение их в практику народного хозяйства А.В. Фролов был награжден Почетными Грамотами Верховного Совета Киргизской ССР.

В 1978 году А.В. Фролов принимал активное участие в разработке научно-методических основ создания буровых автоматов-информаторов для космических исследований в едином масштабе времени, обеспечивающих бурение скважины и получение информации о строении и сопротивляемости горных пород разрушению с целью стратификации поверхностных слоев буримых объектов. Результаты этой работы были реализованы при проведении уникальных экспериментов «Венера 1, 14» и «Вега». Надо отметить, что этот период (1971–1980) был самым плодотворным в трудовой деятельности Анатолия Васильевича Фролова. В эти годы он проявил себя как блестящий организатор управления проектами, которые в большей части касались космической тематики. Он не только генерировал новые идеи, но и заражал своим энтузиазмом всех сотрудников, участвующих в проекте. Не боялся брать на себя всю ответственность, при этом жестко контролировал сроки выполнения всех разделов проекта, которые выполняли сотрудники. Можно отметить такой этап работ, связанный с промышленными испытаниями буровой установки на руднике Джекказган, когда сотрудники, вернувшись с испытаний, привезли готовые, уже переплетенные отчеты и демонстрационные плакаты, которые готовили, как сейчас принято говорить, «в режиме on-line».

В 1981 году А.В. Фролов защитил докторскую диссертацию по направлению «Разработка научных основ расчета, проектирования, конструкторско-доводочных испытаний и эксплуатации буровых автоматов-информаторов и буровых робототехнических систем для работы в экстремальных условиях и без присутствия оператора».

В 1982 году ему присвоено звание профессора.

Учитывая опыт А.В. Фролова как ученого, инженера и изобретателя, его усилия в подготовке инженерных и научных кадров, в 1984 году он был избран членом-корреспондентом АН Киргизской ССР,

а в 1989 году – действительным членом Академии наук Киргизской ССР (ныне Национальная академия наук Кыргызской Республики – НАН КР).

Время с 1993 по 1997 год – годы работы в Институте машиноведения НАН КР в должности заведующего лабораторией «Приводы систем управления» (ПСУ). Его деловые и человеческие качества как руководителя и организатора позволили на протяжении многих лет удерживать планку одной из лучших лабораторий Отдела горного машиностроения.

С 1994 по 1998 год А.В. Фролов работал в Президиуме НАН Кыргызской Республики в должности Главного ученого секретаря.

В 1995 году ему было присвоено почетное звание Заслуженный деятель науки КР.

С 1999 по октябрь 2006 работал в лаборатории «Механика машин» Института машиноведения НАН КР (в прошлом Научный инженерный центр (НИЦ) «Импульс» АН Республики Кыргызстан) в должности главного научного сотрудника. Он целеустремленно продолжал работу над созданием научно-методических и физических основ горного машиноведения, главной составляющей которых являлся единый подход к исследованию процесса взаимодействия привода, исполнительного органа строительных машин различного технологического назначения и объекта разрушения горных пород. Были разработаны методологические основы экспериментального метода оценки качества машин, в том числе с силовыми импульсными системами, проведены фундаментальные исследования по выявлению критериев для оценки эффективности технологических процессов и средств их механизации.

В 2004 году за успешные работы в области создания новых машин для горного дела и строительства, внедрение их в практику народного хозяйства академик А.В. Фролов был награжден орденом «Данакер».

За годы своей научной трудовой деятельности им было опубликовано более 150 работ, в том числе 5 монографий, получено 18 авторских свидетельств и 1 патент Кыргызской Республики.

А.В. Фролов являлся членом диссертационного совета при Казахской академии транспорта и коммуникаций, при Институте машиноведения НАН КР, где неоднократно выступал в качестве офи-



циального оппонента по диссертационным работам и занимался преподавательской деятельностью в Политехническом институте на кафедре горной механики.

Анатолий Васильевич уделял много внимания и педагогической деятельности. Под его руководством подготовлено 4 доктора технических наук, среди них А.А. Асанов, П.И. Пахомов, М.М. Шамсутдинов, а также 18 кандидатов технических наук, среди которых А.А. Тюнин, Л.М. Васильев, А.Б. Бообеков, В.Г. Елисеев, Ю.В. Кудрук, А.Т. Тентимишев, П.С. Туровский, А.В. Прахов, Л.Р. Еникеева, М. Арзиев, В.П. Кондратьев, А.А. Цокуренок и др.

А.В. Фролов принимал участие в международных конференциях в Германии, Индии и Бельгии.

Анатолия Васильевича отличали прекрасные человеческие качества – это был замечательный и заботливый семьянин, его простота и демократичность в общении с сотрудниками Института снижали ему заслуженные авторитет и уважение.

Добрую, светлую память и большое наследие в лице своих учеников оставил после себя выдающийся ученый и педагог А.В. Фролов.

МЕХАНИЗМДЕР ЖАНА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯТЫ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

УДК 621.01

МЕХАНИКАЛЫК УРГУЛУК МЕХАНИЗМДЕРДИ
СЫНЫПТОО

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ
УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

CLASSIFICATION MECHANICAL IMPACT MECHANISMS

Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова

Бул макалада өтө көп түрдүү механикалык соккуч механизмдери ар кандай айырмалоочу жышаналары: колдонулуучу энергиянын тирици, иштөө принциби, аткарган жумуштун түрү жана режими, конструктивдици түзүлүшү жана башка жышаналары боюнча сыныптоосу сунушталат.

В данной статье предлагается классификация большого многообразия механических ударных механизмов по различным отличительным признакам, таких как: род используемой энергии, принцип действия, вид и режим выполняемой работы, структура строения и т.д.

In this paper we propose a classification of a large variety of mechanical impact mechanisms on various features, such as: type of energy used, the operating principle, type and mode of work, building structure, etc.

Түйүндүү сөздөр: ургу механизми, өзгөрүлмө түзүм, кол ургулоочу механизмдер, сыныптоо.

Ключевые слова: ударный механизм, переменная структура, ручные ударные механизмы, классификация.

Keywords: impact mechanism, variable structure, manual impact mechanisms, classification.

Многообразие ударных механизмов порождает потребность в их классификации по определенной системе категорий, необходимых для дальнейшего выбора того или другого механизма или машины.

Актуальность данной статьи заключается в том, что до настоящего времени в техническом мире нет единой системы класси-

фикации ручных ударных механизмов, учитывающей различные признаки механизмов во всем многообразии типоразмеров, конструктивных решений и других особенностей отдельных типов механизмов, включая вновь создаваемые схемы, таких как механизмы переменной структуры.

Целью статьи является попытка систематизации и классификации ручных ударных механизмов по определенным признакам и определение места в ней ударных механизмов переменной структуры.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи: систематизировать ручные ударные механизмы по основным отличительным признакам; рассмотреть механизмы переменной структуры по способу замыкания подвижных звеньев; на основе систематизации составить схему классификации.

Механические ударные механизмы широко применяются во многих отраслях народного хозяйства. Например, в строительстве наиболее широкое применение они получили при выполнении монтажных, ремонтных и отделочных работ. В зависимости от вида работ и назначения их подразделяют на ручные и машинные.

Ручными ударными механизмами называют машины, у которых главное движение (движение рабочего органа) производится двигателем, а вспомогательное (подача) и управление выполняются непосредственным воздействием оператора вручную. Эти машины, как правило, имеют встроенный в корпус двигатель, их масса частично или полностью воспринимается оператором. Для ручных машин характерен непосредственный контакт оператора с машиной, при котором каждое его движение сказывается на управлении машиной и влияет на ход выполнения операции. Эти машины ограничены весом (до 20 кг) и энергией удара (электрических молотков до 25,0 Дж, электрических ломов до 40 Дж, пневматических ломов до 90 Дж) [1]. Ударные механизмы, превышающие вышеуказанные параметры, обычно навешиваются к выносным стрелам дорожно-строительных или горных машин или к их исполнительным рабочим агрегатам и называются машинными ударными механизмами. Если не вникать в конструктивные особенности и различия ручных и машинных ударных механизмов, то далее речь можно вести о ручных ударных механизмах.

Из-за огромного конструктивного многообразия ручных ударных механизмов и машин их классификация по назначению довольно затруднительна. Поэтому для упрощения этой задачи не-

обходимо выделить основные признаки классификации, которыми являются: род потребляемой энергии, принцип действия, характер движения рабочего органа и режим работы, и дополнительные признаки – область применения и назначение, вид привода и метод защиты оператора от поражения электрическим током (для ручных машин с электроприводом).

Механические ручные ударные механизмы приводятся в движение следующими типами энергии питания: механическими, электрическими, пневматическими, гидравлическими, с упруго деформируемыми элементами (пружина сжатия), с двигателем внутреннего сгорания и пиротехническими. Также существует группа машин с ручным приводом, которая приводится в движение энергией мускулов оператора.

Электрические ручные машины подразделяются на машины с электрическими двигателями и приводами: постоянного тока, однофазного переменного тока с асинхронными двигателями нормальной и повышенной частоты тока. К ручным ударным машинам с электрическим приводом относят: трамбовки, молотки, перфораторы, долбежники, вибраторы, виброшита и другие подобные машины.

Пневматические ручные ударные машины подразделяют на ротационные, турбинные и поршневые, к которым относят машины-ломы, молотки, пробойники, вибраторы и др.

Ручные машины с двигателями внутреннего сгорания подразделяются на машины с бензиновым и дизельным двигателем.

К пиротехническим ручным машинам в основном относятся пистолеты пиротехнические (пистолеты строительно-монтажные поршневые).

По принципу движения исполнительного органа ручные ударные машины имеют импульсно-силовой характер и подразделяются на возвратные, качательные, вращательные и со сложным движением рабочего органа.

К ручным ударным машинам с вращательным движением рабочего органа по замкнутому кругу можно отнести долбежники и роторные молотки.

К ручным ударным машинам с возвратным движением рабочего органа относят механизмы:

- с возвратно-поступательным движением рабочего органа (ножницы, напильники, лобзики, шаберы и др.);
- с колебательным и возвратно-поступательным движением рабочего органа (вибраторы, виброшлифовальные машины и т.п.);

- с ударным действием рабочего органа (молотки, трамбовки, бетоноломы);
- с давящим действием рабочего органа (различные штампы и поддержки).

Ручные ударные машины со сложным движением рабочего органа включают механизмы:

- с ударно-поворотным движением рабочего органа (различные отбойные молотки и перфораторы);
- с ударным движением рабочего органа (строительно-монтажные пистолеты и другие машины).

По принципу воздействия рабочего органа на обрабатываемые материалы ручные ударные машины можно подразделить на режущие, скальвающие, дробильные, выдавливающие, выравнивающие, трамбовочные и вибрационные.

По назначению и области применения ручные ударные машины разделяют на машины общего применения; для работ по грунту; для сборочных работ; для обработки металлов, дерева, пластмасс, камня и бетона; на универсальные машины, предназначенные для отделочных, кровельных и гидроизоляционных, железобетонных и бетонных, а также для монтажных санитарно-технических, электромонтажных и других видов строительных работ.

К ручным ударным машинам общего применения отнесены машины, применяемые для выполнения нескольких видов работ. К ним относятся перфораторы, трамбовки и вспомогательные устройства.

В зависимости от режима работы ручные механические ударные механизмы подразделяются на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые.

По структуре строения исполнительного механизма подразделяются на механизмы постоянной структуры и механизмы переменной структуры.

К механизмам постоянной структуры относятся рычажные, кривошипно-ползунные, кривошипно-коромысловые, кулисные и кулачковые механизмы, состоящие из определенного неизменного количества звеньев и имеющие постоянную степень подвижности выходного звена (исполнительного органа).

Современной мировой наукой такие ударные механизмы достаточно подробно изучены [1, 5, 6]. Исключение составляют механизмы переменной структуры, так как данный тип механизмов, обладающий ещё мало изученными свойствами, находится в стадии

висимости от различных признаков, условий эксплуатации, областей применения и др., которая графически представлена на рисунке 3.



Рисунок 2 – Механические ударные механизмы по структуре исполнительного механизма

Из приведенной на рисунке 3 схемы видно, что ручные механические ударные механизмы в первую очередь можно подразделить по семи основным признакам: по роду потребляемой энергии; по типу привода исполнительного механизма; по принципу действия; по структуре самого исполнительного механизма; по принципу воздействия рабочего органа на обрабатываемую поверхность; по режиму работы; по назначению и области применения. Каждый из основных признаков, в свою очередь, подразделяется на ряд признаков, свойственных соответственно этим основным признакам, и т.д.

В паспортных данных любой машины или механизма отражены некоторые технические характеристики, отражающие различные признаки, по которым проводилась их классификация. По технической характеристике и предлагаемой схеме классификации можно легко подобрать необходимый рациональный тип и исполнение ручной ударной машины для выполнения определенного вида работ в конкретных производственных условиях.

Литература

1. Волков, Д.П. Строительные машины [Текст] / Д.П. Волков и [др.]. М.: Высшая школа, 1988. 319 с.

2. Алабужев, П.М. О механизме шарнирного взвода пружины машин ударного действия [Текст] / П.М. Алабужев и [др.]. Новосибирск: Наука, 1969. 268 с.

3. Абдраимов, С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры [Текст] / С. Абдраимов, М.С. Джуматаев. Бишкек: Илим, 1990. 175 с.

4. Джуматаев, М.С. Ударные механизмы с разделяющимся бойком [Текст] / М.С. Джуматаев, Т.Т. Каримбаев, А.Ж. Баялиев. Бишкек: Илим, 2015. 137 с.

5. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский. М.: Наука, 1967. 720 с.

6. <http://www.bibliotekar.ru/spravochnik-62/40.htm> (дата обращения 10.04.2016).

УДК 621.3

КАЛТЕКТҮҮ БАСАНДАТКЫЧ РЫЧАЖНЫЙ РЕДУКТОР THE LEVER REDUCER

А.А. Абдираимов

Тоголордун (дөңгөлөктөрдүн) диаметрлеринен көз карандысыз чоң өткөргүч санына жана калаган бурчта кыймыл өткөрүү мүмкүнчүлүгүнө ээ болгон рычагдуу редуктор сунуш кылынат. Иштөө принципи жана түзүлүшү чагылдырылган рычагдуу редукторго структуралык талдоо жүргүзүлгөн жана алардын негизинде рычагдуу редуктордун жалтак жана мейкиндик механизм варианттары сунушталган.

Предлагается рычажный редуктор, предназначенный для передачи движения под любым углом и с большим передаточным отношением, которое не зависит от диаметров звеньев (колес). Описаны устройство и принцип работы рычажного редуктора, проведен структурный анализ и на его основе предложены несколько вариантов их создания: с плоскими и пространственными механизмами.

It is proposed the lever reducer intended for movement transfer at any angle and with the big transfer relation which doesn't depend on diameters of links (wheels). The device and the principle of work of a lever reducer are described, and some options of their creation with flat and spatial mechanisms are offered based on the carried out structural analysis.

Түйүндүү сөздөр: редуктор, өткөргүч саны, того, структуралык талдоо, кинематикалык жуп, Ассур тобу.

Ключевые слова: редуктор; передаточное отношение; звено; структурный анализ; кинематическая пара; группа Ассура.

Keywords: reducer; transfer relation; link; structural analysis; kinematic pair; group of Assur.

Редуктор является механизмом, передающим и преобразующим крутящий момент, с одной или более механическими передачами [1, 2].

Редукторы классифицируются по типам передач: зубчатые (цилиндрические, конические), червячные, планетарные, волновые и т.д. [1, 2].

Вышеперечисленные редукторы обладают как достоинствами, так и недостатками: одни отличаются меньшей стоимостью, но ограниченными передаточными отношениями, другие – меньшими КПД, сложностью изготовления и т.д. Для устранения этих недостатков нами предлагается рычажный редуктор [3].

В рычажном редукторе (рисунок 1 а) на стойке 0 подвижно установлен кривошип 1, шарнирно соединенный с шатуном 2. Шатун перемещается в зигзагообразной направляющей ведомого кривошипа 3, подвижно установленного на стойке 0 под углом 90° к оси вращения кривошипа 1. Для равномерного вращения зигзагообразная направляющая канавка ведомого кривошипа 3 выполнена с вогнутыми и выпуклыми профилями (рисунок 1 д).

Рычажный редуктор работает следующим образом. Ведомый кривошип 3 получает движение от кривошипа 1 через шатун 2 (рисунок 1 а). В процессе работы шатун 2 совершает поступательное движение по направляющим канавкам вдоль параллельной оси ведомого кривошипа 3. Так как направляющая канавка ведомого кривошипа 3 выполнена под углом к своей оси, то она начинает вращаться.

Начиная с крайнего положения шатуна 2 она меняет направление движения в обратную сторону. Так как направляющая канавка ведомого кривошипа 3 выполнена зигзагообразно, то шатун 2 начинает совершать поступательное движение в следующем витке направляющей канавки.

При возвратно-поступательном движении шатуна 2 рабочие поверхности направляющей канавки чередуются. На рисунке 1 д рабочие поверхности направляющей канавки ведомого кривошипа 3 показаны жирными линиями.

Когда кривошип 1 совершает полный оборот (360°), то ведомый кривошип 3 поворачиваются на угол, зависящий от шага p (рисунок 1 д) зигзагообразной направляющей.

Передаточное отношение рычажного редуктора определяется по формуле:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_4} = z, \quad (1)$$

где z – количество зигзагов вспомогательного ползуна.

Проведя структурный анализ, можно получить различные варианты создания рычажного редуктора и улучшить его надежность и функциональные возможности. Указанный рычажный редуктор (рисунок 1 а) состоит из ведущего звена (рисунок 1 б) и двух групп Ассура третьего семейства с числами наложенных на механизм связей $m = 3$, числами подвижных звеньев $n = 1$, количествами кинематических пар пятого класса $p_5 = 1$ и количествами кинематических пар четвертого класса $p_4 = 1$ (рисунок 1 в и г).

Для увеличения надежности работы рычажного редуктора необходимо соединить шатун 2 со стойкой 0 с возможностью поступательного перемещения относительно последнего. В указанном варианте (рисунок 1 а) соединить шатун 2 со стойкой 0 невозможно, поэтому вместо группы Ассур с $p_4 = 1$ (рисунок 1 в) вставляем группу Ассур только с кинематическими парами пятого класса, т. е. $m = 3, n = 2, p_4 = 0, p_4 = 0$ (рисунок 1 д). Тогда в механизме увеличивается количество подвижных звеньев n и ползун 4 соединяется со стойкой 0 с возможностью поступательного перемещения относительно стойки 0. В кинематической паре (в зоне контакта) между ползуном 4 и ведомым кривошипом 3 имеет место трение скольжения, которое приводит к заеданию, потере мощности и, следовательно, уменьшению КПД. Для устранения указанного недостатка трение скольжения заменяем трением качения с помощью добавления дополнительной местной подвижности, т.е. установлением ролика 5 (рисунок 1 е).

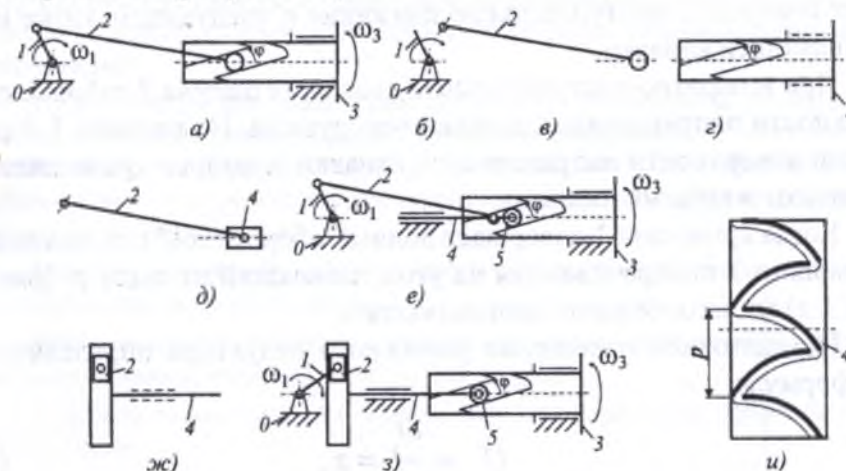


Рисунок 1 – Рычажные редукторы: 0 – стойка; 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ведомый кривошип; 4 – ползун; 5 – ролик

В зависимости от функциональных особенностей работы шатун 2 может быть соединен с ползуном 4 с возможностью поступательного перемещения относительно него (рисунок 1 ж и з).

В указанных конструкциях (рисунок 1) ведомый кривошип 3 вращается только в перпендикулярной оси к оси вращения кривошипа 1. Для того чтобы повернуть ось вращения ведомого кривошипа 3 под любым углом, необходимо создать рычажный редуктор с пространственными механизмами (рисунок 2).

Пространственный рычажный редуктор (рисунок 2 а) состоит из ведущего звена (рисунок 2 б) и двух групп Ассур нулевого $m = 0$ (рисунок 2 в) и третьего $m = 3$ (рисунок 2 г) семейств. Как видно из рисунка 2 б, группа Ассур с $m = 0$ состоит из двух звеньев ($n = 2$) и по одной сферическим ($p_3 = 1$) и сферическим с пальцем ($p_4 = 1$) кинематическими парами. Так как практическое применение соединений со сферическими пальцами создает определенные трудности, в частности по точности изготовления, эти соединения возможно заменить на сферические, т.е. p_4 заменяем на p_3 . При этом в механизме уменьшаются избыточные связи и кинематика и подвижность механизма не изменяются [4, 5].

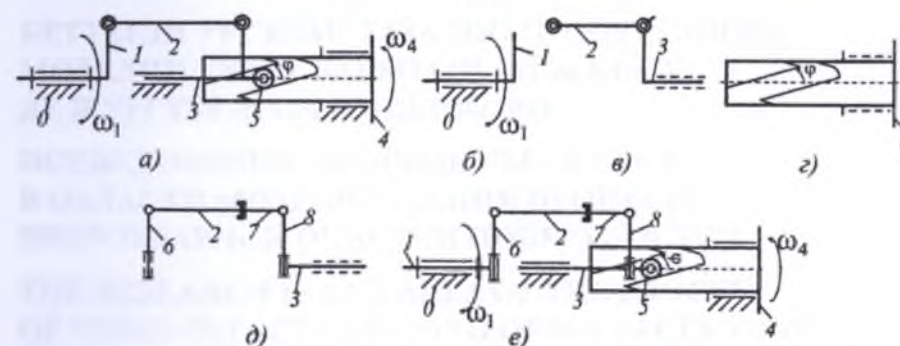


Рисунок 2 – Пространственные рычажные редукторы: 0 – стойка; 1 – кривошип; 2 шатун; 3 – ведомый кривошип; 4 – ползун; 5 – ролик; 6 и 7 – стержни; 8 – толкатель

В пространственном рычажном редукторе сферические соединения можно заменить на шарнирные (рисунок 2 д и е). Здесь сферические соединения заменяются на стержни 6 и 8 (рисунок 1 г), шарнирно соединенные с шатуном 2 и толкателем 7 и имеющие возможность вращаться вокруг своих осей относительно кривошипа 1 и ползуна 3. В данном случае шатун 2 соединяется с толкателем 7 с возможностью вращения в своей оси относительно него.

Предложенные рычажные редукторы могут быть изготовлены с большими передаточными отношениями и передавать движение под любым углом с большим КПД.

Литература

1. Решетов, Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1975. 656 с.

2. Иванов, М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1976. 399 с.

3. Пат. 185 КГ, МПК F15H21/16. Рычажный редуктор / А.А. Абдираимов; заявл. 27.02.2014; опубл. 30.04.2015, Бюл. № 4. 3 с.

4. Артоболовский, И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов. М.: Наука, 1988. 640 с.

5. Теория механизмов и механика машин: Учебник для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 2001. 496 с.

**МАШИНАЛАРДЫН ДИНАМИКАСЫ
ЖАНА БЕКЕМДҮҮЛҮГҮ
ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ
МАШИН
DYNAMICS AND STRENGTH
OF MACHINES**

УДК 531.3, 534.1

**БЕТТЕРДИ УРГУЛАП ТАЗАЛОО ПРОЦЕССИНИН
МОДЕЛИН ТҮЗҮҮ БАГЫТЫНДАГЫ КОСУ
ДЕ ЖҮРГҮЗҮЛГӨН ИЗИЛДӨӨЛӨР**

**ИССЛЕДОВАНИЯ, ПРОВОДИМЫЕ В КРСУ
В ОБЛАСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА
ВИБРОУДАРНОЙ ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

**THE RESEARCH IN THE AREA OF THE PROCESS
OF VIBRO-IMPACT CLEANING OF SURFACES THAT
WERE CARRIED OUT IN THE KYRGYZ-RUSSIAN
SLAVIC UNIVERSITY**

В.Э. Еремьянц, В.В. Ню

Беттерди ургулап тазалоо процессинин моделин түзүү багытында КОСУ акыркы убакта жүргүзүлгөн илимий изилдөөлөрдүн жыйынтыктары берилди.

Описываются результаты научно-исследовательских работ в области моделирования процессов виброударной очистки поверхностей, проводимых в КРСУ в последнее время.

It is described the results of the research scientific works in the area of modeling of vibro-impact surface cleaning processes that are carried out in the Kyrgyz-Russian Slavic University in present time.

Түйүндүү сөздөр: ургу, аспап, толкун өткөргүч, эки катмарлуу пластина, энергия (зарде) берүү коэффициенти, чыңалган абал.

Ключевые слова: боек, инструмент, волновод, двухслойная пластина, коэффициент передачи энергии, напряжённое состояние.

Keywords: striker, tool, waveguide, two-layer plate, energy transfer coefficient, stress condition.

Научно-исследовательские работы в области динамики и прочности машин, проводимые как ранее, так и в настоящее время в Кыргызско-Российском Славянском университете, тесно связаны с задачами, решаемыми в Институте машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР. Суть этих исследований заключается в разработке и анализе моделей виброударных процессов и машин с целью обоснования рекомендаций по выбору параметров ударных систем машин, обеспечивающих повышение их производительности и снижение энергоемкости при увеличении долговечности элементов их ударных систем. В данной статье рассматривается одно из пяти направлений, развиваемых в КРСУ в настоящее время. Это направление связано с моделированием процесса очистки поверхностей виброударными механизмами.

Работы по моделированию процесса виброударной очистки поверхностей были начаты в КРСУ в 2008 году в связи с созданием в Инженерной академии КР кривошипно-коромысловых ударных машин для виброударной очистки золошлакопроводов ТЭЦ.

В кривошипно-коромысловых ударных механизмах ударная система состоит из бойка-коромысла 1 (рисунок 1 а), вращающегося вокруг неподвижной оси и наносящего удар по инструменту 2, опирающемуся на пластину 3, внутренняя поверхность которой покрыта слоем шлака 4. При проектировании кривошипно-коромысловых ударных механизмов боек-коромысло конструируется таким образом, чтобы его центр тяжести лежал на оси, соединяющей ось вращения и точку контакта бойка с инструментом, и удовлетворялось условие:

$$m_k r l_k = I,$$

где m_k – масса бойка-коромысла; r – расстояние от оси вращения до центра массы бойка; l_k – расстояние от оси вращения бойка-коромысла до продольной оси инструмента; I – момент инерции бойка-коромысла относительно его оси вращения.

При выполнении этого условия реакция в опоре бойка-коромысла равна нулю. Учитывая, что в кривошипно-коромысловых ударных механизмах момент инерции шатуна пренебрежимо мал по сравнению с моментом инерции бойка-коромысла, движение последнего перед ударом можно рассматривать как свободное. Это позволяет вращающийся боек-коромысло в модели заменить поступательно движущимся бойком с некоторой приведенной массой m и линейной скоростью V_0 .

Приведенная масса определяется из условия сохранения кинетической энергии бойка, а линейная скорость в момент удара находится через угловую скорость бойка-коромысла ω_0 :

$$m = I / l_k^2; \quad V_0 = \omega_0 l_k.$$

Поскольку жесткость бойка-коромысла намного больше местной контактной жесткости сферической ударной части, в модели боек представлялся как жесткое тело массой m с податливой сферической ударной поверхностью радиусом R , (рисунок 1 б). Возможность такого представления бойка-коромысла в модели была подтверждена экспериментальными исследованиями, проведенными в работах [1, 2]. Инструмент 2 моделировался упругим стержнем длиной L . Верхний торец стержня плоский, а нижний торец, опирающийся на пластину 3, сферический. На внутренней поверхности пластины расположен слой шлака 4.

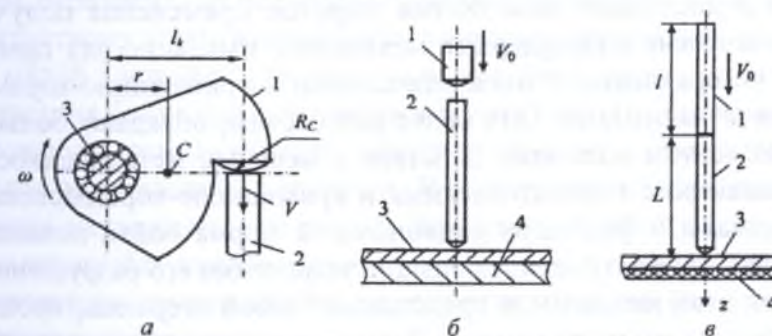


Рисунок 1

В результате исследования этой ударной системы были определены параметры волн деформаций, генерируемых в инструменте при ударе. Инструмент в этой системе играет роль волновода, по которому энергия удара передается от машины к обрабатываемому объекту. Установлена зависимость эффективности передачи энергии от машины в пластину при действии на неё первой волны деформации, распространяющейся по инструменту как в упругой постановке, так и с учетом упругопластических деформаций поверхности пластины.

Составлена модель колебаний двухслойной пластины под действием этой волны и найдены зависимости напряжений растяжения-сжатия от времени и параметров элементов системы, возникающих при изгибе в пластине и слое отложений. На основе этих результа-

тов разработаны рекомендации по выбору рациональных параметров ударных систем кривошипно-коромысловых механизмов для виброударной очистки поверхностей, обеспечивающих наилучшую передачу энергии в пластину при напряжениях в элементах ударной системы, не превышающих допустимых, но достаточных для разрушения слоя отложений на внутренней поверхности пластины.

Рассмотренная модель применима и для ударных систем пневматических ударных механизмов, в которых продольные размеры бойка соизмеримы с поперечными, а ударная поверхность выполнена в виде сферы. При этом общими деформациями бойка, в отличие от местных контактных деформаций, можно пренебречь.

Результаты этих работ были обобщены в кандидатской диссертации А.А. Асановой на тему «Моделирование волновых процессов при виброударной очистке поверхностей кривошипно-коромысловыми ударными механизмами» и опубликованы в монографии [3].

Но в последние десятилетия широкое применение получили гидравлические виброударные механизмы, имеющие ряд преимуществ по сравнению с пневматическими и кривошипно-коромысловыми механизмами. Они более долговечны, обладают большим коэффициентом полезного действия и меньшей металлоемкостью по сравнению с пневматическими и кривошипно-коромысловыми механизмами и благодаря рациональной форме бойка позволяют передавать по инструменту большие энергии без его разрушения.

Боек этих механизмов представляет собой стержень, продольные размеры которого намного больше поперечных, а ударный торец плоский (рисунок 1 в). По сравнению с предыдущими моделями в этом случае, наоборот, общие деформации бойка намного больше местных контактных деформаций, и местными деформациями можно пренебречь.

В математическом описании такая модель намного сложнее предыдущей, поскольку связана с необходимостью прослеживания движения волн как по инструменту, так и по бойку с последующим наложением этих волн. Кроме этого в предшествующих работах не учитывалось многократное действие на пластину волн деформаций, распространяющихся по инструменту и отражающихся от его торцов. Не учитывались и напряжения, возникающие в слое шлага от действия инерционных сил. Не было проведено оценки границ применимости разработанной модели.

Все эти недостатки были устранены в дальнейшем В.В. Ню при подготовке кандидатской диссертации на тему «Моделирование про-

цесса виброударной очистки поверхностей ударными механизмами с гидравлическим приводом». Эта работа являлась развитием работ в области моделирования процесса виброударной очистки поверхностей, но уже применительно к ударным механизмам с гидроприводом.

Результатами исследований, проведенных в рамках этой темы, подтверждено, что наиболее рациональной системой является такая, в которой боек и инструмент имеют одинаковые длины и диаметры. В этом случае обеспечиваются наилучшая передача энергии удара от бойка в инструмент и минимальные напряжения в элементах системы при заданной энергии удара. Кроме того, такая система позволяет существенно сократить габариты инструмента, а следовательно, и всей виброударной установки в целом.

Это связано с тем, что в кривошипно-коромысловых и пневматических ударных механизмах при ударе в инструменте генерируется волна сжатия достаточно большой длины. Эта волна, достигая пластины, отражается от неё волной растяжения, которая, возвращаясь к контактному торцу инструмента, приводит к его отходу от бойка. При малой длине инструмента это может происходить до того, как вся энергия бойка будет передана в инструмент. Чтобы исключить возможность такой ситуации, длина инструмента должна быть не меньше определенной величины. В конструкции гидравлических ударных механизмов при равных диаметрах бойка и инструмента и их одинаковых длинах к моменту возвращения отраженной волны к контактному сечению бойка и инструмента вся энергия бойка уже передана в инструмент.

В этой работе, в отличие от предыдущей, учтены многократные воздействия на пластину волн деформаций, распространяющихся по инструменту и отражающихся от его концов. Установлены зависимости коэффициентов передачи энергии от бойка в пластину при многократном воздействии на неё волн, распространяющихся по инструменту от безразмерного параметра ν , представляющего собой отношение диаметра инструмента к приведенной толщине двухслойной пластины (пластины со слоем отложений) [4]. Эти зависимости для двукратного воздействия волны на пластину показаны на рисунке 2 а, где кривые 1, 2 соответствуют значениям Θ , равным 0,5 и 0,75 ($\Theta = ES/Lc$; E, S – модуль упругости материала и площадь поперечного сечения инструмента; L – его длина; c – жёсткость контактной характеристики инструмента и пластины). Полученные значения коэффициента передачи энергии в 1,2–1,5

раза выше аналогичного показателя при учете только первого воздействия волны на пластину. Доказано, что с точки зрения эффективности передачи энергии от бойка в пластину существенен учет действия на неё первых двух-трёх волн. Это подтверждается и экспериментами, описанными в работе [5].

Установлены зависимости максимальных напряжений, возникающих в пластине, от параметра ν [6, 7] (рисунок 2 б). Кривые 1, 2, 3, 4 на этом рисунке соответствуют толщинам пластины 6, 8, 10, 12 мм. Линия 5 показывает величину предела пропорциональности для стали $\sigma_{нц} = 180$ МПа. Эти напряжения всегда больше напряжений, возникающих в инструменте, и именно они ограничивают допустимую по условию прочности скорость удара бойком по инструменту.

Как уже отмечалось, существенным отличием данной работы от предыдущей является то, что в ней учтены напряжения, возникающие от сил инерции при колебаниях пластины.

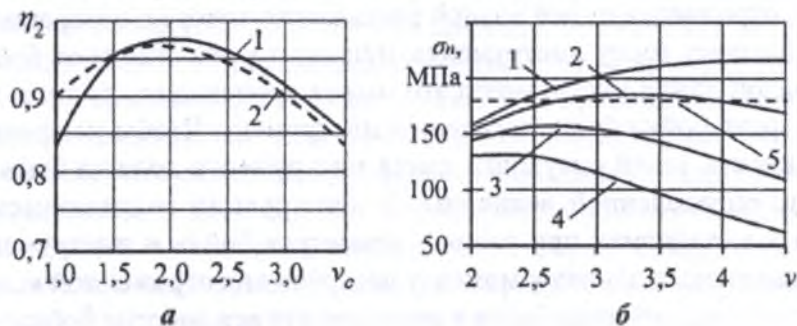


Рисунок 2

Ранее предполагалось, что разрушение слоя отложений происходит из-за напряжений растяжения-сжатия, возникающих при изгибе. Эти напряжения направлены по касательной к слоям шлака. Их зависимость от отношения толщины слоя отложений к толщине пластины k_δ на внешней поверхности слоя показана на рисунке 3 а, а на внутренней поверхности, граничащей с пластиной, – на рисунке 3 б. Кривые 2, 3, 4 на рисунке 3 соответствуют значениям ν , равным 2, 3, 4, а линия 1 соответствует пределу прочности материала шлака при растяжении $[\sigma_{ш}] = 0,7$ МПа.

Из рисунков 3 а, б видно, что напряжения на внешней поверхности слоя шлака всегда превышают предел его прочности. Ранее предполагалось, что разрушение слоя начнется именно с этой поверхности. Когда при уменьшении толщины слоя по мере отделения

шлака коэффициент k_δ станет меньше 3,5, произойдет объемное разрушение, поскольку в этом случае напряжения в слое шлака превысят допусковые по всей толщине слоя.

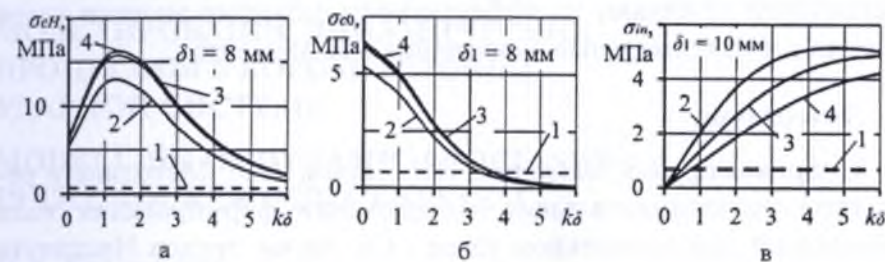


Рисунок 3

Но учет инерционных напряжений, направленных перпендикулярно слоям шлака, в корне поменял предыдущие представления. Эти напряжения наибольшие на внутренней поверхности слоя шлака у его границы с пластиной и уже при отношении k_δ , равном 0,5, они превышают предел прочности шлака (рисунок 3 в). Отсюда следует, что отделение шлака может начаться и с внутренней стороны его слоя.

Это подтверждается и результатами промышленных испытаний, проведенных сотрудниками Института машиноведения НАН КР и Инженерной академии КР. На рисунке 4 видно, что разрушение происходит слоями.



Рисунок 4

Установлено, что модель взаимодействия инструмента с пластиной может быть использована и для расчета взаимодействия с трубой при определенных ограничениях. Погрешность в определении напряжений в этом случае не превышает 10 % при отношении радиуса сферы контактной поверхности инструмента с трубой к радиусу трубы, равном 0,3, и 5 % при отношении, равном 0,15. Погрешность в определении местных контактных деформаций и контактной жесткости, определяющей все остальные процессы, в два раза меньше погрешности определения напряжений.

Из-за не параллельности ударных торцов бойка и инструмента в их контактном сечении могут возникать местные контактные

деформации. Оценка влияния этих деформаций на исследуемые процессы показала [8], что они приводят к выполаживанию фронтов продольных волн, генерируемых при ударе в инструменте. Но практически не влияют на эффективность передачи энергии удара в системе и максимальные напряжения в её элементах.

Литература

1. Еремьянц, В.Э., Яхонтов, В.А., Алиев, М.И. Методика и результаты экспериментальных исследований формирования волн деформаций при продольном ударе / Сб. научн. трудов Института машиноведения НАН КР. Вып. 1. Бишкек: Илим, 1997. С. 221–230.
2. Алиев, М.И. Исследование процесса формирования волн деформаций при ударе по волноводу вращающимся бойком / Новые наукоемкие технологии и технологическое оборудование. Сб. научн. трудов. Бишкек: Технология, 2001. С. 258–262.
3. Еремьянц, В.Э., Асанова, А.А. Виброударная очистка поверхностей. Очистка кривошипно-коромысловыми ударными механизмами. Саарбрукен: Издательский дом Palmarium academic publishing, 2015. 124 с.
4. Еремьянц, В.Э., Ню, В.В. Повторное действие отраженных волн деформаций на пластину в системе «боек-волновод-пластина» // Известия КГТУ им. И. Раззакова. 2015. № 3(36). С. 74–80.
5. Еремьянц, В.Э. Волновые процессы в волновод ударной системы «боек-волновод-пластина» // Вестник УлГТУ. 2011. № 1. С. 35–38.
6. Eremjants, V.E., Niu, V.V. Two-layer plate stress condition under longitudinal impact by tools resting on the plate / Modern problems of theory of machines. – North Charleston: Create Space. 2016. – № 4(1). P. 123–127.
7. Еремьянц, В.Э., Ню, В.В. Влияние параметров ударной системы на напряженное состояние пластины при её виброударной очистке // Вестник КРСУ. 2015. Том 15. № 9. С. 40–44.
8. Еремьянц, В.Э., Ню, В.В. Влияние местных контактных деформаций на волновые процессы в системе «боек-инструмент-пластина» // Вестник КРСУ. 2014. Том 14. № 7. С. 23–26.

УДК 531.3, 621.01

ТЕРМЕЛГИЧ УРГУЛООЧУ СИСТЕМАДАГЫ ДИНАМИКАЛЫК ПРОЦЕССТЕРДИ ИЗИЛДӨӨ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КОРОМЫСЛОВОЙ УДАРНОЙ СИСТЕМЕ

MODELLING OF DYNAMIC PROCESSES IN THE ROCKER IMPACT SYSTEM

Н.А. Колесников

Ургулоодо системдин элементтериндеги каруу күчтөргө чыңалууга ар кандай факторлордун таасирлерин изилдөө математикалык аппараты үчүн термелгич менен таяныч жана ургулоочу масса ортосундагы ар кандай байланыштуу термелгичтици ургулоочу системдин динамикалык үлгүсү каралган.

Рассматривается динамическая модель коромысловой ударной системы при различных связях коромысла с опорой и ударной массой с целью создания математического аппарата для исследования влияния различных факторов на усилия и напряжения в элементах системы при ударе.

The rocker impact system dynamic model with different connections between the rocker with the support and the impact mass is considered. The mathematical apparatus for investigation of different factors influence on forces and stresses that arise in the system elements under impact was developed.

Түйүндүү сөздөр: термелгич, таяныч, дөшү, ургулоо, динамикалык реакция.

Ключевые слова: коромысло, опора, наковальня, удар, динамические реакции.

Keywords: rocker; support; anvil; impact; dynamic reactions.

Коромысловые ударные системы находят широкое применение в маятниковых копрах различного назначения, роторных ударных механизмах для создания циклических ударных нагрузок при исследовании усталостного разрушения материалов и в ряде других механических устройств. В предшествующие годы в Инженерной академии Кыргызской Республики под руководством академика МИА С. Абдраимова разработан кривошипно-коромысловый молот ГУИМ-1 большой мощности для уплотнения грунтов и сейсмического зондирования поверхностных слоев земли [1].

В состав этого молота входит коромысловая ударная система, состоящая из коромысла 1 (рисунок 1), вращающегося в подшипниках

качения вокруг опоры O . На конце коромысла расположена ударная масса 2, наносящая удар по наковальне 3. Эту массу в дальнейшем условимся называть бойком. Подшипниковый узел обладает определенной податливостью, которая может оказывать влияние на динамические реакции в контакте коромысла с наковальней P и с опорой T .

Ранее исследований динамики и прочности таких систем не проводилось. В связи с этим в задачи данной работы входила разработка математического аппарата, позволяющего проводить динамический анализ этих систем. В модели коромысло с бойком представлялось

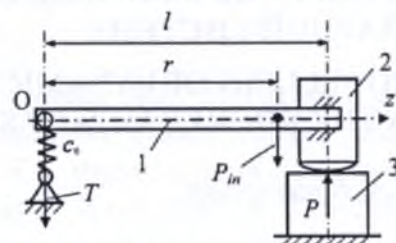


Рисунок 1

единым твердым телом с податливой сферической ударной частью радиусом R (рисунок 1). Коэффициенты жесткости контакта коромысла с опорой c_0 и бойка с наковальней c находились из линеаризованной контактной характеристики Герца по методике, изложенной в работе [2]. Общими деформациями ударной массы и наковальни пренебрегалось. В качестве начальных условий принималось, что до удара перемещения бойка и наковальни равны нулю, наковальня неподвижна, а боек движется со скоростью V_0 . При указанных допущениях уравнения движения системы имели вид:

$$\ddot{P} + k_2^2 P = -\frac{b_1}{b_3} k_2^2 T; \quad (1)$$

$$\ddot{T} + k_1^2 T = -k_1^2 b_1 P, \quad (2)$$

где $k_1^2 = \frac{c_0}{mb_2}$; $k_2^2 = \frac{cb_3}{mb_2}$; $b_1 = 1 - \frac{mrl}{I}$; $b_2 = 1 - \frac{mr^2}{I}$; $b_3 = \left[1 + \frac{ml^2}{I} - \frac{2mrl}{I} \right]$, m – масса бойка с коромыслом; r – расстояние от оси вращения коромысла до общего центра тяжести коромысла с бойком; l – длина коромысла; I – момент инерции коромысла с бойком относительно его оси вращения.

Уравнения (1), (2) решались методом последовательных приближений. Вначале в уравнении (1) правая часть принималась равной нулю, и при начальных условиях $P(0) = 0$; $\dot{P}(0) = cV_0$ находилась зависимость усилий в контактом сечении ударной массы и наковальни от времени в первом приближении:

$$P(t) = (cV_0 / k_2) \sin k_2 t. \quad (3)$$

Из этой формулы определялись максимальная сила и время удара:

$$P_m = cV_0 / k_2; \quad \tau = \pi / k_2. \quad (4)$$

Затем функция (3) подставлялась в правую часть уравнения (2), и при начальных условиях $T(0) = 0$; $\dot{T}(0) = 0$ находилась функция $T(t)$ в первом приближении:

$$T(t) = \frac{cV_0 k_1 b_1}{(k_1^2 - k_2^2)} \left(\sin k_1 t - \frac{k_1}{k_2} \sin k_2 t \right). \quad (5)$$

Подстановка этой функции в правую часть уравнения (1) и его решение дает второе приближение функции $P(t)$. Расчеты, проведенные для молота ГУИМ-1, показали, что второе приближение дает уточнение в значении силы P , не превышающее 1%, и в практических расчетах достаточно ограничиться первым приближением. По этой же причине и второе приближение по усилию в опоре коромысла будет пренебрежимо мало. Формулы для определения сил P и T во втором приближении можно найти в работе [2].

По окончании удара в уравнении (2) следует правую часть принять равной нулю. Решение полученного уравнения при начальных условиях, соответствующих перемещению и скорости опоры в момент времени τ , имеет вид:

$$T(t) = \frac{\dot{T}(\tau)}{k_1} \sin k_1 (t - \tau) + T(\tau) \cos k_1 (t - \tau). \quad (6)$$

Из анализа формулы (6) следует, что при $k_1 > k_2$ функция (5) имеет экстремальные значения в моменты времени:

$$t_m = 2\pi n / (k_1 + k_2); \quad n = 1, 2, 3, \dots, \quad (7)$$

равные

$$T_m = -T_0 \frac{\delta}{(\delta - 1)} \sin \left(\frac{2\pi n}{\delta + 1} \right), \quad (8)$$

где $\delta = k_1/k_2$; T_0 – усилия, действующие в жесткой опоре коромысла, т.е. при отсутствии её податливости

$$T_0(t) = -\left(1 - \frac{mrl}{I} \right) P(t). \quad (9)$$

Из формулы (8) следует, что функция $T_m(\delta)$ имеет бесчисленное число максимумов, соответствующих различным значениям n . Эти значения связаны с числом полувольт собственных колебаний опоры, размещающихся на одной полувольте усилий в контакте ударной массы с наковальней. Иными словами, значение n зависит от отно-

шения δ . Эта зависимость для первых пяти значений n представлена в таблице 1.

Таблица 1

Δ	1-5	5-9	9-13	13-17	17-21
N	1	2	3	4	5

Выше рассмотрен случай, когда $\delta > 1$. Если $\delta < 1$, то максимум усилий в опоре достигается после удара в процессе свободных колебаний опоры и определяется формулой:

$$T_{mc} = -T_0 \frac{2\delta}{(1-\delta^2)} \cos\left(\frac{\pi\delta}{2}\right). \quad (10)$$

На рисунке 2 в качестве примера сплошной линией показана зависимость $T_m(\delta)$, построенная при следующих исходных данных, соответствующих молоту ГУИМ-1: $m = 522$ кг; $R = 0,26$ м; $l = 1,205$ м; $r = 1,13$ м; $V_0 = 1$ м/с; $E = 20,4 \cdot 10^{10}$ Па; $\rho = 7850$ кг/м³; $\mu = 0,3$. Штриховая линия на этом рисунке соответствует жесткой опоре.

Из полученных данных следует, что максимальные усилия в опоре равны $1,768T_0$ и достигаются при значении δ , равном 1,6. Затем они уменьшаются и при δ , большем девяти, не превышают 10 % усилий, возникающих в жесткой опоре.

Отсюда следует вывод, что при проектировании подшипникового узла в опоре коромысла следует выбирать тип и количество подшипников таким образом, чтобы отношение собственных частот колебаний опоры и коромысла с бойком было больше девяти.

Зависимость усилий в контакте бойка с наковальной имеет вид полуволны синусоиды длительностью τ , равной $1,443 \cdot 10^{-3}$ с, и максимальным значением контактной силы P_m , равным 1049 кН. При этом: $T_0 = 26,22$ кН; $c = 2,283 \cdot 10^9$ Н/м; $k_2 = 2,1764 \cdot 10^3$ с⁻¹.

Отметим, что введение безразмерного коэффициента δ упрощает конечные формулы и позволяет получить более общие результаты, применимые не только к молоту ГУИМ-1, а ко всем коромысловым системам, построенным по схеме, приведенной на рисунке 1. На основе этих результатов можно сделать рекомендации по проектированию опорного узла коромысла, позволяющие уменьшить действующие в нем динамические силы.

Для описания влияния на динамику системы упругости коромысла была рассмотрена модель, в которой на основании предыдущих результатов опора принималась жесткой, связь коромысла

с бойком жесткая, а само коромысло упругое. В этой модели контактная характеристика бойка и наковальни описывалась так же, как и в первой, а для описания движения сечений коромысла как упругой балки применялось уравнение технической теории изгиба:

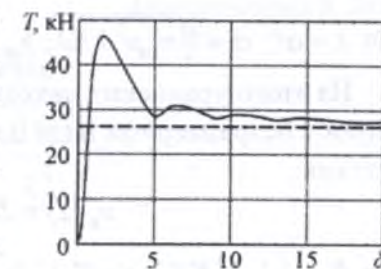


Рисунок 2

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (11)$$

где $y(z, t)$ – прогиб сечений балки; z – координата сечения; m_0 – распределенная масса; E – модуль упругости; J – осевой момент инерции сечения балки.

Решение этого уравнения осуществлялось разложением колебаний по собственным формам и частотам и записывалось в виде:

$$y(z, t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k u_k(z) \cos(p_k t + \varphi_k), \quad (12)$$

где $u_k(z)$ – амплитудная функция при k -той форме колебаний; C_k , φ_k – постоянные, определяемые из начальных условий движения; p_k – собственная частота,

$$p_k = \lambda_k^2 \sqrt{EJ / m_0 l^4}, \quad (13)$$

λ_k – безразмерный параметр, зависящий от граничных условий.

Граничные условия в рассматриваемой модели следующие:

$$u(0) = 0; \quad u''(0) = 0;$$

$$EJu'''(l) = -m_2 p^2 u(l) + cu(l); \quad EJ u''(l) - Ip^2 u'(l) = 0, \quad (14)$$

где m_2 – масса бойка ($m_2 = 466$ кг); I – момент инерции бойка относительно оси перпендикулярной плоскости чертежа и проходящей через центр тяжести бойка.

При этих граничных условиях получено следующее частотное уравнение:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{\left[k_1 \lambda^4 \left(k_m - \frac{3k_c}{\lambda^4} \right) - 1 \right] \operatorname{th} \lambda + 2k_1 \lambda^3}{\left[k_1 \lambda^4 \left(k_m - \frac{3k_c}{\lambda^4} \right) - 1 \right] - 2\lambda \left(k_m - \frac{3k_c}{\lambda^4} \right) \operatorname{th} \lambda}, \quad (15)$$

где $\lambda = \alpha l$; $\alpha = \sqrt[4]{m_0 p^2 / EJ}$; $k_m = m_2 / m_0 l$; $k_c = cl^3 / 3EJ$; $k_l = I / m_0 l^3$.

Из этого уравнения находится λ_k , а затем и p_k (12). Формы колебаний в безразмерном виде определяются через функции Крылова $K_i(\alpha z)$ как:

$$u_k(z) = K_2(\alpha_k z) - B_k K_4(\alpha_k z), \quad (16)$$

где $B_k = [k_l \lambda_k^3 K_1(\lambda_k) - K_4(\lambda_k)] / [k_l \lambda_k^3 K_3(\lambda_k) - K_2(\lambda_k)]$.

Так как колебания коромысла свободные с начальными условиями $y(z, 0) = 0$; $\dot{y}(z, 0) = \omega_0 z$; ($\omega_0 = V_0 / l$), то постоянные C_k и φ_k , входящие в функцию (12), отыскиваются по формулам:

$$C_k = \frac{1}{\mathfrak{M}_k p_k} \left[m_2 u_k(l) V_0 + m_0 \frac{V_0}{l} \int_0^l u_k(z) z dz \right]; \quad \varphi_k = -\pi / 2, \quad (17)$$

где \mathfrak{M}_k – обобщенная масса системы:

$$\mathfrak{M}_k = m_2 u_k^2(l) + m_0 \int_0^l u_k^2(z) dz. \quad (18)$$

Определив, таким образом, функцию (12), можно найти перерезывающие усилия Q , изгибающие моменты M , напряжения σ_u в сечениях коромысла и реакцию в опоре коромысла T по формулам

$$Q(z, t) = EJ \frac{\partial^3 y}{\partial z^3}; \quad M_u(z, t) = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}; \quad \sigma_u(z, t) = \frac{M_u}{W}, \quad (19)$$

где W – момент сопротивления сечения изгибу.

Динамические реакции в контакте бойка с наковальней и в опоре определяются как:

$$P(t) = c \sum_{k=1}^{\infty} C_k u_k(l) \sin p_k t; \quad T(t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k u_k(0) \sin p_k t. \quad (20)$$

При шарнирной связи коромысла с бойком (рисунок 3) изгибающий момент в ней равен нулю, при этом первые три граничных условия (14) остаются прежними, а четвертое имеет вид:

$$EJu''(l) = 0.$$

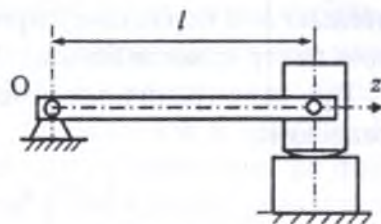


Рисунок 3

Частотное уравнение для этого случая:

$$\operatorname{tg} \lambda = th \lambda \left[1 + 2 \lambda \left(k_m - \frac{3k_c}{\lambda^4} \right) th \lambda \right]^{-1}, \quad (21)$$

а амплитудная функция:

$$u_k(z) = \frac{sh(\alpha_k z) \sin \lambda_k + sh \lambda_k \sin(\alpha_k z)}{sh \lambda_k + \sin \lambda_k}. \quad (22)$$

При этом формулы (12), (13), (17) – (20) остаются в силе.

На рисунке 4 приведены диаграммы изменения от времени перерезывающей силы (а) и напряжений (б) в сечениях коромысла у его жесткой связи с бойком, а на рисунке 5 – диаграммы изменения от времени усилий в контактном сечении бойка и наковальни (а) и динамической реакции в опоре (б). Кривые 1 на этих рисунках соответствуют шарнирной связи, а кривые 2 – жесткой связи коромысла с бойком.

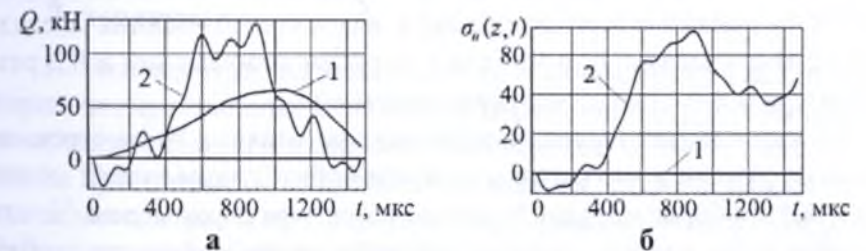


Рисунок 4

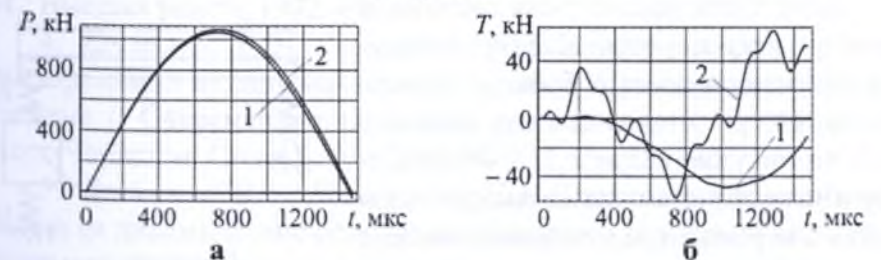


Рисунок 5

Полученные данные позволяют сделать вывод о том, что вид связи бойка с коромыслом значительно влияет на динамические реакции в коромысловой ударной системе. Величины динамических реакций в опоре коромысла при жесткой связи в два раза больше, чем при шарнирной связи. В контактном сечении коромысла с бойком

ком разница между этими величинами составляет более 50 %. Следовательно, введение шарнирной связи коромысла с бойком позволяет существенно уменьшить напряжения в коромысле и его опоре.

С применением данной модели к расчету молота ГУИМ-1 при тех же исходных данных, что и в первой модели с жестким коромыслом, получены следующие результаты:

$$c = 22,945 \cdot 10^8 \text{ Н/м}; k_m = 6,98; k_l = 0,27; k_c = 78,85; \\ P_m = 1065 \text{ кН}; \tau = 1473 \text{ мкс}; T_m = 61,36 \text{ кН}; Q_m(l) = 128,7 \text{ кН}.$$

Сравнение данных, полученных для различных моделей, показывает, что учет в модели упругости коромысла не оказывает существенного влияния на усилия в контакте ударной массы с наковальной P_m . По максимальным значениям они различаются всего на 0,85 %, а по длительности действия этой силы – на 1,6 %.

Максимальные значения реакций, возникающих в опоре коромысла T_m , при учете упругости коромысла в 2,3 раза больше, чем при жестком коромысле. Но по-прежнему они малы и не превышают 6 % усилий в контакте бойка с наковальной. Усилия в связи бойка с коромыслом T_m в модели с упругим коромыслом в 8,2 раза меньше, чем в модели с жестким коромыслом.

Отсюда следует вывод, что для оценки влияния параметров системы на усилие в контактом сечении бойка с наковальной можно пользоваться более простой моделью с жестким коромыслом. Но для усилий в опоре коромысла и напряжений в самом коромысле необходимо учитывать его упругие свойства и распределенную массу.

Далее была рассмотрена система, в которой используется шарнирно-упругая связь коромысла с бойком. Расчетная схема при этом имела вид, показанный на рисунке 6, где c_1, c_2 – соответственно коэффициенты жесткости связи бойка с коромыслом и контакта бойка с наковальной. Динамические реакции в этой системе находились с использованием метода динамических жесткостей [3]. В результате было получено частотное уравнение

$$2l^3 k_{dl} c \left(3k_2 - \lambda_m^4 k \right) = \lambda^3 EJ \left[\text{ctg}(\lambda) - \text{cth}(\lambda) \right] \left[3(k_1 \mp k_2) - \lambda_m^4 k \right],$$

амплитудная функция для коромысла:

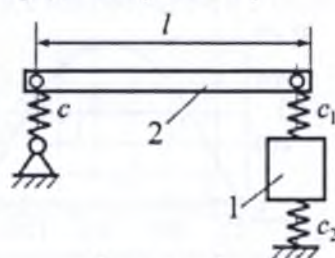


Рисунок 6

$$u(z) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{l^3}{\lambda_k^3 EJ B(\lambda_k)} \left[K_2(\lambda_k) K_2(\alpha z) - K_4(\lambda_k) K_4(\alpha z) \right],$$

где $B(\lambda_k) = K_1(\lambda_k) K_4(\lambda_k) - K_2(\lambda_k) K_3(\lambda_k)$, амплитудное значение

$$\text{перемещения ударной массы } -u_2 = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{c_d} \left(k_{c2} - \frac{1}{3} \lambda_k^4 k_m \right)^{-1}.$$

Формулы для определения динамических усилий и напряжений остаются прежними: (12), (19), (20).

Таким образом, основным результатом данной работы является подготовка математического аппарата, позволяющего проанализировать влияние различных факторов на динамические реакции и напряжения в коромысловой ударной системе с целью определения её рациональных параметров. Более подробное описание рассмотренных в работе моделей можно найти в работах [4–6].

Литература

1. Зиялиев, К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. Бишкек: Илим, 2005. 196 с.
2. Еремьянц, В.Э. Динамика ударных систем. Моделирование и методы расчета. Саарбрюккен, Германия: Издательский дом Palmarium academic Publishing. 2012. 586 с.
3. Бидерман, Л. Прикладная теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1972. 416 с.
4. Еремьянц, В.Э., Колесников, Н.А. Влияние жесткости опоры коромысла на динамические реакции в коромысловой ударной системе // Современные проблемы теории машин / НОЦ «МС». Норт-Чарлстон: CreateSpace, 2016. № 4(1). С. 128–132.
5. Еремьянц, В.Э., Колесников, Н.А. Влияние упругости коромысла на динамические реакции в коромысловой ударной системе // Автоматизированное проектирование в машиностроении: Материалы III Международной заочной научно-практической конференции, НОЦ «МС». Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2015. № 3. С. 90–94.
6. Колесников, Н.А. Влияние вида связи ударной массы с балкой коромысловой ударной системы на напряженное состояние балки // Современная техника и технологии в научных исследованиях. Материалы 6-й международной конференции молодых ученых. Бишкек: Научная станция РАН, 2014. С. 180–186.

УДК 621.01

ANSYS WORKBENCH 15.0 КОМПЬЮТЕРДИК ПРОГРАММАСЫ МЕНЕН УРГУ БАЛКАНЫН СОККУ ТҮЙҮНҮН ЭСЕПТӨӨ МЕТОДИКАСЫ

МЕТОДИКА СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА УДАРНОГО УЗЛА ОТБойНОГО МОЛОТА В КОМПЬЮТЕРНОЙ ПРОГРАММЕ ANSYS WORKBENCH 15.0

METHOD OF STATISTICAL CALCULATION FOR HAMMER DRILLING UNIT IN THE COMPUTER PROGRAM ANSYS WORKBENCH 15.0

А.Н. Акчалов

Макалада сокку учурундагы аба жаздыгы бар өзгөрүлмө түзүлүштүү эки ийри муунак-жылгычтуу механизмдүү ургу балканын сокку түйүнүн статикалык талдоосунда ANSYS WORKBENCH 15.0. компьютердик программасы колдонулган.

Приводится статический анализ ударного узла отбойного молота с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры (ДКП МПС) с воздушной подушкой в момент удара с использованием компьютерной программы ANSYS Workbench 15.0.

The article gives a statistical analysis of hammer drilling unit with double slider-crank mechanism of variable structure (DSC MVS) with air cushion at the moment of impact using a computer program ANSYS WORKBENCH 15.0.

Түйүндүү сөздөр: балка; статикалык талдоо; сокку түйүн; бышыкк, ургуч.

Ключевые слова: молот; статический анализ; ударный узел; поршень; боёк.

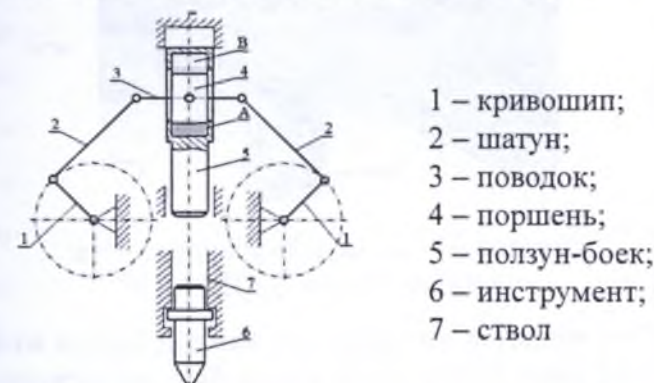
Keywords: hammer; statistical analysis; hammer unit; piston; striker.

В Институте машиноведения НАН КР разработан и изготовлен опытный образец навесного отбойного молота с двухкривошипным ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой (далее ДКП МПС), кинематическая схема которого показана на рисунке 1 [1].

Как известно, механические ударные машины при эксплуатации воспринимают большие динамические нагрузки на опоры, приводящие к поломке элементов опорного узла [2]. Отбойный молот с ДКП МПС состоит из двух симметрично расположенных криво-

шипов 1, соединенных с поршнем 4 через поводок 3 и шатуны 2. Поршень расположен внутри ползун-бойка 5, имеющего полую цилиндрическую полость, с возможностью поступательного перемещения внутри ствола 7, и наносящего удар по инструменту 6.

Принцип работы механизма заключается в том, что при вращении кривошипов поршень перемещается внутри ползун-бойка, сообщая ему поступательное перемещение вдоль оси ствола. Для уменьшения динамических нагрузок в конечных участках хода поршня в ползун-бойке имеются воздушные камеры «А» и «В», в которых образуются воздушные подушки. От поршня движение ползун-бойку передается сжатым воздухом, создающимся в камерах.



- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – поводок;
- 4 – поршень;
- 5 – ползун-боек;
- 6 – инструмент;
- 7 – ствол

Рисунок 1 – Кинематическая схема ДКП МПС с воздушной подушкой

Наличие воздушной подушки приводит к снижению возникающих динамических нагрузок при смене направлений движения ползун-бойка с рабочего хода на холостой и обратно. Особенность этого механизма в том, что в момент совершения удара по инструменту ползун-боек движется свободно по инерции и кинематически не связан с поршнем, т.е. с приводом, что предохраняет элементы привода от реактивных сил.

Экспериментальные исследования отбойного молота с ДКП МПС с воздушной подушкой показали работоспособность механизма. Во время проведения экспериментов были выявлены такие недостатки, как наличие излишней утечки воздуха из воздушной камеры вследствие износа трущихся поверхностей поршня и цилиндра ползун-бойка. Это привело к невыполнению демпфирующего действия воздушной подушки, и часть реактивной энергии передалась на опорные элементы, что вызвало поломку подшипниковых узлов [3].

Целью работы является анализ воздействия реактивных сил на опорные узлы в процессе работы механизма и представление картины нагруженных участков ударного узла с использованием компьютерной программы ANSYS Workbench 15.0.

Для достижения цели была построена 3D модель ударного узла отбойного молота (рисунок 2) [4] и был проведен расчет напряженно-деформированного состояния ударного узла.

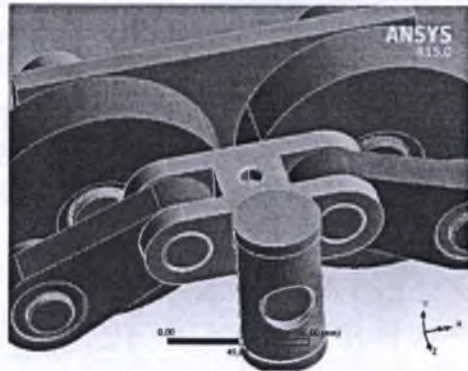


Рисунок 2 – 3D модель ударного узла отбойного молота с ДКП МПС

Далее был назначен материал для каждой детали из библиотеки Engineering Data. Следующим шагом был зафиксирован корпус с инструментом подпрограммой Fixed Support и назначено расчетное давление в воздушной камере 2,7 МПа, соответствующее усилию в момент удара нижней части поршня по ползун-бойку, как показано на рисунке 3 [2].

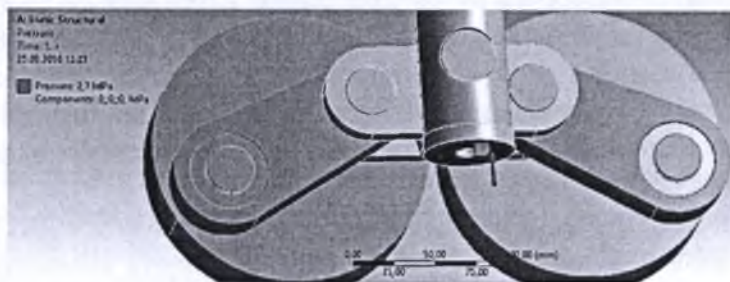


Рисунок 3 – Участок поршня, испытывающий реактивное усилие давления

График зависимости давления от времени, рассчитанный по заданной программе, показан на рисунке 4. Как известно из работы

[2], по мере нагружения поршня в воздушной камере увеличивается давление.

Для наиболее точного расчета все детали в конструкции ударного узла разбиваются на конечные элементы инструментом Mesh Static Strurtural – Mechanical (рисунок 5) [5].

Далее для проведения статического анализа подпрограммой Solution были выведены соответствующие инструменты: общая деформация; эквивалентное напряжение; интенсивность упругой деформации; параметры расчета на усталость, включающие расчеты на долговечность, прочность, коэффициент надежности, чувствительность к усталости, коэффициент запаса прочности [6].

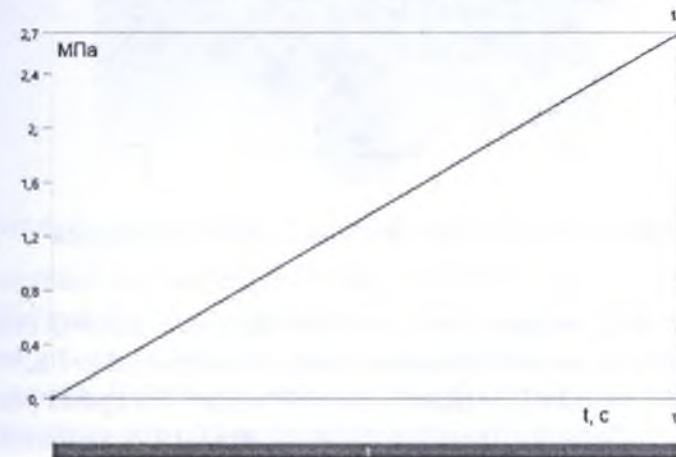


Рисунок 4 – График зависимости давления

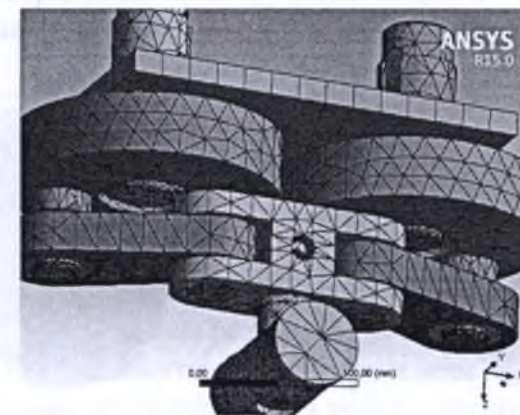


Рисунок 5 –Разбивка деталей ударного узла отбойного молота на конечные элементы

Из результатов расчета (рисунок 6) видно, что наибольшее напряжение по Мезису приходится на подшипниковые узлы. Его минимальное значение составляет 0,0004 МПа и приходится на зону маховика, а максимальное значение 138,6 МПа приходится на подшипниковый узел, соединяющий маховик и шатун.

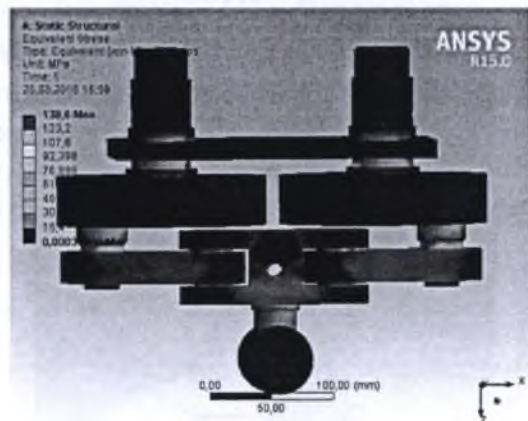


Рисунок 6 – Результаты анализа напряжения ударного узла по Мезису

Наибольшее напряжение, воспринимаемое валом, соединяющим зубчатое колесо и маховик, показано на рисунке 7 а, значение которого составляет 1,3 МДж (1 Дж=10⁻³ МДж). Во время ресурсных испытаний отбойного молота одной из причин остановки работы являлась поломка подшипника качения (рисунок 7 б) именно в том месте, где программа указывает максимальное значение напряжения. Это говорит об адекватности расчетных значений и экспериментальных результатов.

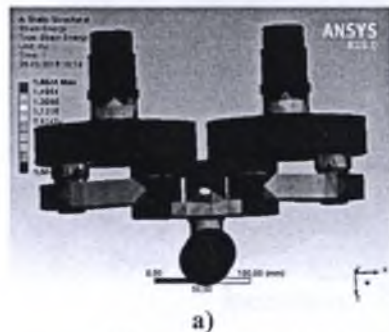


Рисунок 7 – Анализ напряжения и характерная поломка подшипника качения

Различные значения напряжения, выделенные соответствующими цветами, показаны на рисунке 7.

Надежность ударного узла рассчитана программой с учетом введенных данных, результатом чего явился коэффициент надежности (рисунок 8). Из рисунка видно, что минимальное значение коэффициента надежности в подшипниковых узлах составляет $k_n=1,8$.

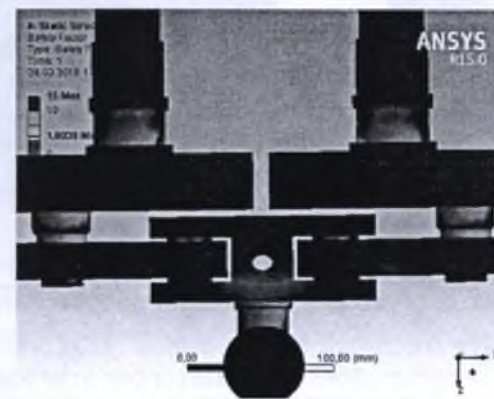


Рисунок 8 – Результаты анализа коэффициента надежности

Последним шагом статического анализа явился усталостный расчет (Fatigue Tool), который включает в себя число циклов до образования усталостной трещины или разрушения и характерные места поломки. Численные значения введенных данных и результаты усталостного расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты усталостного расчета

	Название инструмента			
	Долговечность	Поломка	Коеф. надежности	Эквивалент напряжения
Состояние	Расчетное			
Обзорный метод	Выбор детали			
Деталь	Все детали			
Min	98428 цикл		0,62195	3,5867e-004 МПа
Max		10160 цикл		138,6 МПа

На рисунке 9 а показаны результаты расчетов на долговечность; определения максимального числа циклов и мест поломки. Во время экспериментальных исследований на работоспособность отбойного молота с ДКП МПС после 20 минут непрерывной работы произошло заклинивание механизма [3]. После разборки ударного узла выявлена

поломка одного из подшипников скольжения (рисунок 9 а); на рисунке 9 б показано характерное место поломки подшипника скольжения, полученное в результате теоретического расчета на долговечность, указывающего на то место, где произошла поломка. Это не дает усомниться в адекватности полученных результатов статического расчета.

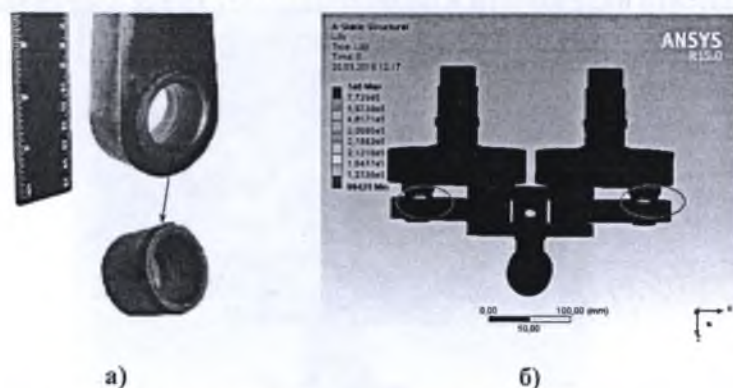


Рисунок 9 – Результаты расчетов на долговечность и характерное место поломки подшипника скольжения

Исходя из проведенного анализа и данных, полученных инструментом (подпрограмма) Fatigue Sensitivity [7], строится график зависимости количества циклов от коэффициента нагрузки, влияющего на срок службы ударного узла отбойного молота. Приблизительное количество циклов работы ударного узла показано на рисунке 10.

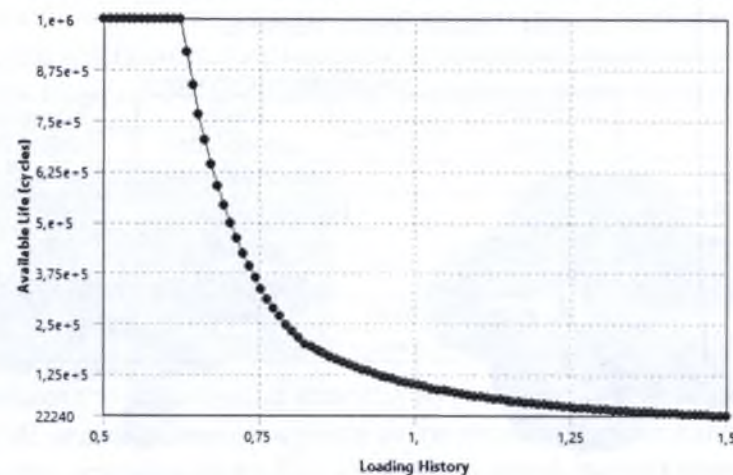


Рисунок 10 – График зависимости количества циклов от коэффициента нагрузки

Из графика видно, что при полной нагрузке (2,7 МПа) число соударений составляет ≈ 120000 циклов. Если учесть, что молот совершает 300 ударов в минуту, то продолжительность непрерывной работы составит 6–7 часов.

Исходя из полученных результатов, можно сделать следующие выводы.

Наиболее слабыми участками, воспринимающими динамические нагрузки, являются узлы опоры (подшипник – вал).

Результаты статического расчета и экспериментальных исследований качественно совпадают. Использование программы ANSYS Workbench дает возможность на стадии проектирования определить слабые места, требующие большего внимания, и является эффективным средством качественного проектирования механических ударных машин, обеспечивающих высокую степень надежности и долговечности.

В конечном счете это повысит экономическую эффективность и конкурентоспособность создаваемой машины.

Литература

1. Джуматаев, М.С., Уркунов, З.А., Баялиев, А.Ж. Молот с воздушной подушкой / Сб. научных трудов Института машиноведения. Вып. 6. Бишкек: Илим, 2008. С. 65–70.
2. Джуматаев, М.С., Каримбаев, Т.Т., Уркунов, З.А., Баялиев, А.Ж. Применение информационных технологий при исследовании ударной машины с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры // Вестник КГУСТА. Информационные технологии в образовании: состояние проблемы и перспективы. Бишкек, 2011. С. 102–107.
3. Баялиев, А.Ж. Методика и результаты экспериментальных исследований отбойного молота с двухкривошипно-ползунным механизмом переменной структуры с воздушной подушкой с гидроприводом / «Проблемы инновационного развития нефтегазовой индустрии» / Сб. тр. междунар. науч.-практ. конф. Алматы: КБТУ, 2012. С. 159–162.
4. Туку, Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004. СПб.: Питер, 2005. 768 с.: ил.
5. Ansys Workbench. V. 15.
6. Берендеев, Н.Н. Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности. Учебно-методический материал по про-

грамме повышения квалификации «Новые подходы в исследованиях и разработках информационно-телекоммуникационных систем и технологий». [Электронный ресурс] / Н.Н. Берендеев. Электрон. текстовые данные и граф. данные. Нижний Новгород, 2006. 82 с. – Режим доступа: <http://www.unn.ru/pages/e-library/aids/2006/4.pdf>, свободный.

7. Mughrabi, H. On “multy-stage” fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue // Fatigue Fracture Engineering Material Structure. 2002. N 25. P. 755–764.

УДК: 621.923.74

КУБУЛМА ТАШТАРДЫН БОРБОРЧЕТ- ПЛАНЕТАРДЫК КАГЫЛЫШТЫРУУСУН ИЗИЛДӨӨ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНО- ПЛАНЕТАРНОЙ ГАЛТОВКИ САМОЦВЕТНЫХ КАМНЕЙ

STUDY OF CENTRIFUGAL PLANETARY TUMBLING OF SEMIPRECIOUS STONES

А.И. Мирзоалиев, Т.А. Ходжаев

Бир качуу планеталардын өзгөчөлүктөрү жарым асыл таштар менен жексен кылды.

Рассматриваются особенности центробежно-планетарной галтовки самоцветных камней.

The article deals with the features of a centrifugal planetary tumbling of semiprecious stones.

Түйүндүү сөздөр: Кесек иштетүү, кыскартуу бырыш, кесек, жарым кымбат баалуу таштар, контейнерди чатырга качуу планета.

Ключевые слова: абразивная обработка; снижение шероховатости; центробежная абразивная планетарная галтовка; самоцветные камни; планишайба; контейнер.

Keywords: abrasive processing; roughness reduction; centrifugal abrasive planetary tumbling; semiprecious stones; faceplate; container.

Галтовка – это объемная абразивная обработка, позволяющая выполнять округление острых граней и углов, снятие заусенцев, снизить шероховатости поверхностей деталей из различных материалов. Существующие методы галтовки по кинематике их осуществления можно разделить на следующие виды: галтовка во вращающихся барабанах с горизонтальной осью вращения, где смешивание происходит под действием силы тяжести; виброгалтовка; центробежная абразивная планетарная галтовка. Наиболее производительными являются методы планетарной центробежной абразивной галтовки. Для изучения возможности использования данного метода при изготовлении изделий из самоцветных камней нами был спроектирован и изготовлен станок [1, 2], фрагмент рабочей части которого показан на рисунке 1.

Станок имеет контейнеры 1 (от 2 до 8 шт.), в которые загружают абразивную суспензию и заготовки 2 (рисунок 1). Контейнеры съём-

ные и вставляются в стаканы 3, прикрепленные к верхней части оси 5, установленной в планшайбе с возможностью вращения вокруг своих осей. На нижней части оси 5 посажена шестерня 6, находящаяся в зацеплении с неподвижным центральным зубчатым колесом 7. Планшайба 4 посажена на вал 8, посредством которого приводится во вращение. Вращение вала 8 передается от электродвигателя (на рисунке не показано) с помощью ременной передачи и шкива 9. На валу 8 насажены два радиальных подшипника 10 и упорный подшипник 11, которые собраны во втулке 12. Втулка 12 и зубчатое колесо 7 посажены и закреплены в корпусе 13. Зубчатое колесо 7 и шестерни 6 съёмные. С их помощью можно менять соотношение частоты вращения планшайбы 4 и контейнеров. В цилиндрическую часть контейнера 1 вставляется втулка с абразивным покрытием 14, что способствует дополнительному съему материала с поверхности заготовок и интенсификации процесса обработки.

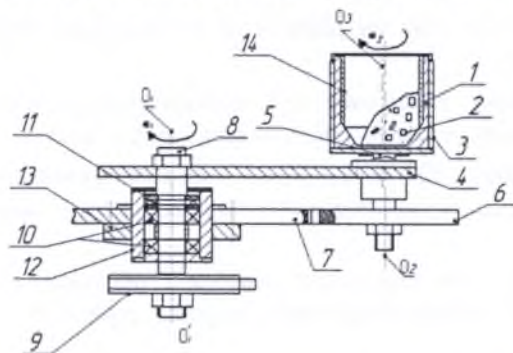


Рисунок 1 – Устройство планетарно-центробежной установки

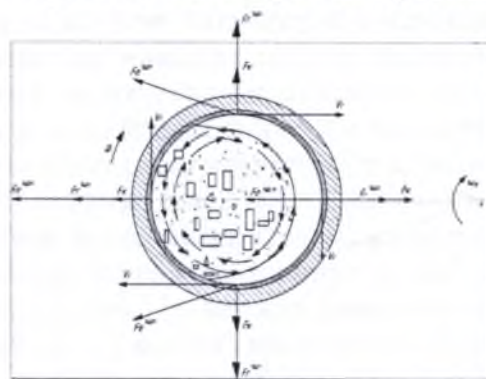


Рисунок 2 – Действие сил при центробежной абразивной обработке

При вращении планшайбы контейнер 1 получает планетарное движение с одновременным вращением вокруг осей $O_1O_1^1$ и $O_2O_2^1$. Ось $O_2O_2^1$ расположена эксцентрично относительно оси симметрии емкости. По этой причине рабочей массе дополнительно сообщается вибрационное движение в радиальном направлении. Внутренняя полость емкости имеет конусность, что способствует циркуляции рабочей среды в вертикальной плоскости. На рисунке 2 показано действие сил (переносная центробежная сила от вращения контейнера вокруг оси O , относительная центробежная сила от вращения контейнера вокруг своей оси O_1 и Кориолисова сила инерции) на материальную точку в различных зонах контейнера.

На рисунке 3 показан процесс циркуляции загруженной в контейнер массы в вертикальной плоскости под действием этих сил, чего не происходит, если контейнер не имеет коническую часть. Циркуляция в вертикальной плоскости приводит к улучшению смешивания загруженной в контейнер массы и улучшает качество обрабатываемых заготовок.

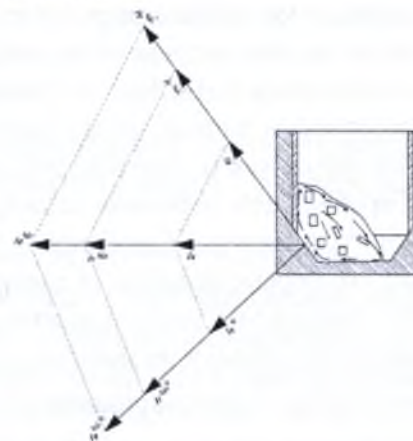


Рисунок 3 – Действие сил в конической части барабана

На заготовки действуют центробежная переносная сила инерции вследствие вращение барабана вокруг центральной оси, центробежная сила инерции от вращения стакана вокруг собственной оси $\vec{F}_{ц.с}$ и Кориолисова сила инерции.

Под действием этих сил происходит интенсивное смешивание обрабатываемых материалов и абразива.

Данный процесс при обработке самоцветных камней можно использовать для следующих операций: галтовка – округление острых

граней заготовок; объемная безразмерная шлифовка; полирование с целью снижения шероховатости.

Были проведены сравнительные экспериментальные исследования процесса галтовки на данном станке, а также на галтовочном станке с горизонтальной осью вращения. При обработке рассмотрены случаи обработки в жидкостной среде (на графике рисунка 4) – линии 1 и 3, а также в среде абразива без жидкости (сухой обработке) – линии 2 и 4.

В ходе предварительных экспериментальных исследований (рисунок 4) выявлены следующие закономерности:

1. Интенсивность съема материала, и соответственно производительность обработки, зависят от скорости смешивания обрабатываемого материала, абразива и воды.

2. При больших скоростях и наличии воды (в случае центробежной абразивной галтовки) интенсивность съема в 5–7 раз больше, чем при галтовке на барабане с горизонтальной осью вращения.

При обработке на галтовочном барабане с горизонтальной осью вращения обрабатываемые материалы загружаются в барабане 2. Барабан приводится во вращение посредством электродвигателя 39 и ременных передач со шкивами 9, 10, 11, 13. Скорость вращения барабана при этом ограничена и зависит от его внутреннего диаметра. Предельная скорость – это скорость, при которой действующая на детали при вращении барабана центробежная сила прижмет их к стенке и они начинают вращаться вместе с барабаном как сплошная масса. При этом происходит их перемешивание, а следовательно, галтование прекратится. Эта предельная частота вращения зависит только от внутреннего диаметра барабана и не зависит от массы заготовки.

Обработку производили в двух вариантах:

1. Сухая обработка при наличии в барабане только абразива и обрабатываемых материалов;
2. Обработка при наличии воды.

При обработке рассмотрены случаи обработки в жидкостной среде (линии 1 и 3 на графике рисунка 4), а также в среде абразива без жидкости (при сухой обработке) – линии 2 и 4. В ходе предварительных экспериментальных исследований выявлены следующие закономерности (рисунок 4):

При центробежной галтовке при наличии воды в барабане интенсивность съема в 4–6 раз больше, чем при сухой обработке.

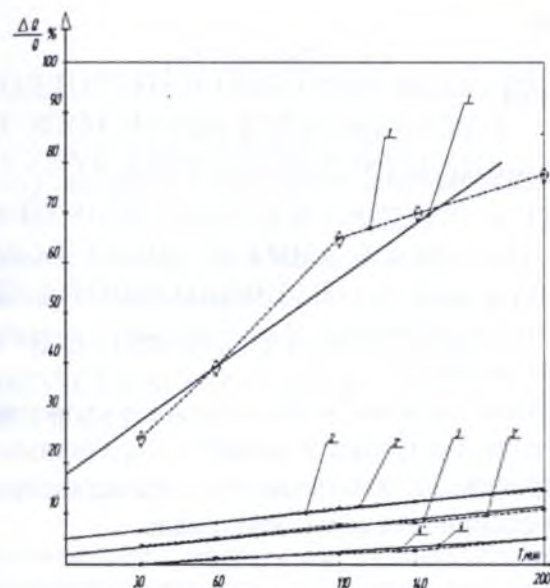


Рисунок 4 – Графики зависимости величины съема материала при центробежной абразивной обработке – линии 1 и 2; линии 3 и 4 – соответственно при обработке в барабанах с горизонтальной осью вращения

При галтовке в барабанах с горизонтальной осью вращения величина съема при наличии воды в 1,5–2 раза больше, чем при сухой обработке.

Анализ центробежно-планетарной галтовки самоцветных камней показал следующее. Математическая обработка результатов экспериментов по обработке самоцветных камней проводилась методом наименьших квадратов и при этом выявлена зависимость производительности от продолжительности обработки.

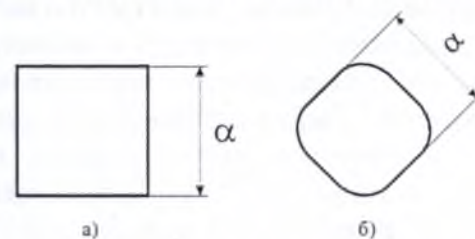


Рисунок 5 – Процесс формирования при центробежной абразивной обработке: а) исходная заготовка – куб со сторонами a ; б) заготовка после операции галтовки

Для оникса:

$$Q_o = 16 + 0,71 \times t.$$

Для лазурита

$$Q_n = 3 + 0,43 \times t,$$

где t – продолжительность обработки в минутах; Q – потери веса в процентах.

Например, после 20 мин обработки для заготовки из оникса потери массы составляют более 30 % исходной. При исходной заготовке 20 г его масса равняется примерно 14 г и приобретает форму, показанную на рисунке 5.

Таким образом, наличие воды и большие скорости смешивания вызывают явление кавитации и наряду с абразивным изнашиванием (съемом) происходит кавитационное изнашивание, за счет чего возрастает интенсивность съема материала.

Литература

1. Мирзоалиев, И.М., Убайдуллаев, А.Н. Галтовочный станок для обработки самоцветных камней. Информационный листок № 18-2001. Душанбе: НПИЦентр, 2001.
2. Патент № ТЈ 647. Планетарно-центробежная установка для абразивной обработки заготовок из различных материалов. Душанбе, 2014.

УДК 621.01

ПАХТА ЗАВОДДОРУНУН ШАРТТАРЫНДА «ИВА» ТҮРҮНДӨГҮ ЖЕМДӨӨЧҮ ТҮЗМӨКТӨРДҮН ИШЕНИМДҮҮЛҮК КӨРСӨТМӨЛӨРҮН АНЫКТОО

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ПИТАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ТИПА «ИВА» В УСЛОВИЯХ ХЛОПКОЗАВОДОВ

DEFINITION OF RELIABILITY INDICATORS OF SUPPLY DEVICES SUCH AS «IVA» IN A COTTON PLANTS

А.Х. Бабаева

Бул иш азыктандыруучу түзүлүштөрдүн ойдогудай ишенимдүүлүгүн изилдөөгө жана аныктоого арналган. «ИВА» тибиндеги импульстук вариатордун оңдоого жарамдуулук көрсөткүчтөрү жана даярдык коэффициенти аныкталган.

Статья посвящена исследованию и определению оптимальной надежности конструкции питающих устройств. Определены показатели ремонтпригодности импульсного вариатора типа «ИВА» и коэффициент готовности.

This article is devoted to the study and definition of the optimal design of reliability of supply devices. Indices of maintainability of pulse variator type «IVA» and availability are identified.

Түйүндүү сөздөр: ишенимдүүлүк; азыктандыруучу түзүлүү; оңдоого жарамдуулук; түйүн.

Ключевые слова: надежность; питающие устройства; ремонтпригодность; узел.

Keywords: reliability; power supply units; maintainability; assembly.

Для разработки оптимальной надежной конструкции питающих устройств, работающих в условиях хлопкозаводов, разработана методика экспериментальных исследований. При этом надежность питающих устройств оценивается их работоспособностью во времени. Поскольку невозможно предусмотреть все обстоятельства, приводящие к нарушению работоспособности элементов и узлов питающих устройств, нельзя и предсказать ни момент, ни место появления неисправности. Сведения о неисправности не всегда позволяют выявить причины ее возникновения и определить способы их предупреждения в дальнейшем. В результате при оценке надежности приходится иметь дело с большим количеством факторов слу-

чайных событий, для изучения которых используется теория вероятностей и математическая статистика.

С учетом вышеизложенного в условиях хлопкозаводов методика исследования и выявления оптимальной конструкции питающих устройств должна включать следующее:

- источники и методы сбора информации о надежности питающих устройств;
- планирование объемов испытаний, необходимых для получения количественных характеристик надежности с вероятной оценкой их точности.

Согласно поставленной нами задаче, обработка данных для времени восстановления импульсного вариатора типа «ИВА» (времени замены) аналогична обработке данных для времени безотказной работы (срок службы).

Вариационный ряд времени восстановления с общим числом данных $n = 34$ нанесен на вероятностную бумагу логарифмически нормального закона распределения времени восстановления (замены) импульсного вариатора типа «ИВА». Результаты обработки данных представлены в таблице 1 и на рисунке 1. Сходимость теоретических и эмпирических данных проверена для времени восстановления и по критерию Колмогорова.

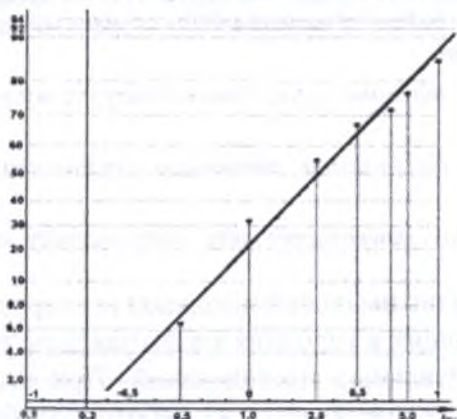


Рисунок 1 – Выравнивание ряда случайных значений времени восстановления логарифмически-нормальной бумаге

Экспериментальные данные согласуются с теоретическими данными удовлетворительно. Функцию, определяющую вероятность восстановления (замены) импульсного вариатора «ИВА» за время $t_в$, можно записать в виде формулы:

$$F(t_в) = \frac{\Phi \left[\frac{\lg t_в - \lg \hat{T}_в}{\sigma_{\lg}} \right]}{\sigma_{\lg}}, \quad (1)$$

где Φ – символ табулированной функции Лапласа;

$\hat{T}_в$ – медианное значение случайной величины;

σ_{\lg} – среднеквадратичное отклонение логарифма случайной величины.

Таблица 1

Время восстановления (замены) $t_в$, час	Накопленная частность $F_0 = \frac{i-0,5}{n}$	Время восстановления (замены) $t_в$, час	Накопленная частность $F_0 = \frac{i-0,5}{n}$
0,5	0,0144	2	0,5146
0,5	0,0444	2	0,5440
0,5	0,0735	2	0,5734
0,5	0,1029	3	0,6028
0,5	0,1323	3	0,6322
1	0,1617	3	0,6616
1	0,1911	3	0,6910
1	0,2205	4	0,7204
1	0,2499	4	0,7498
1	0,2787	5	0,7792
1	0,3081	5	0,8086
1	0,3385	6	0,8380
1	0,3676	7	0,8868
1	0,3970	8	0,9262
1	0,4264	9	0,9556
1	0,4564	10	0,9850
1	0,4852		

Медианное значение времени восстановления $\hat{T}_в$ представляет собой время, за которое импульсный вариатор типа «ИВА» будет заменен с вероятностью 0,5. Следовательно, для определения $\hat{T}_в$ достаточно провести на вероятностной бумаге горизонталь с ординатой 50 % и найти абсциссу точки пересечения горизонтали с прямой, выравнивающей эмпирическую функцию.

Для определения величины σ_{\lg} следует провести горизонталь с ординатой 15,9 % до пересечения ее с выравнивающей прямой. Разность чисел по оси абсцисс равна искомой величине, т.е.

$$\sigma_{\lg} = \lg \hat{T}_в - \lg t_в 0,059.$$

Среднее значение времени восстановления или математическое ожидание величины, распределенной по логарифмически нормальному закону, определяется из выражения:

$$\lg T_e = \lg \tilde{T}_e + 1,156^2 \lg$$

Доверительные границы для математического ожидания величины, распределенной по логарифмически нормальному закону, определены по формулам. Значения параметров функции распределения и доверительные 80 %-ные интервалы приведены в таблице 2.

Таблица 2

Импульсный вариатор типа «ИВА»	
Медиана, час	2
С.К.О. логарифма случайной величины	1,3
Математическое ожидание, т, час	4

Плотность вероятности распределения случайной величины логарифмически нормального распределения определяется формулой:

$$f(t_a) = \frac{0,434}{\sigma_{\lg t_a}} \cdot \varphi \left[\frac{\lg t_a - \lg \tilde{T}_e}{\sigma_{\lg}} \right], \quad (2)$$

где φ – символ табулированной функции Гатесса.

С помощью формулы (2) построим кривую плотности вероятности времени восстановления (замены) «ИВА», что соответствует вариационному ряду (рисунок 2). Кривая аппроксимирует гистограмму и иллюстрирует характер распределения случайных значений времени восстановления (замены) импульсного вариатора типа «ИВА».

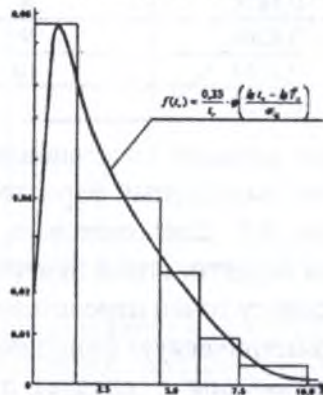


Рисунок 2 – Гистограмма и выравнивающая кривая логарифмически нормального распределения времени замены импульсного вариатора типа «ИВА»

Определение коэффициента готовности. В установившемся режиме эксплуатации коэффициент готовности находят из выражения:

$$K_z = \frac{T}{T + T_e} \text{ или } K_z = \frac{1}{1 + \frac{T_e}{T}}, K_z = \frac{2480}{2480 + 4}$$

Выводы

1. С помощью графоаналитического метода выравнивания вариационных рядов времени для безотказной работы установлено, что вероятность безотказной работы до замены импульсного вариатора типа «ИВА» описывается экспоненциальным законом, а время восстановления – логарифмически нормальным законом. Получены эмпирические зависимости для определения срока службы и восстановления (замены) импульсного вариатора типа «ИВА» в течение заданного промежутка времени.

2. Установлены следующие фактические показатели эксплуатационной надежности импульсного вариатора типа «ИВА»:

- срок службы «ИВА» $T_{cl} = 2480$ часов;
- среднее время замены $T_e = 4$ часа;
- коэффициент готовности $K_z = 0,95$.

3. Построен график, позволяющий определить вероятность отказа в заданный промежуток времени.

Список использованных источников

1. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. М.: Колос, 1973.
2. Длин, А.М. Математическая статистика в технике. Изд. 3, переработанное. М.: Советская наука, 1958.
3. Колмогоров, А.Н. Теория вероятностей и математическая статистика (сб. статей). М.: Наука, 1986.
4. Кокушин Н.Н. и др. Основы теории надежности. ГОУВПО СПб. ГТУРП. СПб., 2011. 77 с.
5. Мальцев, Б.Ф. Импульсные вариаторы. М.: Машгиз, 1963.
6. Матвеевский, В.Р. Надежность технических систем. М., 2002. 113 с.

**МАШИНАКУРУУ
ЖАНА МАТЕРИАЛТААНУУ
МАШИНОСТРОЕНИЕ
И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ
MECHANICAL ENGINEERING
AND SCIENCE OF MATERIALS**

УДК: 681. 51: 621. 941. 234. 3

**ТЕГЕРЕК КЕСҮҮЧҮ ТЕСТИН ИШТӨӨ
ШАРТТАРЫН ЖӨНГӨ САЛУУЧУ АВТОМАТТЫК
ТУТУМУНУН МИЛДЕТ АТКАРУУЧУЛУК
ЖАНА КУРАМДЫК СХЕМАСЫН ИШТЕП ЧЫГУУ**

**РАЗРАБОТКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ
И СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ АВТОМАТИ-
ЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ
РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТОКАРНОГО СТАНКА**

**DEVELOPMENT OF FUNCTIONAL
AND STRUCTURAL SCHEME FOR AUTOMATIC
CONTROL MODE SYSTEM OF LATHE WORK**

А.П. Муслимов, О.В. Неженко

Бул иште тегерек кесүүчү тестин иштөө шарттамдарын жөндөөчү автоматтык системасын иштеп чыгаруусу каралат. Ошондой эле, функционалдык, түзүлүү сөлөкөттөрүнүн АБС жана анын математикалык үлгүсү келтирилген.

Рассматривается разработка автоматической системы управления режимами работы токарного станка. Приведены функциональная, структурная схемы САУ и их математическая модель.

The purpose of the article is the development of the automatic control mode system of lathe work. It is proposed the functional, structural ACS circuit and its mathematical model.

Түйүндүү сөздөр: башкаруучу автоматтык системасы, билдиргич, жыштыктык өзгөрткөч, тестин электр кыймыл келтиргичи, темир кесүүчү тес, аспап.

Ключевые слова: система автоматического управления; датчик; частотный преобразователь; электропривод станка; металлорежущий станок; инструмент.

Keywords: automatic control system; sensor; frequency converter; electric driver of the lathe; machine tool.

Основными направлениями в развитии машиностроения являются разработки перспективной технологии производства продукции и создание автоматических систем управления качеством продукции.

Решение этих задач возможно при внедрении системы автоматического регулирования. При обработке деталей на станке большое значение имеет скорость резания и подача режущего инструмента. Регулировку этих параметров обеспечивает разработанная оригинальная автоматическая система, принципиальная и функциональная схемы которой представлены на рисунках 1 и 2 (патент КР № 144).

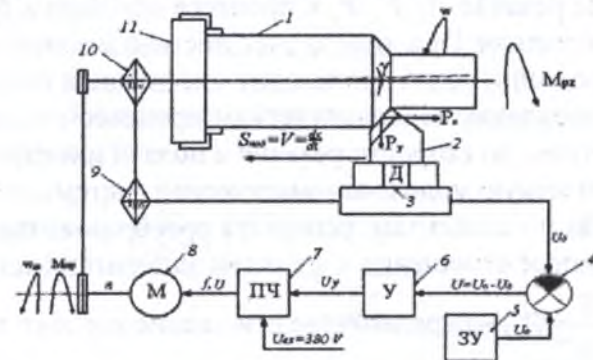


Рисунок 1 – Принципиальная схема автоматической системы регулирования режимов работы токарного станка с помощью преобразователя частоты тока



Рисунок 2 – Функциональная схема автоматической системы регулирования режимов работы токарного станка при помощи преобразователя частоты тока

Принцип работы автоматической системы: в процессе обработки заготовки 1 инструментом 2 (резец прямой проходной правый) возникают силы резания, составляющими которых по осям координат являются P_x, P_y, P_z . Например, при возрастании радиальной составляющей силы резания P_y за счет изменения упругой деформации в резцедержателе изменяется зазор γ в индуктивном датчике 3, что приводит к изменению его выходного сигнала. В связи с тем, что сигнал рассогласования $\Delta U = U_\gamma - U_d$ слаб по мощности, он усиливается усилителем У, и усиленный сигнал U_d поступает, как управляющий, в преобразователь частоты и его выходные сигналы f и U_p , изменяя скорость вращения асинхронного двигателя. Скорость вращения двигателя изменяется таким образом, что составляющие силы резания P_x, P_y, P_z в процессе обработки будут иметь стабильные значения. При этом за счет жесткой механической связи коробок скоростей и подач происходит изменение и подачи инструмента, т.е. управление технологическим процессом происходит по двум параметрам: по скорости резания и подачи инструмента.

Математическую модель автоматической системы целесообразно разработать по элементам, используя преобразования Лапласа.

Передаточные отношения и функции элементов системы:

$$W_{kn}(p) = \frac{S}{\omega} = K_{kn}, \text{ - передаточное отношение коробки подач;}$$

$$W_{kc}(p) = \frac{\omega}{\omega_{дв}} = K_{kc}, \text{ - передаточное отношение коробки скоростей;}$$

$$W_3(p) = \frac{k_3}{T_1 \cdot p + 1}, \text{ - передаточная функция электродвигателя;}$$

T_1 - постоянная времени электродвигателя; $W_y(p) = K_y$ - коэффициенты усиления усилителя; $W_{np}(p) = K_{np}$ - передаточное отношение преобразователя частоты; $W_d(p) = K_d$ - коэффициенты усиления датчика электродвигателя.

В результате объединения всех звеньев была получена структурная схема автоматической системы. В более удобной форме, путем проведения ряда операций над передаточными отношениями и функциям динамических звеньев получим математическую модель (3) и (4) автоматической системы регулирования технологического процесса по скорости резания и подачи инструмента.

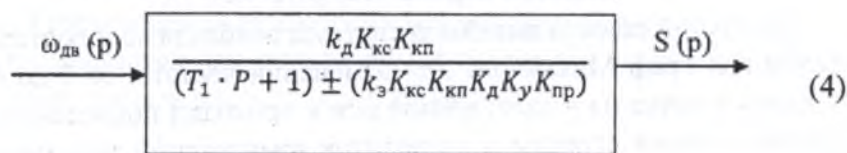
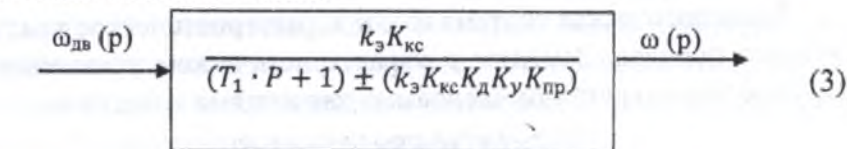
Для коробки скоростей:

$$W_1(p) = \frac{k_3 K_{kc}}{(T_1 \cdot p + 1) \pm (k_3 K_{kc} K_d K_y K_{np})}. \quad (1)$$

Для коробки подач:

$$W_2(p) = \frac{k_3 K_{kc} K_{kn}}{(T_1 \cdot p + 1) \pm (k_3 K_{kc} K_d K_y K_{np})}. \quad (2)$$

На схеме соответственно:



На рисунке 3 изображена структурная схема автоматической системы регулирования.

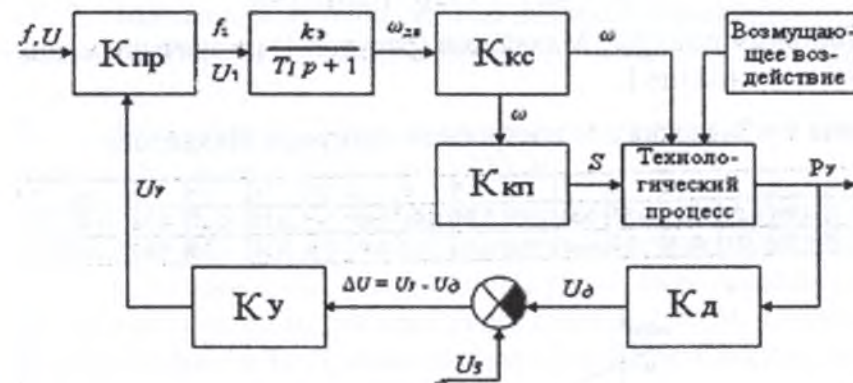


Рисунок 3 – Структурная схема автоматической системы

При получении математической модели системы необходимо произвести расчет её устойчивости, который позволит определить работоспособность системы и правильность выбора ее отдельных элементов с определенными параметрами.

Необходимым условием устойчивости системы является положительность коэффициентов характеристического уравнения. При наличии хотя бы одного отрицательного коэффициента система будет неустойчива.

На практике для упрощения расчетов устойчивости САУ используют критерии устойчивости, которые позволяют по характе-

ристическому уравнению или частотной характеристике определить, содержит ли передаточная функция полюса, находящиеся на мнимой оси в правой половине комплексной плоскости. Для нашего случая применим критерий Михайлова, который определяется по частотной характеристике.

Технологическая система имеет характеристическое уравнение второго порядка. Заменим в характеристическом уравнении временные характеристики числовыми значениями и получим:

$$7 \times 10^{-3} p^2 + 5 \times 10^{-2} p + 1 = 0.$$

Для устойчивости линейной системы необходимо и достаточно, чтобы годограф Михайлова при изменении частоты от 0 до ∞ начинался в точке на вещественной оси и проходил последовательно против часовой стрелки n квадрантов комплексной плоскости, не обращаясь в нуль и стремясь к ∞ в n -м квадранте.

Заменив p на $j\omega$, получим:

$$7 \times 10^{-3} (j\omega)^2 + 5 \times 10^{-2} (j\omega) + 1 = 0.$$

Построим годограф Михайлова (рисунок 4) по значениям, приведенным в таблице 1.

Таблица 1 – Значения для построения годографа Михайлова

w	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ReD	1	0,99	0,97	0,94	0,89	0,83	0,75	0,66	0,55	0,43	0,3	0,15	-0,01	-0,18	-0,4	-0,6
ImD	0	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75

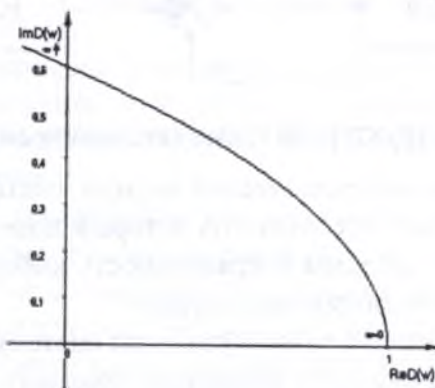


Рисунок 4 – Годограф Михайлова

Из рисунка 4 видно, что система является устойчивой, так как годограф начинается с вещественной части с $\omega = 0$ и проходит два

квадранта против часовой стрелки, что соответствует порядку дифференциального уравнения.

Выводы:

1. Математическая модель автоматической системы управления позволяет произвести расчет основных массо-геометрических и режимных параметров технологического процесса токарной обработки, которые необходимы для выполнения проектно-конструкторских, наладочных и эксплуатационных работ.

2. Разработанная автоматическая система является универсальной и применима при определенной несложной настройке как для чистовой, так и черновых видов обработок.

Список использованных источников

1. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. М.: Наука, 1996. 992 с.
2. Маталин, А.А. Точность механической обработки и проектирование технологических процессов / А.А. Маталин. М.: Машиностроение, 1970. 357 с.
3. Балакшин, Б.С. Самоподнастраивающиеся станки / Б.С. Балакшин. М.: Машиностроение, 1970. 407 с.
4. Ачеркан, Н.С. Металлорежущие станки. Том 1 / Н.С. Ачеркан, А.А. Гаврюшин, В.В. Ермаков М.: Машиностроение, 1965. 764 с.
5. Соломенцев, Ю.М. Адаптивное управление технологическими процессами на металлорежущих станках / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, П. Протопопов; под ред. Ю.М. Соломенцева. М.: Машиностроение, 1980. 537 с.

**ТОО ЖАНА ЖОЛ КУРУУЧУ МАШИНЕЛЕР
ГОРНОЕ ДЕЛО, ГОРНЫЕ
И СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫЕ
МАШИНЫ
MINING AND ROAD CONSTRUCTION
MACHINES**

УДК 69.002.5

**ДААНА ЖАСАЛГАНЫ КАЛЫПТОО УЧУН
УЗГУЛТУКСУЗ КЫЙМЫЛДАГЫ ПРЕССТЕРДИ
КОНСТРУКЦИЯЛАРЫН КАРАП ЧЫГУУ**

**ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ ПРЕССОВ
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ
ФОРМОВАНИЯ ШТУЧНЫХ ИЗДЕЛИЙ**

**REVIEW OF DESIGNS OF THE EXTRUDING
MACHINES FOR THE MOLDING PIECE-GOODS**

А.А. Асанов, Турдакун уулу Н.

Бул макалада заманбап курулуш материалдарын чыгаруучу пресстердин конструкцияларынын анализдери жана жарым кургак курулуш материалдарын чыгаруучу стато-динамикалык пресси сунушталат.

В статье приводится анализ конструкций современных прессов для непрерывного формования строительных стеновых изделий, а также предлагается пресс непрерывного формования для полусухого прессования стато-динамического действия.

The article presents the analysis of the design of modern extruding machines for molding the wall construction products, and proposes the extruding machine for a semidry pressing of a stato-dynamic action as well.

Түйүндүү сөздөр: кривошиптүү шатундук механизм; конвейер; узгүлтүксүз калыптоочу пресстер; калыптануучу аралашма; бункер.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм; конвейер; прессы непрерывного формования; формовочная смесь; бункер.

Keywords: crank mechanism; conveyor; extruding machine; extruding machine; bunker.

Вопросами разработки и создания специализированных комплексов для производства кирпича методом сухого прессования с различной степенью эффективности занимался ряд фирм и организаций в дальнем и ближнем зарубежье. Среди них, прежде всего, следует отметить бельгийские фирмы «Сератек» и «Ситадоб», итальянскую «Джиза», американские фирмы «Терраблок» и «Р. Гросс», португальскую «Интерблок», российские НПО «Унитрон», НПО «Мысль», АО «Тест СДМ», НПО «Владис».

Анализ конструкций прессов отмеченных фирм показывает, что, несмотря на значительное различие в конструктивных и технологических особенностях, можно выделить основные элементы процессов, необходимые для технологического процесса сухого прессования кирпича: механизм загрузки сырья в пресс-форму, прессующий механизм, пресс-форма, выталкивающий механизм и механизм удаления готового изделия.

Для формования различных порошковых материалов (глинистых и карбонатных пород, доломита, шамота, пылеуноса обжиговых агрегатов, золо-шлаковых отходов и др.) используется прессы с непрерывным формованием шихты. По сравнению с другими типами прессовых агрегатов они обладают рядом преимуществ: простой конструкцией и необходимой эксплуатационной надежностью, высокой производительностью и незначительными удельными энергозатратами, возможностью получения спрессованных тел с заданными физико-математическими характеристиками. Это создает условия для их широкого распространения как в крупнотоннажных производствах, так и в технологических процессах малых предприятий.

Наряду с традиционными конструкциями самостоятельный интерес представляют прессы с подвижными столами, использующие бесконечную приводную цепь, где крепятся формы с прессуемой смесью. Отличительной особенностью этих прессов является обеспечение непрерывности процесса формования изделия на подвижном столе, что способствует повышению производительности. Рабочие органы таких машин могут в зависимости от конструкции осуществлять статическое или динамическое воздействие на прессуемую массу. Такое крепление форм позволяет выполнять их разъемными и обойтись без механизма выталкивания изделий из пресс-форм, а также совместить операции подачи форм со смесью с удалением изделий из зоны их формования. Все это, в конечном

счете, существенно повышает производительность оборудования.

Выполнены обзор и анализ патентно-технической и научной литературы существующих конструкций установок для формования изделий. Результаты анализа конструкций таких прессов показали, что на начальном этапе разработчики стремились использовать те же принципы проектирования, что были заложены в основу прессов циклического действия, т.е. прессование вибрацией, укаткой сдвливанием и ударом. Принципиальные схемы отдельных прессов приведены на рисунке 1.

Вибрационное прессование порошковых масс осуществляется за счет применения вибратора направленного действия, встроенного в бункер пресса (рисунок 1 а).

Использование метода прессования укаткой показано на рисунке 1 б, где ролик совершает за счет кривошипно-шатунного механизма возвратно-поступательное движение поперек непрерывно перемещающего транспортера с формами, заполненными порошковой массой, и осуществляет прессование.

Работа пресса, схема которого приведена на рисунке 1 а, основана на принудительной подаче прессуемой смеси в формы при помощи пластинчатых роторов. В другой установке, показанной на рисунке 1 з, осуществляется динамическое воздействие на смесь за счет качающего движения плиты, закрепленной на раме пресса над формами со смесью.

Для производства штучных изделий, в том числе брикетов нами разработана новая конструкция такого пресса, общий вид и принципиальная схема которого приведены на рисунке 2.

Установка работает следующим образом. Формовочная смесь из бункера-питателя 2 в определенном количестве непрерывно поступает в формы, образованные Г-образными пластинами 4 и щеками 7. Пластины 4 с необходимой скоростью конвейером 3 непрерывно перемещаются между щеками 7, подавая смесь под уплотняющий ролик, а далее нагнетатель 9, который, совершая шагающее движение перпендикулярно направлению конвейера от кривошипно-шатунного механизма 12, послонно трамбует амортизирующим уплотнением 19 формовочную смесь на уровень вертикальных 6 полок пластин 4. В процессе трамбования имеет место динамическое воздействие на смесь (в прототипе – статическое), что позволяет при меньшем усилии получить тот же результат. Стабилизатор 13, прикрепленный шарнирно к щекам 7 с помощью опор 15, предотвращает высыпание формовочной смеси и обеспечивает заглаживание верхней поверхности изделия путем качания стабилизатора нагнетателем 9. Усилие уплотнения воспринимается продольными пазами 8 щек 7, которые одновременно гарантируют горизонтальность и жесткость Г-образных пластин 4, поскольку в пазах 8 находятся горизонтальные 5 полки пластин 4. При выходе пластин 4 с изделием из зоны воздействия нагнетателя 9 изделие обладает распалубочной прочностью. Поэтому длина щек 7 ограничена зоной действия нагнетателя 9 и стабилизатора 13. Этим механизмуется распалубка

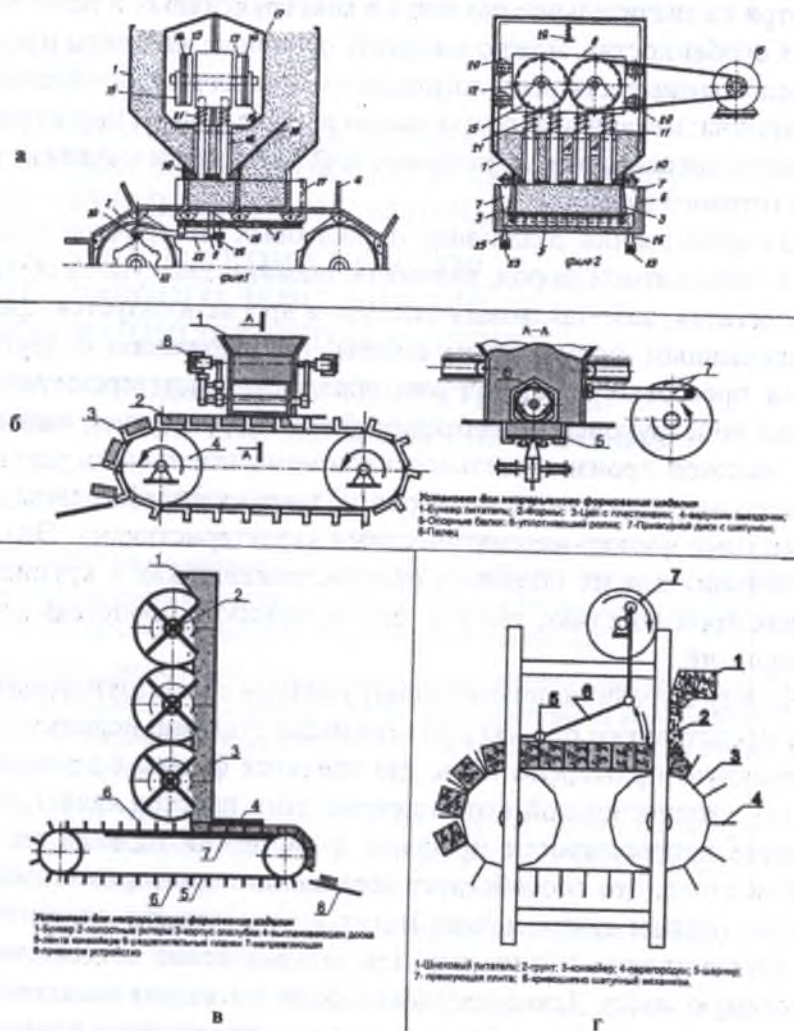


Рисунок 1 – Принципиальные схемы прессов непрерывного действия

поперечных стенок формы. При огибании звездочки конвейера 3 Г-образные пластины 4 поворачиваются по отношению друг к другу и происходит распалубка продольных стенок формы, образованной вертикальными 6 полками Г-образных пластин. Изделие освобождается и за счет сил тяжести сползает с Г-образной пластины на приемное устройство и тем самым механизмуется операция удаления изделия из формы. Освободившиеся от изделия Г-образные пластины 4 на нижней ветви конвейера 3 окунаются в жидкость, например воду, находящуюся в ванне 16. Смачивание обеспечивает хорошее отлипание изделия и его товарный вид.

Установка позволяет прессовать изделия из порошковых масс влажности до 10 %, малогабаритна, удобна для транспортирования, не требует сложного монтажа.

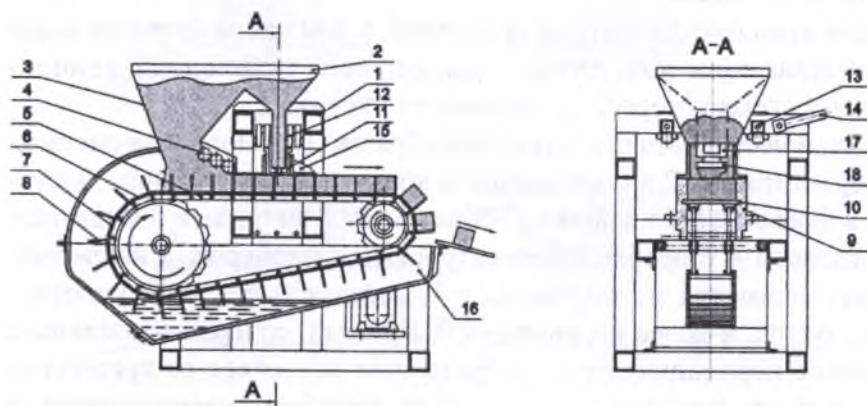


Рисунок 2 – Конструкция пресса. Разрез А-А

Установка состоит из рамы 1, бункера-питателя 2 с нижней секцией из загрузочного бункера 3 для формовочной смеси, прессующих роликов 4, смонтированных в днище загрузочного бункера 3, конвейера 5 с формами, состоящими из Г-образных пластин 6 с горизонтальными 7 и вертикальными 8 полками, щек 9 с продольными пазами 10, П-образного нагнетателя 11, прикрепленного к балке 12, опирающейся шарнирно посредством рычагов 13 на раму 1, кривошипно-шатунного механизма 14, заглаживающей плиты 15 и ванны 16. В стойке 17 и перемычке 18 нагнетателя имеются окна, обеспечивающие подачу формовочной смеси из бункера-питателя 2 и формы, образованные Г-образными пластинами 6 и щеками 9, а в днище нижней секции бункера смонтирована заглаживающая плита 15.

Выводы. Таким образом, предлагаемая установка имеет высокую производительность, малую энергоемкость, небольшие габариты, легко транспортируется.

Список использованных источников

1. Асанов, А.А. Перспективы создания и применения гидравлических формовочных машин, 2002. 30 с.
2. Павлов, В.П. Автоматическое проектирование. Динамический анализ приводов и конструкций машин. 2009. 106 с.
3. Карк, А.К. и др. Производство огнеупоров полусухим способом / А.К. Карк, А.П. Ларин, С.А. Лосев, и др. М.: Металлургия, 1972. 361 с.
4. Силенок, С.Г. и др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / С.Г. Силенок, А.А. Борщевский, М.М. Горобец, и др. М.: Машиностроение, 1990. 414 с.
5. Попильский, Р.Я., Кондратов, Ф.В. Прессование керамических порошков. М.: Металлургиздат, 1968. 265 с.

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_c + \alpha_p + \alpha_k + \alpha_n, \quad (1)$$

где α_c – угол поворота оси стрелы относительно горизонта; α_p – угол поворота оси рукояти относительно оси стрелы; α_k – угол поворота оси ковша относительно оси рукояти; α_n – угол приложения равнодействующей силы P_c .

Установлено, что расчетным положением является положение, когда $\alpha_c = 48^\circ$, $\alpha_p = 55^\circ$, $\alpha_k = -5^\circ$ и $\alpha_n = 250^\circ$, тогда $\alpha_{\Sigma} = 348^\circ$, при этом максимальная сила сопротивления породы разрушению на режущем периметре, исходя из условий устойчивости $P_c = 17600\text{Н}$.

Проекция силы сопротивления разрушению на координатные оси равняются: $P_{cx} = P_c \cos \alpha_{\Sigma} = 17215,8\text{Н}$ и $P_{cy} = P_c \sin \alpha_{\Sigma} = -3659,2\text{Н}$.

При известной P_c для определения реактивной силы действующей на гидроцилиндр поворота ковша, рассмотрим расчетную схему, представленную на рисунке 2.

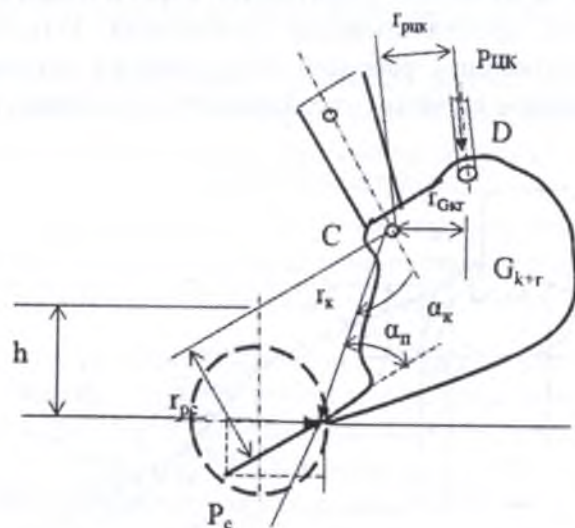


Рисунок 2 – Расчетная схема ковша: $P_{цк}$ – реактивная сила, действующая на цилиндр ковша; h – глубина резания; α_n – угол отклонения P_c от линии соединяющей режущую кромку с шарниром крепления ковша; $r_{цк}$ – плечо усилия цилиндра ковша относительно точки C ; r_k – радиус линии соединяющей режущую кромку с шарниром крепления ковша; G_{k+z} – сила тяжести ковша с грунтом; $r_{Гкр}$ – плечо силы тяжести ковша с грунтом относительно точки C ; r_{pc} – плечо силы P_c относительно точки C

Реактивная сила, действующая на гидроцилиндр ковша, определяется составлением уравнения моментов сил относительно точки C (рисунок 2).

$$P_c r_{pc} - P_{цк} r_{цк} - G_{kz} r_{Гкр} = 0. \quad (2)$$

$$\text{Отсюда } P_{цк} = \frac{P_c r_{pc} - G_{kz} r_{Гкр}}{r_{цк}}. \quad (3)$$

Плечо грс определяется по формуле (рисунок 2):

$$r_{pc} = r_k \sin \alpha_n. \quad (4)$$

Технической характеристикой экскаватора предусмотрено, что значение максимальной силы разрушения на режущем периметре составляет $P_c = 25700\text{Н}$.

С учетом формул (2), (3) и устойчивости экскаватора реактивная сила $P_{цк} = 49305\text{Н}$.

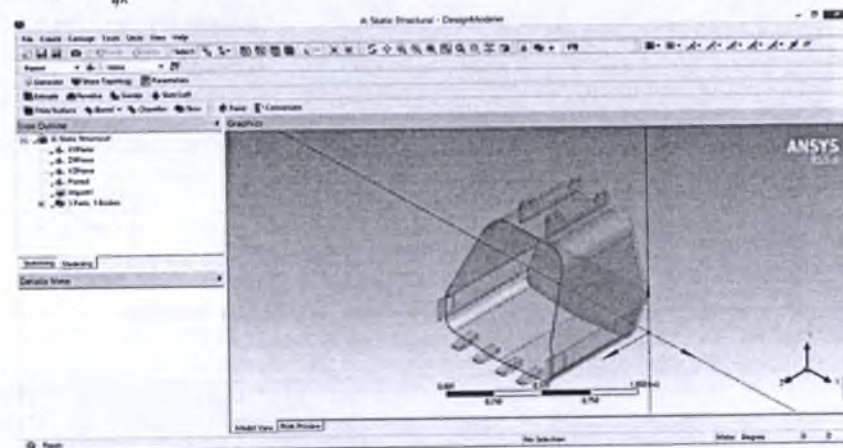


Рисунок 3 – Геометрическая модель ковша, импортированная из SolidWorks

На рисунке 3 показана геометрическая модель ковша экскаватора ЭО-2621, разработанная в программной среде Solid Works [4], [5] и импортированная в ANSYS Desingn Modeler [6].

Далее назначается материалом ковша конструкционная сталь из библиотеки модуля Engineering Data (рисунок 4).

Из рисунка 4 видно, что предел текучести для конструкционной стали $\sigma_m = 250\text{МПа}$ (поз. 24, рисунок 4), а предел прочности $\sigma_m = 460\text{МПа}$ (поз. 26, рисунок 4).

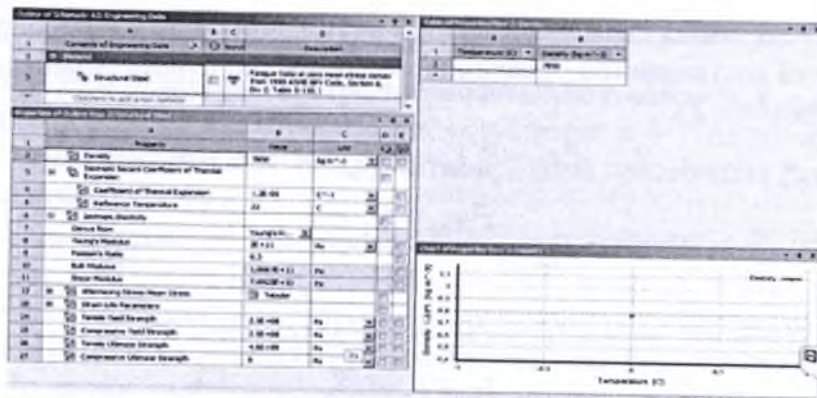


Рисунок 4 – Физико-механические свойства конструкционной стали, назначенной для ковша

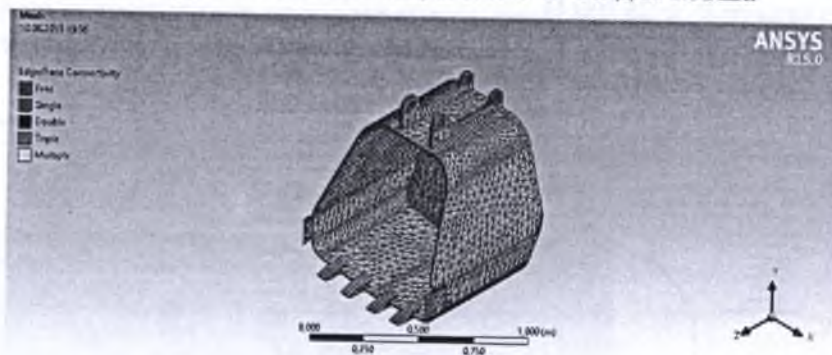


Рисунок 5 – Разбиение конструкции ковша на конечные элементы

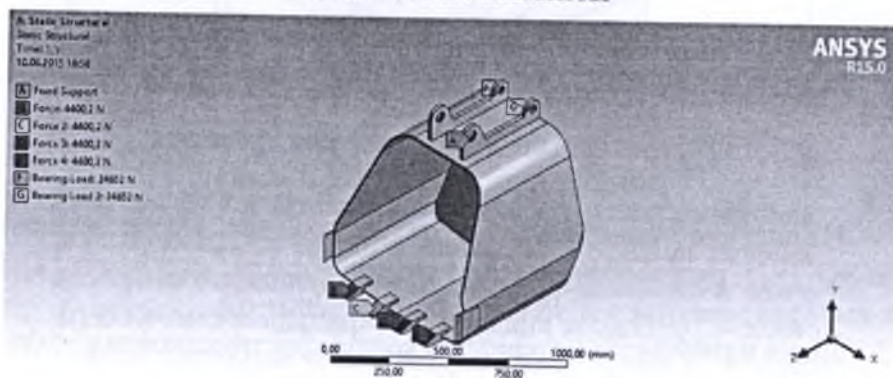


Рисунок 6 – Ограничение перемещений и вращений и приложение нагрузок на конструкции ковша (буквами обозначены ограничение движений и приложенные нагрузки)

Далее геометрическая модель ковша разбивается на конечные элементы в препроцессоре *Static Structural-Mechanical* (улучшенное разбиение) (рисунок 5).

Из рисунка 5 видно, что размеры и типы конечных элементов изменяются в зависимости от сложности формы конструкции. Конструктивно ковш крепится к рукояти экскаватора в шарнире С.

В равновесном состоянии (формула 2) сила сопротивления разрушению на режущем периметре уравнивается реактивной силой в гидроцилиндре ковша. В таком случае принимается допущение, что перемещение и вращение ковша в шарнире С ограничивается. Такое ограничение в меню *Environment* моделируется командой *Supports* запретом перемещений и вращений ковша по осям *x*, *y* и *z* (рисунок 6). Далее принимается допущение, что сила сопротивления породы разрушению на режущем периметре моделируется приложением на все зубья вышеприведенной силы равномерно. При этом уравнивающая реактивная сила цилиндра ковша прикладывается в шарнире Е ковша неравномерно (рисунок 6, таблица 1).

Таблица 1 – Закрепление и приложенная нагрузка к конструкции ковша

Шарнир С			Шарнир Е	Режущие элементы				$R_k^*, \text{ м}$
Вращение по осям			Реактивная сила неравномерная, $P_{ин}, \text{ Н}$	Сила сопротивления, $P_c, \text{ Н}$				
<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>		1 зуб	2 зуб	3 зуб	4 зуб	
запрет	запрет	запрет	49305,5	4400	4400	4400	4400	0,049

* Сила сопротивления породы, содержащей шаровидные каменные включения радиусом $R_k = 0,049 \text{ м}$, разрушению, $P_c = 4400 \text{ н}$. Допущением при этом является, что на каждый зуб ковша попадает камень с $R_k = 0,049 \text{ м}$. Прочностные свойства и режимы разрушения породы приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Прочностные свойства породы и режимы разрушения

Заполнитель – Суглинок						Резание				
$V, \%$	$C_{01}, \text{ удар}$	$\gamma, \text{ Н/м}^3$	$C, \text{ Н/м}^2$	$\varphi, ^\circ$	$\varphi_{01}, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	$h, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	схема разруш.	схема дейст.
13,5	4...5	19900	29000	32	24	45	0,15	0,2	полубл.	по шт.

Далее проводится статический и усталостный расчеты ковша. В результате вычислений получены распределение эквивалентного напряжения по Мизесу (рисунок 7), полного перемещения по конструкции ковша (рисунок 8).

Анализ распределений приведенного напряжения по Мизесу показывает, что наиболее нагруженными участками являются зона крепления кронштейна к ковшу, козырек ковша, а также зоны крепления зубьев к козырьку ковша. Особенно нагруженным локальным участком является соединение кронштейна с корпусом ковша со стороны крепления ковша к рукояти (шарнир С). Максимальное значение приведенного напряжения по Мизесу в наиболее нагруженном локальном участке равняется 212,93 МПа (рисунок 7), которое близко к значению предела текучести конструкционной стали ($\sigma_m = 250$ МПа).

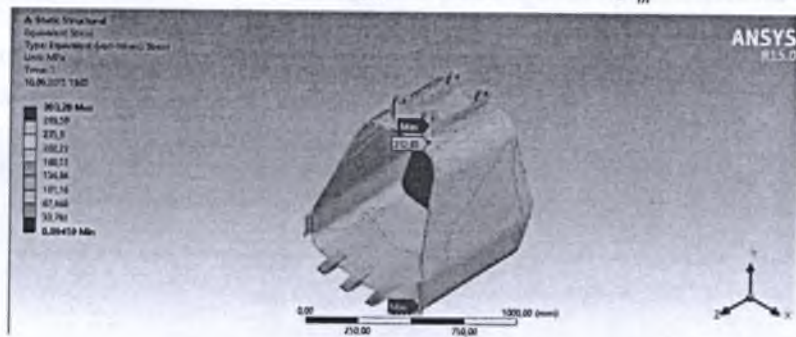


Рисунок 7 – Распределение приведенного напряжения по Мизесу по конструкции ковша

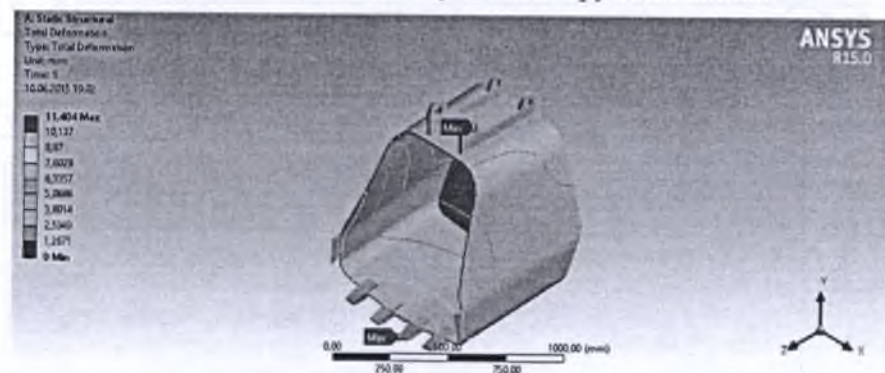


Рисунок 8 – Распределение полного перемещения по конструкции ковша

Из анализа (рисунок 8) следует, что наиболее деформированными участками являются участки крепления зубьев к козырьку ковша, особенно участки крепления средних зубьев.

По результатам статического расчета в ANSYS StaticStructural имеется возможность рассчитать конструкцию на усталостную дол-

говечность в модуле Desing life [7], [8]. Для этого необходимо знать закон изменения внешней нагрузки, действующей на конструкцию.

На рисунке 9 приведен закон изменения внешней нагрузки во время эксплуатации – синусоидальное изменение силы сопротивления породы разрушению.

Долговечность оценивается по ГОСТ 23.207-78 числом циклов, напряжений (деформаций), выдерживаемых конструкцией до образования усталостной трещины определенной протяженности или до усталостного разрушения. На рисунке 10 показано изменение долговечности, а на рисунке 11 – распределение коэффициента долговечности по локальным участкам ковша экскаватора.

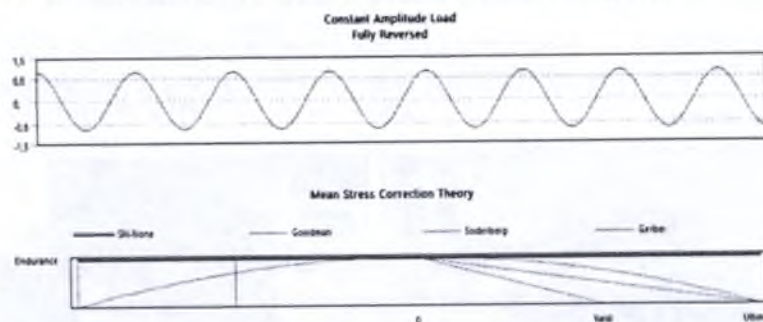


Рисунок 9 – Закон изменения силы сопротивления породы разрушению

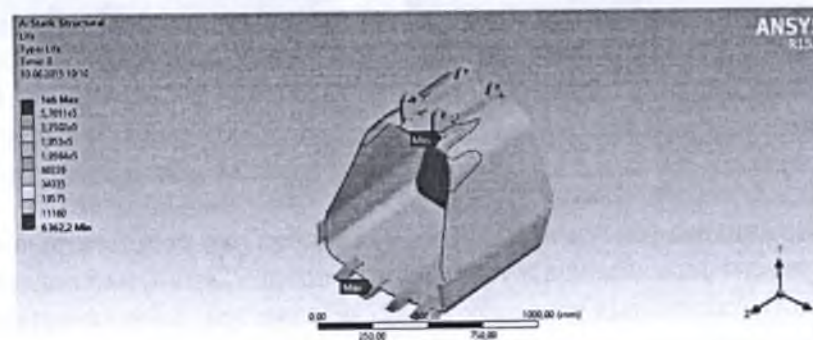


Рисунок 10 – Изменение долговечности по локальным участкам ковша экскаватора

Анализ (рисунок 10 и 11) показывает, что наиболее быстрым усталостным повреждением подвергаются локальные участки крепления: зубьев к козырьку, кронштейна к ковшу, соединения составных частей корпуса ковша экскаватора.

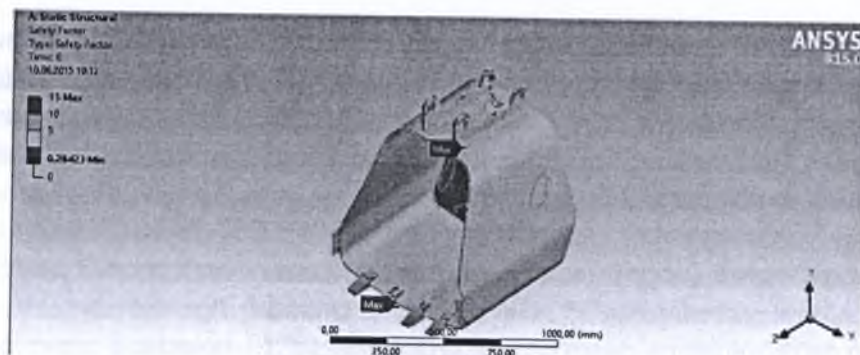


Рисунок 11 – Изменение коэффициента долговечности по локальным участкам ковша экскаватора

На рисунке 12 показаны повреждения и разрушения локальных участков металлоконструкции ковша экскаватора в производственных условиях.



Рисунок 12 – Повреждения и разрушения, наблюдаемые в ковше в условиях эксплуатации: красные линии – зоны повреждения

Из анализа (рисунок 10, 11 и 12) следует, что результаты конечно-элементного анализа и усталостных повреждений, наблюдаемых в эксплуатационных условиях ковша экскаватора, дают качественно схожие картины.

Таким образом, на основе конечно-элементного структурного статического анализа в программной среде ANSYS можно установить напряженно-деформированное состояние, а также усталостную долговечность локальных участков ковша экскаватора в зависимости от закона изменения силы сопротивления породы, содержащей каменные включения разрушению.

Литература

1. Мамытова, Д.А. Природно-сельскохозяйственное районирование и использование земельных ресурсов Кыргызской Республики: автореф. дис... д-ра с.-х. наук: 03.00.27: защищена 09.10.1998. Бишкек: НАН КР, 1998. 35 с. [электронный ресурс] // URL:<http://earthpapers.net/preview/35594/a/#?page=31> (дата обращения 25.04.2015)
2. Тургунбаев, М.С. Тургунбаев, Ж.Ж. Грунтовые условия эксплуатации землеройных машин на территории Кыргызской Республики. Бишкек, 2008. 80 с.
3. Живейнов, Н.Н., Карасев, Г.Н., Цвей, И.Ю. Строительная механика и металлоконструкции строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1988. 280 с.
4. Прохоренко, В.П. SolidWorks. Практическое руководство. М.: ООО «Бином-Пресс», 2004. 448 с.: ил.
5. Тик, Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004. СПб.: Питер, 2005. 768 с.: ил.
6. Ansys Workbench. V.15.
7. Берендеев, Н.Н. Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности. Учебно-методический материал по программе повышения квалификации «Новые подходы в исследованиях и разработках информационно-телекоммуникационных систем и технологий». [Электронный ресурс] / Н.Н. Берендеев. Электрон. текстовые дан. и граф. дан. Нижний Новгород, 2006. 82 с. Режим доступа: <http://www.unn.ru/pages/e-library/aids/2006/4.pdf>, свободный.
8. Mughrabi, H. On "multy-stage" fatigue life diagrams and the relevant life-controlling mechanisms in ultrahigh-cycle fatigue // Fatigue Fracture Engineering Material Structure. 2002. N 25. P. 755–764.

УДК 622.233

**ИЧКЕ ТЕШИКТЕРДИ КӨЗҮҮГҮ АРНАЛГАН
БУРГУЛОО МАШИНАНЫН ПАРАМЕТРЛЕРИН
АНЫКТОО**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ БУРОВОГО
ОБОРУДОВАНИЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО
ДЛЯ ПРОХОДКИ СКВАЖИН МАЛОГО СЕЧЕНИЯ**

**CHARACTERIZATION OF SMALL HOLE
DRILLING MACHINES**

А.А. Ретин, Д.И. Кокоулин, С.Е. Алексеев, Б. Кубанычбек

Айландырын-урма күчү бар бургулоо машинаны негиздөө зарылдыгы, буруунун тешиги 40-60 мм жана терендиги 50 метрге чейин жеткизүүгө ылайыкташтыруудан келип чыккан. Жогоруда айтылган машинанын түзүлүшү иштелип чыгып, бургулоо станогу менен бирге чөктүрүү жел-согуу тетиги жасалган. Машинанын ар каттуулуктагы тоо тектерин тешүү ылдамдыгын табуу үчүн, аналитикалык жана эксперименталдык изилдөөлөр жүргүзүлдү.

Обоснована необходимость создания бурового оборудования вращательно-ударного действия, предназначенного для бурения скважин диаметром 40–60 мм на глубину до 50 м. Разработана конструкция и изготовлен буровой станок с погружным пневмоударником, проведены аналитические и экспериментальные исследования по определению скорости бурения по породам различной крепости.

The article gives reasons for engineering rotary-percussion drilling machines for holes 40–60 mm diameter and to 50 m long. A drill with a downhole air hammer has been designed and manufactured. The authors have carried out the analytical and experimental research into drilling velocity in rocks of different hardness.

Түйүндүү сөздөр: тешик (жсрастындагы кендерди текшерүү үчүн бурап жасалган тешик); кубаттуу күч; айлануу; тоо тектеринин каттуулугу; буруунун ылдамдыгы; чөктүрүү жел-согуу тетиги.

Ключевые слова: скважина; энергия удара; вращение; крепость пород; скорость бурения; погружной пневмоударник.

Keywords: hole; blow energy; rotation; rock hardness; drilling velocity; down-hole air hammer.

Современные технологии разработки угольных и рудных месторождений потребовали создания новых средств бурения, предназначенных для проходки скважин диаметром 40–60 мм глубиной до 50 м в породах крепостью 12–14 единиц по шкале М.М. Протоdjаконова [1]. Существующее буровое оборудование не может быть исполь-

зовано в этих условиях, поскольку оно предназначено в основном для проходки скважин способом вращательного бурения, обеспечивающего достаточную производительность по породам крепостью не более 8 ед. Буровые станки НКР с погружными пневмоударниками способны проходить скважины по породам крепостью до 16 ед., однако диаметры их скважин значительно превышают востребованные технологией диаметры 46 мм. Применение же известных буровых установок, оснащенных перфораторами, и установок с выносными вращательно-ударными механизмами ограничено глубиной бурения, так как эффект от удара по хвосту бурового става по мере увеличения ее глубины уменьшается. Кроме того, эти установки имеют значительные габаритные размеры, что также затрудняет их использование в стесненных условиях выработок угольных шахт [2]. Таким образом, возникла необходимость создания нового бурового оборудования, предназначенного для эффективной проходки скважин в этих условиях.

Известно, что один из наиболее эффективных способов бурения скважин в крепких породах – способ вращательно-ударного бурения с применением погружных пневмоударников, позволяющих осуществлять динамическое воздействие на горный массив для его разрушения непосредственно у груди забоя [3, 4]. С использованием этого принципа бурения в ИГД СО РАН совместно с ООО «Спецгидравлика» разработано и изготовлено буровое оборудование, включающее погружной пневмоударник АШ-46А с наружным диаметром 40 мм, оснащаемый режцами породными типа БИ-746 конструкции ООО «Буровой инструмент» (г. Новокузнецк) (рисунок 1), и станок СБП (рисунок 2).

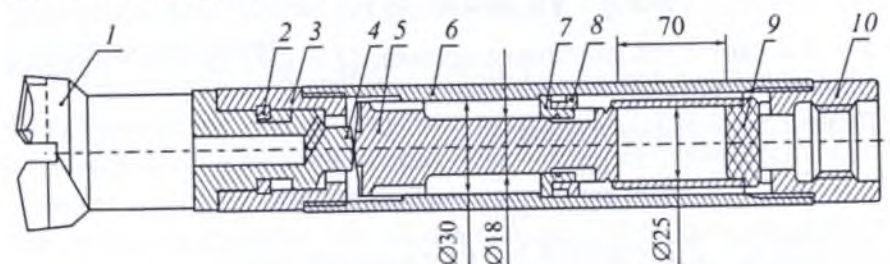


Рисунок 1 – Пневмоударник АШ-46А: 1 – буровая коронка; 2 – кольцо; 3 – гайка передняя; 4 – букса; 5 – ударник; 6 – корпус; 7 – втулка разрезная; 8 – гильза; 9 – пробка; 10 – гайка задняя

При проектировании пневмоударника АШ-46А решалась задача получения максимально возможных энергетических параметров пневмоударника в процессе бурения при его относительно небольших габаритах, диктуемых диаметром скважины (46 мм), который определяется технологической необходимостью.

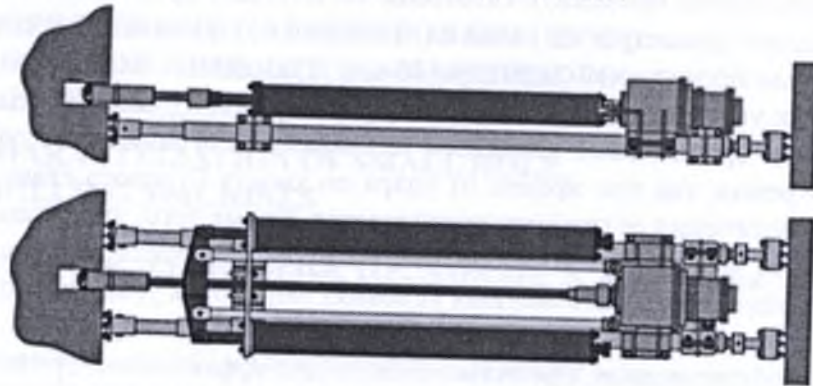


Рисунок 2 – Станок буровой СБП с погружным пневмоударником АШ-46А

В соответствии с рекомендациями Б.В. Суднишникова [5], энергия удара спроектированного пневмоударника равна:

$$T = F \times S \times p = 0,0009 \times 0,03 \times 0,4 \times 10^6 = 10,8 \text{ Дж}, \quad (1)$$

где $F = 0,0009 \text{ м}^2$ – площадь ударника; $S = 0,03 \text{ м}$ – путь ударника с учетом холостого хода и воздушной подушки; $P = 0,4 \text{ МПа}$ – среднее давление в пневмоударнике.

Время движения поршня-ударника при рабочем ходе

$$t_1 = \sqrt{\frac{2SQ}{F P g}} = \sqrt{\frac{2 \times 5,1 \times 0,41}{6,0 \times 4,0 \times 981}} = 0,0134 \text{ с}, \quad (2)$$

где $S = 5,1 \text{ см}$ – путь поршня-ударника; $Q = 0,41 \text{ кг}$ – вес поршня-ударника; $F = 6,0 \text{ см}^2$; $P = 0,4 \text{ Мпа}$.

Количество ударов в минуту:

$$Z = \frac{60}{t} = \frac{60}{0,03} = 2000 \text{ уд/мин},$$

где $t = 2,22$, $t_1 = 2,22 \times 0,0134 = 0,03 \text{ с}$ – время цикла.

На специальном стенде снята характеристика нового пневмоударника (рисунок 3) при давлении в пневмосистеме 0.6 МПа. В результате обработки диаграмм по известной методике [6] определены основные энергетические параметры пневмоударника АШ-46А:

Диаметр буримой скважины, мм	46	Рабочее давление, МПа	0,6
Диаметр корпуса, мм	40	Энергия удара, Дж	9,7
Масса ударника, кг	0.365	Частота ударов, мин ⁻¹	2083

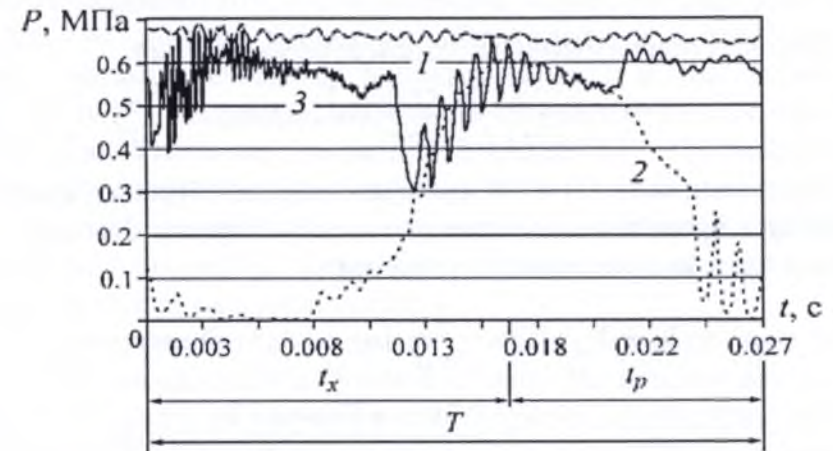


Рисунок 3 – Диаграммы давлений в камерах погружного пневмоударника АШ-46А: 1 – давление в питающей магистральной; 2 – давление в камере рабочего хода; 3 – давление в камере холостого хода; T – время рабочего цикла; t_x, t_p – время холостого и рабочего хода соответственно

Сопоставление параметров пневмоударника АШ-46А, определенных с помощью методики, предложенной Б.В. Суднишниковым, с параметрами, полученными в результате обработки диаграмм, снятых на специальном стенде с этого пневмоударника, позволяет говорить о высокой степени их сходимости. Таким образом, можно определять энергетические возможности пневмоударников на стадии проектирования.

Эффективность бурения скважин вращательно-ударным способом объясняется тем, что глубина внедрения бурового инструмента в горный массив за один оборот бурового става складывается из углубления от действия статической и ударной нагрузок [7]. Таким образом, можно допустить, что общая скорость проходки скважин этим способом будет равна сумме скоростей, полученных вращательным и ударно-поворотным способами.

На основании проведенных исследований В.В. Царицыным рекомендованы формулы определения скорости бурения вращательным и ударно-поворотным способами [8].

Скорость при вращательном способе бурения:

$$V_{вр} = \frac{4 \times n \times m \times P(1 + \beta) \cos \gamma}{d \times \sigma} \text{ см/мин.} \quad (3)$$

Скорость при ударно-поворотном способе бурения:

$$V_{уд} = \frac{2,85 \times z \times T \times \sin \alpha / 2}{d^2 \sigma (f + \text{tg} \alpha / 2)} \text{ см/мин.} \quad (4)$$

Просуммировав (3) и (4), получим скорость бурения, соответствующую вращательно-ударному способу бурения буровым инструментом с притупленными лезвиями:

$$V_{\Sigma} = V_{вр} + V_{уд} = \frac{2}{d \times \sigma} [n \times m \times p \cdot (1 + \beta) \cos \gamma + \frac{0,71 \times z \times T \times \sin \alpha / 2}{d \times (f + \text{tg} \alpha / 2)}] \text{ см/мин,} \quad (5)$$

где n – скорость вращения бурового става, об/мин; m – коэффициент формы лезвий бурового инструмента; p – осевое усилие на буровой став, кг; γ – угол установки лезвия относительно забоя, град.; d – диаметр скважины, см; α – угол заострения лезвия, град.; β – коэффициент формы среза стружки при бурении; z – частота ударов ударника, уд/мин; T – энергия удара, кгм; f – коэффициент трения; σ – предел прочности горного массива, МПа.

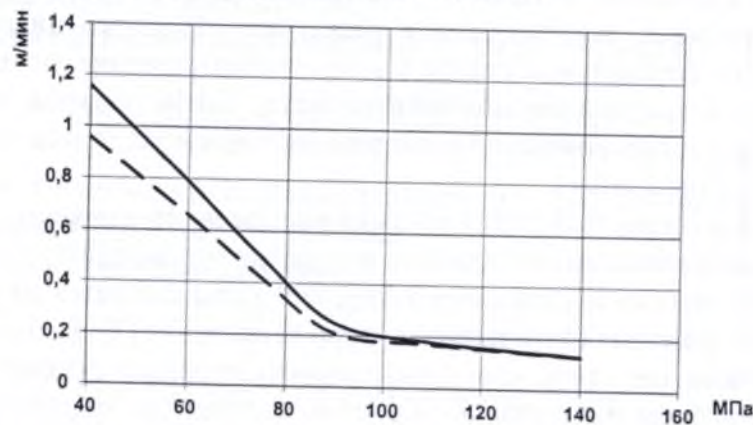


Рисунок 4 – Графики зависимости $V=f(\sigma)$, полученные аналитическим и экспериментальным путем:

-- $V_{ан}$, м/мин, — $V_{экс}$, м/мин

Принимаем, согласно рекомендациям О.Д. Алимова [9], скорость вращения бурового става $n = 180$ об/мин, усилие подачи бурового става на забой $P = 750$ кг (в соответствии с технической характеристикой СБП), геометрические параметры породного резца БИ-746, силовые параметры пневмоударника в соответствии с результатами расчетов по формулам (1) и (2) и подставляем их в формулу (5). Получена зависимость скорости бурения скважины диаметром 46 мм в породах различной крепости $V = f(\sigma)$ вращательно-ударным способом бурения (рисунок 4).

Для подтверждения правомерности аналитического решения задачи были проведены экспериментальные исследования бурового оборудования на натурном стенде.

Натурный стенд представляет собой пространственную раму, в которой раскрепляется буровой станок. На нижнем основании рамы установлен и закреплен блок горной породы (рисунок 5). В ходе испытаний бурились скважины диаметром 46 мм в породах различной крепости. При этом выполнялись замеры изменения скорости вращения и подачи бурового става на забой (скорости бурения), а также частоты колебаний ударника. Все замеры выполнялись одновременно. Замеры давления и частоты колебаний ударника выполнялись при помощи датчиков давления с последующей обработкой и записью результатов на компьютер.

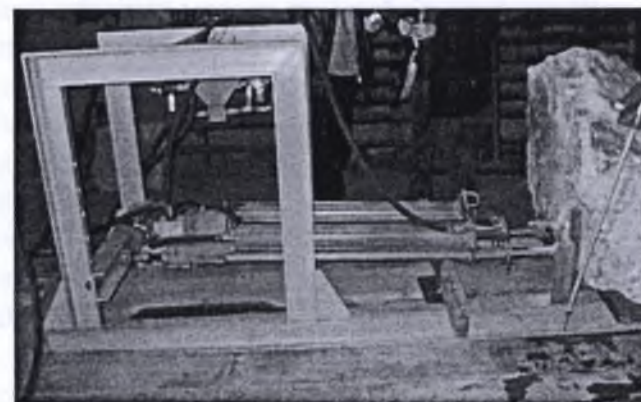


Рисунок 5 – Станок СБП на натурном стенде

Обработанные данные, полученные в процессе бурения пород различной крепости, сведены в таблицу 1.

На основании результатов экспериментальных работ получена зависимость $V = f(\sigma)$ (рисунок 4).

Таблица 1

Буримая порода	σ , МПа	n , об/мин	$V_{расч}$, м/мин	$V_{эсп}$, м/мин	$P_{эсп}$, МПа	K , $V_{эсп}/V_{расч}$	$P_{расч}$, МПа	$V_{расч}$, м/мин	$V_{эсп}$, м/мин
Аргиллит	40	160	0.67	0.81	0.4	1.21	0.6	0.96	1.16
Бетон	60	170	0.6	0.72	0.5	1.2	0.6	0.66	0.79
Песчаник	75	165	0.4	0.47	0.5	1.18	0.6	0.44	0.52
Мрамор	90	160	0.19	0.219	0.5	1.15	0.6	0.21	0.25
Известняк	110	150	0.118	0.13	0.4	1.1	0.6	0.17	0.18
Гранит	140	100	0.09	0.092	0.5	1.01	0.6	0.13	0.131

Результаты исследования процессов бурения скважин станком СБП с пневмоударником АШ-46А подтвердили возможность применения формулы (4) для расчета скорости проходки скважины. Однако при этом отмечено, что скорость бурения, полученная экспериментальным путем, превосходила скорость бурения, подсчитанную аналитическим способом, на величину коэффициента k . Установлено, что поправочный коэффициент k меняется в зависимости от изменения предела прочности горного массива на сжатие. Зависимость $k = f(\sigma)$ представлена на рисунке 6.

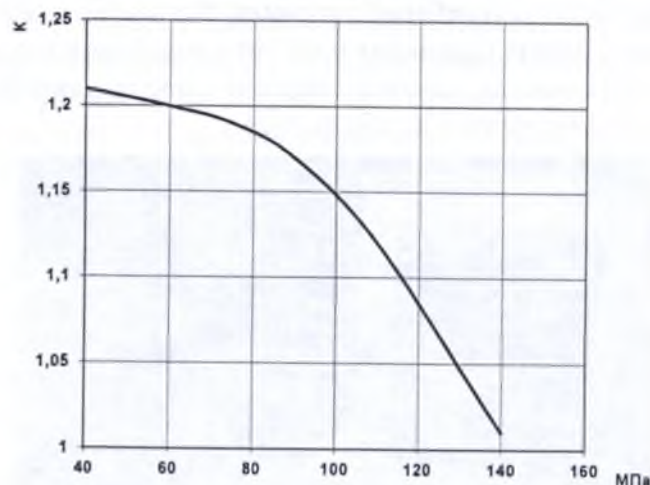


Рисунок 6 – График зависимости $k = f(\sigma)$

Окончательный вариант формулы по определению скорости бурения скважин в крепких породах методом вращательно-ударного бурения с учетом поправочного коэффициента « k » имеет вид:

$$V_{\Sigma} = \frac{2k}{d \times \sigma} \left[nmp(1 + \beta) \cos \gamma + \frac{0.71zT \sin \alpha / 2}{d(f + tg \alpha / 2)} \right] \text{ см/мин.}$$

Дальнейшее повышение производительности разработанного бурового оборудования возможно при использовании компрессоров с давлением 2,0–2,5 МПа. В этом случае энергетические параметры пневмоударника и соответственно скорость бурения возрастают пропорционально повышению давления воздуха.

Таким образом, подставляя значение коэффициента k , соответствующего определенной крепости обуриваемой горной среды, в формулу (5), можно аналитическим путем находить скорость проходки скважин в породах различной крепости, что позволяет прогнозировать ожидаемую производительность этих работ.

Литература

1. Клишин, В.И. Адаптация механизированных крепей к условиям динамического нагружения. Новосибирск: Наука, 2002.
2. Клишин, В.И., Кокоулин, Д.И., Фокин, Ю.С. Развитие бурового оборудования для угольных шахт // Уголь. 2007. № 4.
3. Клишин, В.И., Кокоулин, Д.И., Кубанычбек, Б., Гуртенко, А.П. Создание буровых станков для угольных шахт // Рудник будущего: сб. тр. VI Междунар. науч.-практ. конф. Пермь, 2010.
4. Клишин, В.И., Ретин, А.А., Кокоулин, Д.И., Алексеев, С.Е., Кубанычбек, Б., Шахторин, И.О. Создание бурового оборудования для проходки скважин малого диаметра в крепких породах // Перспективы инновационного развития угольных регионов России: сб. тр. Прокопьевск, 2014.
5. Суднишников, Б.В., Есин, Н.Н., Тулицын, К.К. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия. Новосибирск: Наука, 1985. 134 с.
6. Есин, Н.Н. Методика исследования и доводки пневматических молотков. Новосибирск: Изд-во СО АН СССР, 1965.
7. Медведев, И.Ф. Режимы бурения и выбор буровых машин. М.: Недра, 1988.
8. Царицын, В.В. Бурение горных пород. Киев: Гостехиздат УССР, 1959.
9. Алимов, О.Д., Белов, И.Г., Горбунов, В.Ф., Маликов, Д.Н. Бурильные машины. М.: Госгортехиздат, 1960. 259 с.

УДК 550.34.016

УНИВЕРСАЛДУУ КӨӨРҮКТҮК – ВАКУУМДУК СОККУЧ МАШИНАНЫ (УКВСМ) ЖАРАТУУ ЖӨНҮНДӨ

К ВОПРОСУ СОЗДАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ КОМПРЕССИОННО-ВАКУУМНЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ (КВУМ)

ON THE QUESTION OF CREATING A UNIVERSAL COMPRESSION-VACUUM ACTION PERCUSSIVE MACHINE (CVPM)

А.А. Репин, В.В. Тимонин, А.К. Ткачук,
В.Н. Карпов, Д.В. Степанов

Көөрүк боштуктуу энергочордонду колдонуу ургулоочу машиналарды жаратуу тажрыйбасы талданды жана жалпыланды. Аларды жакшыртуу жана колдонуу жолдору сунушталды.

Проанализирован и обобщен опыт создания машин ударного действия с использованием компрессионно-вакуумных энергоисточников. Предложены пути их дальнейшего совершенствования и применения.

The authors analyzed and generalized the experience in engineering of percussive machines with compression-vacuum energy source. The ways of further improvement and potential areas of application of the machines are suggested.

Түйүндүү сөздөр: Тайызда сейсмочалгындоо, көөрүк-боштуктуу ургулоочу машина, башкаруу элементтери, чоюлмач көлөм, полимердик майлооч, өзүнчөлүк, байланбоочулук (мобилдицилик).

Ключевые слова: малоглубинная сейсморазведка; компрессионно-вакуумная ударная машина; элементы управления; эластичный ресивер; полимерная смазка; мобильность; автономность.

Keywords: shallow seismic investigations; compression-vacuum action percussive machine; elastic receiver; polymeric lubricant; mobility; independence.

Для решения комплекса проблем в области совершенствования и модернизации силовых импульсных механизмов ключевым фактором является рост эффективности воздействия рабочих органов на объекты разрушения (горное дело, строительство) и объекты геофизических исследований при проведении малоглубинной сейсморазведки, НДС массива и пр. При этом актуальными задачами в создании ударных импульсных машин являются повышение их эффективности, надежности, энергонасыщенности в сочетании

с малой массой ударного устройства и его привода, универсальности, обеспечивающей работу машины от различных энергоисточников. Решение этих задач ведет к созданию инновационно привлекательных ударных механизмов с качественно новыми техническими и технологическими параметрами.

В ИГД СО РАН им. Н.А.Чинакала на протяжении нескольких лет ведутся работы по созданию и исследованию ударных машин нового поколения серии КВУМ (Рисунок 1) [1–4]. Направленность работ нацелена на адаптацию машин к использованию в различных сферах применения (малоглубинная сейсморазведка, горное дело, строительство) и разработку методологических основ по исследованию и проектированию машин серии КВУМ.

Данный подход позволил апробировать и реализовать часть ранее перечисленных задач в машинах серии КВУМ-1, КВУМ-2, КВУМ-3, представленных ранее. Принцип их работы и конструктивные особенности изложены в [5–8].

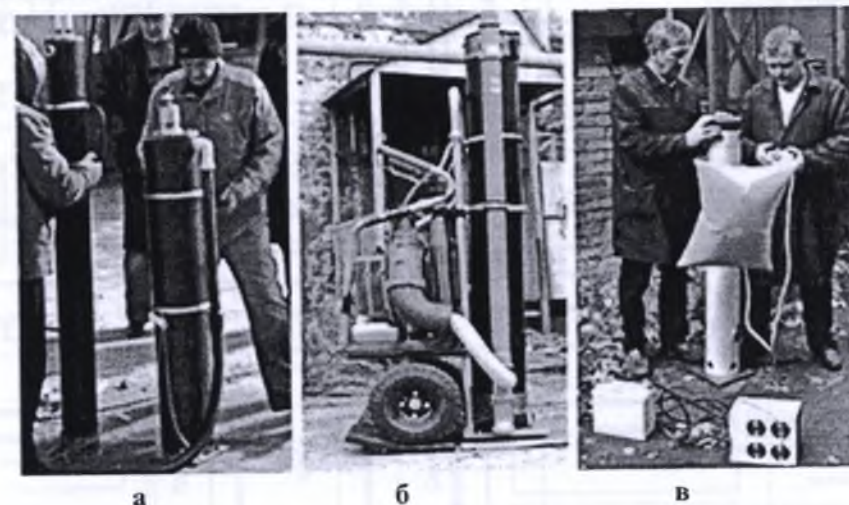


Рисунок 1 – Компрессионно-вакуумные ударные машины: а – КВУМ-1; б – КВУМ-2; в – КВУМ-3

Разработанные машины прошли успешные испытания в лабораторных и натуральных условиях, что подтверждается выполнением ряда хозяйственных работ. Сравнительная характеристика машин серии КВУМ представлена в таблице 1. Важно отметить, что оригинальный модульный быстросъемный силовой блок машины КВУМ-3, оснащенный компрессионно-вакуумным агрегатом (КВА), может

А.А. Ретин, В.В. Тимонин, А.К. Ткачук и др.

обеспечивать работу машин КВУМ-1 и КВУМ-2 (для КВУМ-2 смена энергоисточника).

Таблица 1 – Сравнительные технические характеристики КВУМ

Технические характеристики	Показатели		
	КВУМ-1	КВУМ-2	КВУМ-3
Название машины:	КВУМ-1	КВУМ-2	КВУМ-3
Силовой привод (СП):	Электрический	ДВС	Электрический
– на базе	Delvir Blaster 2/62	Oleo-MacBV162	оригинальный
– мощность, кВт	2,6	3,5	1,8
– масса, кг	23	9,4	4
Количество рабочих камер КВУМ	1	2	1
Использование воздушных линий КВА при работе ударной системы	Вакуумная	Компрессионная	Компрессионно-вакуумная
Номинальное давление, (МПа):			
– подъем ударника	-0,035	0,01	-0,02
– разгон ударника	Сила тяжести	0,01	0,033
Материал корпуса	Полиэтилен	Полиэтилен	Полипропилен
Наличие модульного магнитного фиксатора в камере рабочего хода	-	-	+
Наличие эластичного ресивера	-	-	+
Длина рабочего хода ударника, мм	1300	880	714
Внутренний диаметр корпуса, мм	135	135	130
Масса ударника, кг	20	9,4	12
Энергия единичного удара, Дж			
– без ресивера	130	100	200
– с ресивером	-	до 165	до 360
Легкосъемный ударник	+	-	+
Способы управления КВУМ:			
– ручное	-		+
– полуавтоматическое	+	+	
– автоматическое	+		
Элементы управления КВУМ	Воздушный клапан с механическим управлением	Золотниковый распределитель	Электрический пульт управления КВА
Угол ударного воздействия, град	-90°	-90°	0 - 360°
Масса источника с СП / трансп. устройство, кг	56/-	26/44,5	24/-

Разработка, создание и исследование машин данного класса в лабораторных и полевых условиях позволили обобщить имею-

щийся опыт и выработать рациональный подход к дальнейшему развитию КВУМ и их адаптации к таким сферам применения, как малоглубинная сейсморазведка, горное дело и строительство. На Рисунке 2 представлена блок-схема разработки и адаптации КВУМ к предложенным направлениям использования.

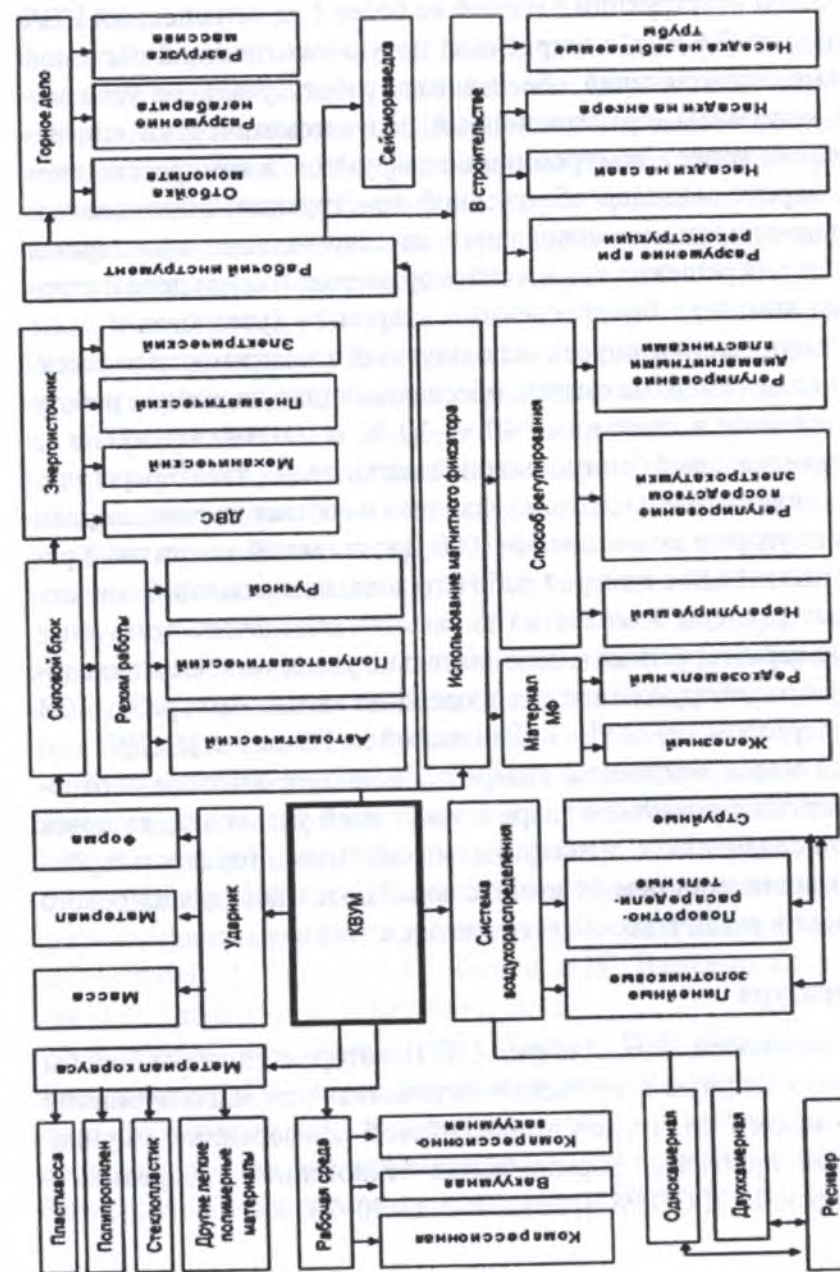


Рисунок 2 – Блок-схема КВУМ

В настоящее время продолжают работы по созданию универсального комплекта КВУМ, с возможностью использования в заявленных областях. К важным составляющим перспективного комплекта следует отнести: универсальный быстросъемный силовой привод оригинальной конструкции с массой не более 4 кг, оснащенный КВА мощностью до 2,6 кВт, с встроенной полуавтоматической системой управления, позволяющий обеспечивать работу ударного узла машины в вакуумном (гравитационный полуавтоматический или автоматический копер), компрессионно-вакуумном и компрессионном режиме; корпус машины облегченной конструкции, выполненный в модульно-секционном исполнении из современных полимерных материалов для решения задач в сейсморазведке, горном деле и строительстве; комплект быстросъемных ударников (установка и съем через дульную часть корпуса), используемый в зависимости от решаемых задач; полимерные смазки, обеспечивающие надежную работу ударной системы в диапазоне $+40 \div -30$ °С и минимизирующие ее износ; универсальный быстросъемный магнитный фиксатор, регулирующий усилие отрыва (разгона) ударника и соответственно энергии единичного удара в диапазоне 50–1000 Дж; съемный эластичный ресивер, соединенный с камерой рабочего хода, позволяющий снизить габаритные размеры комплекта (по высоте), обеспечить требуемые расходные характеристики и дополнительно увеличить энергию единичного удара; оборудование для проведения автономных работ: 12В АКБ с инвертором 12–220 В–3 кВт (массой не более 5 кг); и др.

Малая масса комплекта, габариты, наиболее высокое соотношение энергии единичного удара к массе всей установки, включая привод, по сравнению с действующими образцами горных и строительных машин, составляют значительный потенциал для широкого применения в различных областях науки и техники.

Литература

1. Белобородов, В.Н., Ткачук, А.К. Некоторые способы борьбы с отскоком в ударных импульсных источниках при малоглубинной сейсморазведке / сб. трудов всероссийской конференции «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды». – Новосибирск: ИГД СО РАН, 2012. Т. 2. С. 70–73.

2. Белобородов, В.Н., Ткачук, А.К. Анализ эффективности конструктивных решений уплотнений ударных машин с полимерными корпусами, позволяющих снизить трение и утечки воздуха // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. 2014. № 1. Т. 2. С. 54–61.

3. Репин, А.А., Ткачук, А.К., Белобородов, В.Н. Пути снижения утечек в компрессионно-вакуумных машинах ударного действия / Сб. тр. «Проблемы безопасности и эффективности освоения георесурсов в современных условиях». Материалы научно-практической конференции, посвященной 25-летию Горного института УрОРАН и 75-летию основателя и первого директора института члена-корреспондента РАН Аркадия Евгеньевича Красноштейна. Пермь, 2014. С. 75–77.

4. Белобородов, В.Н., Репин, А.А., Ткачук, А.К., Карпов, В.Н. Перспективы создания длинноходовых автономных ударных механизмов двойного действия для строительства, ЖКХ, сейсморазведки и горного дела // Интерэкспо ГЕО – Сибирь – 2014. Междунар. науч. конгр. 8–18 апреля 2014 г. Новосибирск: Междунар. науч. конф. «Недропользование. Горное дело. Направления и технологии поиска, разведки и разработки месторождений полезных ископаемых. Геоэкология»: сб. материалов в 4 т. Т. 2. Новосибирск: СГГА, 2014.

5. Патент РФ на изобретение № 2455444. Компрессионно-вакуумная машина ударного действия (варианты) Белобородов В.Н., Репин А.А., Смоляницкий Б.Н., Санфиоров И.А., Ткачук А.К., Васильев В.Г., Васильев Г.Г. Опубликовано в БИ № 19. 2010.

6. Патент РФ на ПМ №147963 Компрессионно-вакуумная машина ударного действия (варианты). Белобородов В.Н., Ткачук А.К., Карпов В.Н. Опубликовано в БИ № 32. 2014.

7. Патент РФ на ПМ № 156306 Компрессионно-вакуумная ударная машина двойного действия. Репин А.А., Тимонин В.В., Белобородов В.Н., Ткачук А.К., Карпов В.Н., Васильев Г.Г., Заболоцкая Н.Н. Опубликовано в БИ № 31. 2015.

8. Репин, А.А., Ткачук, А.А., Карпов, В.Н., Белобородов, В.Н., Ярославцев, А.Г., Жикин, А.А. Разработка и исследование автономного мобильного компрессионно-вакуумного ударного источника продольных волн для сейсморазведки // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2016. № 1. С. 144–151.

УДК 622.236.234-12

**УРГУЧТУ ТОКТОТУП- КЕЧИКТИРҮҮЧҮ
ГИДРОСОККУЧ СИСТЕМАСЫН
ЭКСПЕРИМЕНТАЛДУУ ИЗИЛДӨӨ**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИДРОУДАРНОЙ СИСТЕМЫ С ЗАДЕРЖКОЙ
ДВИЖЕНИЯ БОЙКА**

**EXPERIMENTAL STUDY OF HYDRAULIC
PERCUSSION SYSTEM WITH A STRIKER
DELAYED ACTION**

Л.В. Городилов, В.Г. Кудрявцев

Жайында физикалык модели гидроударной системасын объемного типтеги менен оригиналдуу распределителем, шикке ашырууга мүмкүндүк берүүчү жумушчу циклин невротикалык кыймылынын бойка. Изилдөөлөр жүргүзүлөт, анын динамикасына жана микросхемалардын дем алыш мүнөздөмөлөрүнүн. Жыйынтыгы сунушталууга түрүндө осциллограмм динамикалык мүнөздөмөлөрүн тутумду-темасын жана графиктерин зависимостей анын жыштыгын жана предупредной ылдамдыгын берүүдөн насостун жана басымдын кармалып.

Представлена физическая модель гидроударной системы объемного типа с оригинальным распределителем, позволяющим реализовывать рабочий цикл с задержкой движения бойка. Проведены исследования ее динамики и интегральных выходных характеристик. Результаты представлены в виде осциллограмм динамических характеристик системы и графиков зависимостей ее частоты и предупредной скорости от подачи насоса и давления задержки.

The paper presents a physical analogue of positive-displacement hydraulic percussion system with a peculiar distributor allowing operating cycle implementation delaying the striker movement. The authors studied its dynamics and integral output characteristics. The results are presented in the form of oscillogram of system dynamics and also in the form of plots of its frequency and velocity before the percussion against the pump delivery rate and delay pressure.

Түйүндүү сөздөр: гидроударная системасы; басым кармалып; чыгаша; жыштыгы; предупредная ылдамдыгы; распределитель.

Ключевые слова: гидроударная система; давление задержки; расход; частота; предупредная скорость; распределитель.

Keywords: hydraulic percussion system; delay pressure; consumption; frequency; velocity before percussion; distributor.

В работах [1, 2] численно исследовалась динамика гидроударной системы объемного типа. Ее особенностью является возможность ра-

боты в режимах без задержки и с задержкой движения бойка (боек начинает обратный ход лишь при достижении давлением в системе определенного значения, называемого давлением задержки).

Полученные результаты показали определенные преимущества систем с задержкой движения бойка, которые заключаются в возможности регулирования его предупредной скорости и ее слабой зависимости от расхода жидкости, поступающей к ударному устройству. При изменении параметров такой системы возможен переход от одного режима работы к другому. Например, при повышении расхода от нуля до максимального значения практически неизбежно произойдет переход от режима с задержкой к режиму без задержки. Показано, что за счет повышения давления задержки можно получить значения предупредных скоростей гораздо большие, чем в режиме без задержки движения бойка.

Полученные в расчетах результаты требуют экспериментальной проверки. Для этого на физической модели гидроударного устройства двухстороннего действия с управляемой камерой прямого хода, позволяющей осуществлять задержку движения бойка, проведено несколько серий экспериментов (таблица 1), в которых изменяли параметры бойка, давление задержки и подачу насоса.

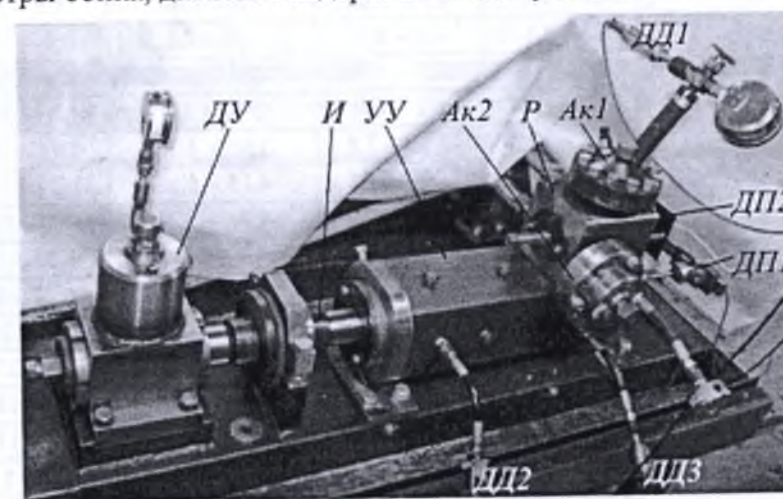


Рисунок 1 – Стенд и физическая модель: УУ – ударный узел; Ак1 и Ак2 – напорный и сливной аккумуляторы; Р – распределитель; И – инструмент (ограничитель); ДУ – демпфирующее устройство; ДД1, ДД2 – датчики перемещения; ДД1, ДД2, ДД3 – датчики давления

На рисунке 1 представлено фото гидроударного устройства. Оно состоит из ударного узла УУ, включающего корпус и боек; распределителя, состоящего из корпуса и золотника с напорным Ак1 и сливным Ак2 аккумуляторами и штуцерами для напорной и сливной линий; инструмента И (ограничителя) и газожидкостного демпфирующего устройства ДУ.

В опытах использовали маслостанцию с насосом НШ14, приводом которой служил электродвигатель мощностью 5,9 кВт с частотным преобразователем. Это позволяло изменять подачу насоса в диапазоне 2–25 л/м. Предохранительный клапан был настроен на максимальное давление 8,7 МПа.

Таблица 1 – Результаты исследований выходных характеристик гидроударных устройств

Боек	Длина фазы обратного хода $x_{[1]}$, мм	Подача q_0 , л/мин	Давление задержки $p_{[3]}$, МПа	Предударная скорость v_i^* , м/с	Частота n^* , с ⁻¹
1	55	3,46–24,0	5,12–7,26	2,6–4,0	1,7–14,2
		3,46–22,5	6,05–7,68	3,2–4,15	1,6–13,1
		4,8–22,64	6,5–7,63	3,5–4,33	2,24–13,16
		4,04–23,53	6,7–7,82	3,6–4,48	1,4–14
	30	1,82–14,75	4,1–6,5	1,9–2,8	0,9–14,8
		2,81–14,23	5,87–6,65	2,66–3,03	1,55–14,8
2	55	2,75–14,0	6,1–6,9	2,72–3,1	1,01–14,18
		4,28–22,36	7,15–7,8	3,66–4,34	0,91–17,5
		5,0–23,68	4,6–6,53	4,15–5,12	1,2–11,36
	30	4,74–25,0	5,58–7,0	4,76–5,21	0,88–11,17
		5,63–24,16	6,8–7,64	4,9–5,64	1,35–9,9
		6,62–20,81	8,02–8,35	5,23–5,94	1,77–8,3
		5,25–25,9	5,38–6,52	2,87–3,99	2,08–19,8
		5,03–25,35	5,87–7,42	3,31–4,14	1,3–20,2
		5,22–25,0	6,57–7,78	3,6–4,04	1,27–18,52
3	55	4,42–24,46	7,16–8,4	3,64–4,27	0,87–18,02
		3,48–22,36	5,45–6,88	4,6–5,2	0,78–8,58
		5,92–23,38	6,18–6,88	4,78–5,42	1,39–8,33
	30	4,74–22,29	7,16–7,93	5,18–5,9	1,13–8,26
		6,02–21,82	8,16–8,88	5,3–6,0	1,58–7,66
		3,83–25,0	4,43–6,17	3,58–3,95	1,7–17
		3,63–24,32	5,54–6,99	4,07–4,27	1,76–16,13
		3,65–23,38	6,38–7,76	4,26–4,67	1,2–15,4

Для регистрации динамических характеристик (перемещение бойка и золотника, давление в аккумуляторах и рабочих камерах устройства, расхода, поступающего к устройству) использовали датчики перемещения ДП1, ДП2 (рисунок 1), давления ДД1, ДД2, ДД3, расходомер. Подробное описание стенда и методик измерения характеристик можно найти, например, в [3].

В экспериментах использовали бойки массами 6,33 (1-й), 6,3 (2-й) и 6,27 (3-й боек) кг с эффективными площадями со стороны камеры прямого хода соответственно 3,5, 5,1 и 6,8 см² и камеры обратного хода – 1,79 см², одинаковой для всех бойков. В устройстве можно было устанавливать две длины фазы обратного хода бойка $x_{[1]}$: 30 и 55 мм и изменять давление задержки $p_{[3]}$ от 4,5 до 8,5 МПа.

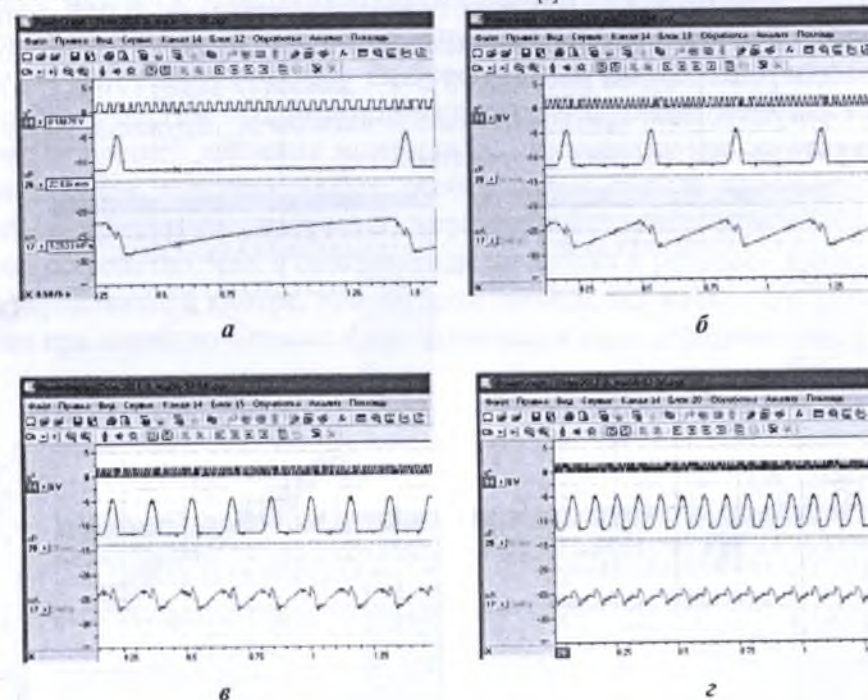


Рисунок 2 – Осциллограммы характеристик рабочих циклов системы, полученные при испытаниях бойка 2: импульсов расходомера q^* , координат бойка xP и давления в аккумуляторе pA . Предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$, определяющий давление задержки $p_{[3]}$, равен 20 мм. Изменялся поступающий к устройству расход q_0 : а – 4,7 л/мин; б – 8,4 л/мин; в – 14,7 л/мин; г – 25 л/мин

Результаты экспериментов сведены в таблице 1, из которой следует, что при заданных выше изменениях параметров предупредная скорость v_j изменяется в пределах от 2 до 6 м/с, а частота – от 1 до 20 Гц. Эти данные получены для трех разных бойков, для одной пары боек-корпус (одного ударного устройства) диапазоны изменения этих величин меньше. Чтобы достичь более глубокого регулирования предупредной скорости для одного ударного устройства, необходимо расширить диапазон изменения давления задержки $p_{[3]}$.

На рисунках 2–3 представлены осциллограммы характеристик предельных циклов системы с бойком 2, полученные копированием из программы *PowerGraph*: импульсы q^*-t , генерируемые расходомером, перемещений бойка $x-t$; давление в аккумуляторе $p-t$. Длина фазы обратного хода $x_{[1]}$ для всех графиков составляла $\sim 0,055$ м; на рисунках 2 *a–г* при фиксированных прочих одинаковых параметрах изменяли расход q_0 ; на рисунках 3 *a–г* – давление задержки $p_{[3]}$, которое регулировали предварительным натягом $x_{[3]}$ пружины золотника распределительного устройства.

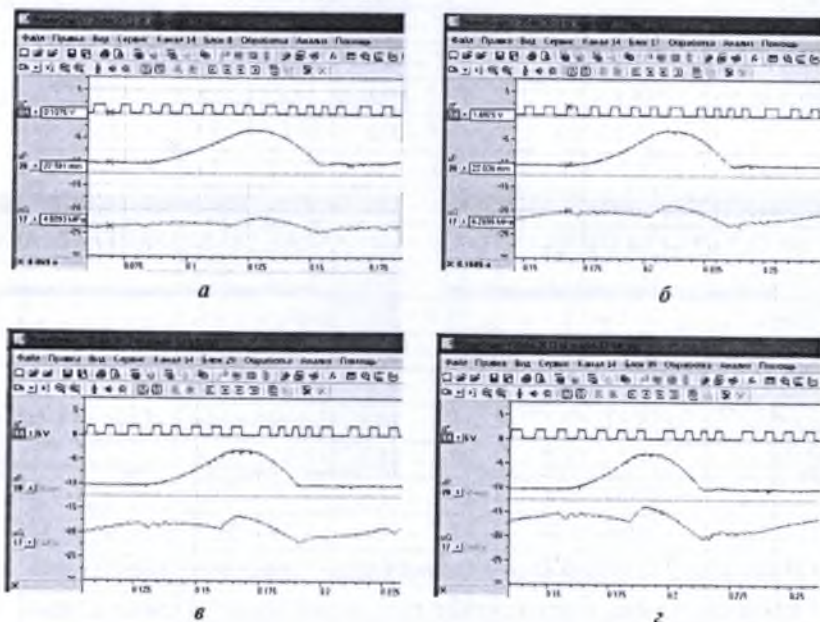


Рисунок 3 – Осциллограммы характеристик рабочих циклов системы, полученные при испытаниях бойка 2. Расход примерно одинаков ~ 22 л/мин. Изменяли предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$: а – 15 мм; б – 20 мм; в – 25 мм; г – 30 мм

На рисунке 4 а представлены графики зависимости частоты ударов n^* от расхода q_0 , рисунке 4 б – предупредной скорости v_j от давления задержки $p_{[3]}$. Можно отметить, что все экспериментальные точки 1-го графика можно достаточно точно описать линейной зависимостью

$$n^* = 0,5099 \times q_0 - 1,3893, \text{ Гц.}$$

Постоянная составляющая в ней связана с утечками жидкости в системе, а коэффициент перед q_0 определяется частным от отношения текущего расхода к объему камеры прямого хода.

Анализ 2-го графика показывает, что при повышении давления задержки предупредная скорость v_j увеличивается. Из-за большого разброса экспериментальных результатов и малого диапазона изменения $p_{[3]}$ сложно удовлетворительно аппроксимировать ее какой-либо зависимостью. Разброс данных снижается при увеличении величины предварительного натяга пружины золотника $x_{[3]}$, регулирующей давление задержки $p_{[3]}$. Возможно, что он является следствием конструктивных особенностей стенда, вызывающих его существенные вибрации, передающиеся на распределительное устройство, что, в свою очередь, приводит к разбросу давления в управляющей камере, при котором происходит начало его движения при переключении от фазы задержки к фазе обратного хода.

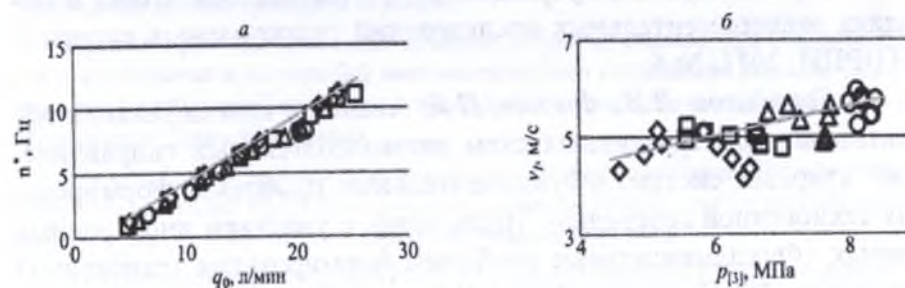


Рисунок 4 – Зависимости частоты n^* от расхода q_0 жидкости, подаваемой к устройству (а), и предупредной скорости v_j от давления задержки $p_{[3]}$: \diamond – предварительный натяг пружины распределителя $x_{[3]}$ – 15 мм, \square – 20 мм, \triangle – 25 мм, \circ – 30 мм

На рисунке 4 также представлены расчетные зависимости, полученные на модели гидроударной системы [1, 2] с учетом гидравлических сопротивлений и трения в уплотнениях пары «бок-кор-

пус» ударного устройства, которые показывают хорошее совпадение с экспериментальными данными. Несколько завышенные значения предупредительной скорости могут быть вызваны тем, что в модели не учтен расход жидкости на работу распределительного устройства.

Экспериментальные исследования показали устойчивую работу устройства практически во всех исследуемых режимах. Существенный разброс полученных данных по предупредительной скорости связан с колебаниями давления задержки, что вызвано конструктивными особенностями стенда и распределителя ударного устройства.

Экспериментальные результаты согласуются с результатами расчетов, полученными на модели автономной гидроударной системы с источником постоянного расхода [1, 2].

Литература

1. Городилов, Л.В. Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. I. Основные свойства // ФТПРПИ. 2012. № 3.
2. Городилов, Л.В. Исследование динамики гидроударных объемных систем двухстороннего действия. Ч. II. Влияние на характеристики трения гидравлических сопротивлений, коэффициента восстановления // ФТПРПИ. 2013. № 3.
3. Городилов, Л.В., Кудрявцев, В.Г., Пашина, О.А. Стенд и методика экспериментальных исследований гидроударных систем // ФТПРПИ. 2011. № 6.
4. Городилов, Л.В., Фадеев, П.Я. Анализ и классификация эффективных конструктивных схем автоколебательных гидравлических ударных систем. «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды». Труды конф. с участием иностранных ученых «Фундаментальные проблемы формирования техногенной геосреды» (10–13 октября 2006.). В 2-х т. Т. II. Машиноведение. Новосибирск: Ин-т горного дела СО РАН, 2007. С. 71–79.

УДК.: 621.45.018.2:62-82:622.23.05

ГИДРАВЛИКАЛЫК БУРГУЛООЧУ МАШИНАНЫН ЖАНА ГИДРОЖАБДУУЛАРДЫН ЖУМУШТАРЫН БАШКАРУУЧУ АВТОМАТТЫК ТУТУМДАРЫН ИЗИЛДӨӨ ҮЧҮН ШАЙМА-ШАЙ СЫНАК ОРНОТМОСУН ИШТЕП ЧЫГУУ

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОГО СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ БУРОВОЙ МАШИНЫ И ГИДРОАППАРАТУРЫ

DEVELOPMENT OF THE UNIVERSAL STAND FOR RESEARCH OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEMS OF THE HYDRAULIC DRILL MACHINE AND THE HYDRAULICS OPERATION MODES

А.В. Анохин, В.Б. Васильев

Бул иште суюктукту сарптоочу автоматтык жөндөгүчтүн изилдөөгө жана күүлөөгө, автоматтык системасын, жана ошондой эле гидросоркыскычтарды жана гидромоторлорду, бургулоочу машинаны изилдөөгө арналган сынаманын иштөө принциби каралды.

В работе рассматривается принцип действия стенда, предназначенного для исследования и настройки автоматического регулятора расхода жидкости, автоматической системы, а также для исследования гидронасосов и гидромоторов, буровой машины.

The article deals with the principle of stand functioning intended for research and setting the automatic liquid flow regulator, automatic system, and for investigation of hydraulic pumps, hydromotors, and drilling machine as well.

Түйүндүү сөздөр: жөндөөчү автоматтык системасы; гидравликалык системасы; суюктукту сарптоочу жөндөгүч; гидромотордун ылдамдыгы; гидросоркыскыч; бургулоочунун мүнөздөгүчтөрү.

Ключевые слова: автоматическая система регулирования; гидравлическая система; регулятор расхода жидкости; скорость гидромотора; гидронасос; параметры бурения.

Keywords: automatic control system; hydraulic system; liquid flow regulator; velocity of hydromotor; hydraulic pumps; drilling parameters.

В настоящее время большое внимание уделяется развитию автоматизации технологических процессов. Научными институтами разрабатываются современные средства автоматизации, на базе ко-

торых проектируются новые, высокоскоростные автоматические системы управления исполнительными органами технологического оборудования, а также для модернизации существующих. На практике в качестве исполнительных механизмов оборудования нашли широкое применение гидромоторы и гидроцилиндры, приводящие в движения механизмы, для выполнения соответствующих технологических процессов различного назначения благодаря следующим преимуществам: способность передавать большие усилия с высокой точностью, простота в автоматизации, лёгкость в управлении, сравнительно высокая надёжность и др. Эти механизмы нашли применение в строительной технике, металлообработке, горной промышленности, авиа- и автомобилестроении, сельскохозяйственной технике и других отраслях промышленности.

В этой связи следует отметить, что проектирование автоматических систем управления гидравлическими исполнительными органами буровых машин с целью регулирования их режимов работы вызывает большой интерес. И сегодня существует большое разнообразие автоматических систем управления работой буровых машин. Усовершенствованию существующих и проектированию новых систем посвящено много работ.

Спроектированные автоматические системы управления режимами работ исполнительных органов буровых машин должны пройти экспериментальную проверку на работоспособность как отдельных узлов, так и всей системы

С этой целью нами разработан универсальный стенд, на котором можно исследовать большинство гидравлических приборов, крутящий момент и осевую нагрузку на вращающемся вале, а также исследовать работоспособность разработанных автоматических систем для стабилизации режимов работы гидравлических исполнительных механизмов.

Стенд состоит из следующих узлов и элементов автоматики: двух гидравлических насосов 1 и 2 (рисунок 1), вращающихся посредством электродвигателя М, предохранительных клапанов Г-52-13, измерительных манометров образцового типа, распределителей жидкости 3, 4, трёх редукционных клапанов 5 типа Г-57-13, нагрузочного клапана 6 типа Г-54-13, исследуемого насоса 7, датчика крутящего момента 8, двух исследуемых гидромоторов 9 и 10, ударного механизма 11, регулятора расхода жидкости 12, клапана, перекрывающего канал обратной связи 14, компьютера и осциллографа-самописца.

Стенд способен работать в двух режимах: 1) исследование гидравлических узлов и механизмов, а также датчиков крутящего момента и осевой нагрузки на вращающемся вале; 2) исследование работоспособности автоматических систем в целом. Переключение режимов осуществляется клапаном 14, управляющим каналом обратной связи.

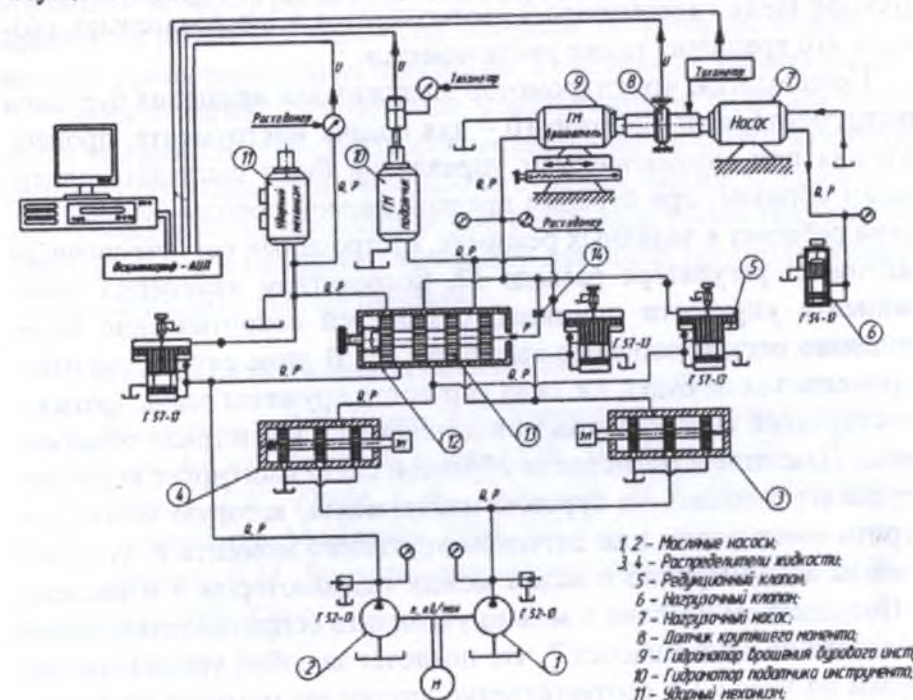


Рисунок 1 – Схема универсального стенда

Рассмотрим принцип действия стенда в режиме исследования автоматических систем в целом.

Гидронасосы 1 и 2 нагнетают рабочую жидкость в гидросистему стенда, при этом от насоса 1 рабочая жидкость поступает на 2 распределителя жидкости 3 и 4, которые управляют работой гидромоторов 9 и 10. Насос 2 служит для подачи рабочей жидкости на ударный механизм.

Особенность стенда заключается в том, что все исполнительные гидравлические механизмы подключены через регулятор расхода жидкости 12, который управляется давлением в гидравлической магистрали, подключённой к рабочей магистрали гидромотора 9. При увеличении нагрузки на гидромотор 9 посредством насоса 7 и клапана 6 давление в рабочей магистрали мотора 9 повышается,

что влечёт за собой увеличение давления в канале обратной связи, управляющим золотником регулятора расхода жидкости. Регулятор 12 настроен таким образом, что при перемещении влево золотник уменьшает площадь пропускной щели рабочего канала гидромотора 10, скорость которого снижается. В то же время площадь пропускной щели гидромотора 9 увеличивается и, следовательно, скорость его вращения также увеличивается.

Предполагая, что гидромотор 9 служит для вращения бурового инструмента, а гидромотор 10 – для подачи инструмента, процесс бурения при автоматическом управлении будет выглядеть следующим образом: при бурении предполагаемой породы буровая машина работает в заданных режимах, настроенных регулировочным винтом на регуляторе расхода 12, посредством изменения коэффициента упругости пружины, создающей сопротивление перемещению регулировочного золотника 13. В этом случае золотник перемещаться не будет, т.к. сила упругости пружины равна противодействующей силе, создаваемой давлением в магистрали обратной связи. Давление в магистрали обратной связи имитирует величину крутящего момента на буровом инструменте, которую можно измерить манометром или датчиком крутящего момента 8, установленным концентрично с валом между гидромотором 9 и насосом 7. Посредством клапана 6 можно увеличить сопротивление потока жидкости на слив с насоса 7, что повлечёт за собой увеличение нагрузки на насос 7 и соответственно крутящего момента на вращающемся валу между гидромотором 9 и насосом 7, что имитирует повышение крепости буримой породы. В этом случае из-за увеличения давления в магистрали обратной связи золотник 13 начнёт перемещаться влево, т.к. сила, создаваемая давлением, превысит силу упругости пружины регулятора. Перемещаясь влево, он частично закроет отверстие подачи жидкости гидромотору 10 и одновременно более откроет отверстие для подачи гидродвигателя 9. В процессе бурения это означает, что при увеличении твёрдости породы автоматическая система уменьшит скорость подачи бурового инструмента и увеличит скорость его вращения. При дальнейшем увеличении твёрдости породы, когда для её разрушения необходима ударная нагрузка, золотник переместится далее влево и сведёт к минимуму скорость подачи бурового инструмента, откроет отверстие прохода жидкости для максимального его вращения и откроет отверстие для подачи жидкости на ударный механизм. После прохож-

дения сложного участка породы крутящий момент на инструменте уменьшится, и золотник будет возвращаться в первоначальное положение под действием пружины.

Все изменения в скоростях вращения гидромоторов, изменение крутящего момента регистрируются компьютером и результаты выводятся на монитор в виде осциллограмм, по которым можно вычислить время переходных процессов, их величину, характер и др.

Таким образом, разработаны конструкция и гидравлическая схема универсального стенда для исследования автоматических систем регулирования режимов работы буровых машин. Стенд позволяет проводить исследования и настройку отдельных гидравлических приборов и проводить тарировку датчиков, контролирующих основные параметры при бурении.

Список использованных источников

1. *Бесекерский, В.А., Попов, Е.П.* Теория систем автоматического управления. 4-е изд., перераб. и доп. СПб.: Профессия, 2003. 752 с.
2. *Гудвин, Г.К., Гребен, С.Ф., Сальгадо, М.Э.* Проектирование систем управления. М.: Бином, 2004. 911 с.
3. *Ребрик, Б.М.* Бурение инженерно-геологических скважин. М.: Недра, 1990, 336 с.

ЭСКЕРҮҮ ПАМЯТИ IN MEMORY

**АКАДЕМИК А.В. ФРОЛОВДУ ЭСКЕРҮҮ
ВСПОМИНАЯ АКАДЕМИКА А.В. ФРОЛОВА
THE MEMOIRS OF THE ACADEMICIAN A.V. FROLOV**

М.М. Шамсутдинов

Любовь к науке – одна из самых важных черт характера Анатолия Васильевича Фролова.

Горный инженер-электрик по профессии, он посвятил свою творческую жизнь исследованию процессов бурения, в основном – горным машинам. Познакомился я с Анатолием Васильевичем на дне рождения другого ученого – к.т.н. А.Н. Волкова. Его сын, тоже Александр, учился со мной в школе № 6 г. Фрунзе в одном классе, и это он предложил поступать по окончании школы на горно-геологический факультет ФПИ, и в 1968 году мы поступили на специальность «Электрификация и автоматизация горных работ».

Отдел автоматики Академии наук Киргизской ССР возглавлял в то время академик О.Д. Алимов, а одним из ведущих специалистов отдела был д-р техн. наук А.В. Фролов. Будучи студентами ФПИ, мы интересовались научными разработками в горной отрасли и были немного осведомлены, что этот отдел занимается такими исследованиями, как «бурение на Луне». Но это было все, что мы знали. Тема закрытая, и даже, чтобы хотя бы попасть на практику в этот отдел, речи не могло быть. Закончив институт, Саша Волков по распределению попадает в этот отдел, я остаюсь работать на кафедре. Мне казалось, что на этом закончилась моя мечта работать у Анатолия Васильевича. Попасть работать в этот отдел было нереально. А энтузиазм молодых ученых Отдела автоматики сделал очень много для прославления нашей республики.

В 1985 году мы с Сашей Волковым стали кандидатами технических наук. Саша немного раньше меня и жил уже в Москве, зани-

маясь космическими исследованиями, а я как-то отправился к академику А.В. Фролову на консультацию. В то время, до 1991 года, я работал в ФПИ ученым секретарем научно-исследовательской части под руководством замечательного человека, большого ученого и организатора науки академика, д-ра геол.-минер. наук Усенгазы Асаналиевича Асаналиева. Развал Советского Союза привел к разделению ведущего технического вуза республики на три института. Один из них становится Кыргызским горно-металлургическим институтом (КГМИ). Процесс организации этого вуза – это отдельная история. Но ректором нового вуза становится академик У.А. Асаналиев, а проректором по научной работе – академик А.В. Фролов. Институт быстро становится авторитетным – в вузе работало более 10 докторов наук, профессоров. Тандем двух академиков, организаторов учебы и науки резко поднял уровень вуза. В то время я работал деканом горного факультета, а затем помощником ректора.

Анатолий Васильевич Фролов сказал мне тогда: «Не бросай научную работу – стремись сделать и защитить докторскую диссертацию, я буду твоим консультантом». Не в космос, так под землю, подумал я, и продолжил заниматься вопросами безопасности спуска и подъема людей в шахту. Не могу не сказать и о моем друге академике Инженерной академии, д-ре техн. наук П.И. Пахомове. Его, как и меня, консультирует академик А.В. Фролов, и мы оба защищаем свои работы. Петр Иванович был очень трудолюбивым, настойчивым и грамотным человеком. Его стремление начать и завершить научно-исследовательскую работу по обеспечению безопасности работы шахтного подъема стали примером для меня. Анатолий Васильевич опекал нас обоих. Двери его кабинета в Академии наук для нас были открыты всегда. Не раз и не два, входя в кабинет академика, мы заставляли его за решением математических уравнений. Однажды я пришел к нему с одним из уравнений, описывающих изменение натяжения стального каната в переходных режимах «натяжение – ослабление» (процесс образования напуска каната). Уравнение было не простое. Только взглянув на это уравнение, Анатолий Васильевич пригласил в кабинет одного из своих учеников (по-моему, это был канд. техн. наук В.В. Воронкин) и показал ему на это уравнение. Реакция обоих была для меня удивительной. Я понял, что это не простое уравнение, а уравнение, имеющее так называемый фазовый переход. Ожидая, что скажет мне академик, я был в некотором смятении. Он сказал следующее: «Твоя док-

торская диссертация практически завершена, а этим уравнением займёшься после защиты докторской, оставь эту задачу на потом». Действительно, поставленная задача выводила меня на трансцендентное уравнение, которое так и осталось будущим направлением в решении безопасности работы шахтного подъема.

Этот пример одной из многочисленных консультаций академика сохранился в моей памяти навсегда. Анатолий Васильевич был человеком, обладающим большой эрудицией и знаниями, умеющим не только подсказать и скорректировать ту или иную научную работу, но и увидеть перспективу в решении какой-либо проблемы.

Вспоминая Анатолия Васильевича, я буду всегда благодарен судьбе за столь важную веху в моей жизни – работать с ним и перенимать его жизненный опыт для последующей реализации в работе со студентами и творческой молодежью.

Доктор технических наук,
старший научный сотрудник,
член-корр. ИА КР, изобретатель СССР М.М. Шамсутдинов

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Абдираимов Абдусамад Акматович – доцент Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, кандидат технических наук, г. Бишкек, пр-т Мира, 66, тел.: +996 (0779) 20-70-78, e-mail: abdiraimov@mail.ru

Алексеев Сергей Евгеньевич – старший научный сотрудник Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: +7(383)2170-350, e-mail: Alex@misd.nsc.ru

Анохин Анатолий Васильевич – заведующий лабораторией бурильных машин Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Бишкек, ул. Скрыбина, 23, тел.: +(996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru

Асанов Арстанбек Авлезович – заведующий кафедрой Кыргызского Государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34, тел.: +(996 312) 54-57-17, e-mail: asanov52@mail.ru

Акчалов Асылбек Нурсеитович – инженер Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, ул. Скрыбина, 23, тел.: + (996 312) 54-11-47, e-mail: akchalov_asy1@mail.ru

Бабаева Адлия Халимджоновна – заведующая отделом аспирантуры и докторантуры Таджикского технического университета имени академика М.С. Осими, кандидат технических наук, г. Душанбе, проспект академиков Раджабовых, 10, тел.: +(992) 918-64-17-55. e-mail: aspirantura.ttu @ mail.ru

Васильев Валентин Борисович – ведущий научный сотрудник Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, г. Бишкек, ул. 3-я Линия, 17. Тел. +(996 550) 412887. E-mail: VasBal@mail.ru

Городилов Леонид Владимирович – заведующий лабораторией Института горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, доктор технических наук, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: +7 (383) 217-02-41, e-mail: gor@misd.nsc.ru

Еремьянц Виктор Эдуардович – профессор Кыргызско-Российского Славянского университета, доктор технических наук, профессор Бишкек, ул. Киевская 44, e-mail: egermjants@inbox.ru

Карпов Владимир Николаевич – научный сотрудник Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: (383) 217-09-63, e-mail: kvn184@yandex.ru

Кокоулин Даньяр Иванович – старший научный сотрудник Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, кандидат технических наук, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: +7(383)2170-113, e-mail: konstriktor430@yandex.ru

Колесников Никита Андреевич – аспирант Кыргызско-Российского Славянского университета им. Б.Н. Ельцина, г. Бишкек, ул. Киевская 44, тел.: + (996 554) 262-444. e-mail: kolesnikov14@yandex.com

Кубанычбек Бакыт – научный сотрудник Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, кандидат технических наук, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: +7(383) 3323-643, e-mail: bjkyt@yandex.ru

Кудрявцев Виталий Геннадьевич – научный сотрудник Института горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: 630091, +7 (383) 217-08-80. e-mail: vit22@ngs.ru

Кынатбекова Нуржамал Нуржановна – инженер лаборатории камнедобывающих комплексов Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, студентка, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51. E-mail: nkn_94kg@mail.ru

Мендекеев Райымкул Абдумананович – директор НИИ «Сейсмостойкое строительство» Кыргызского Государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, доктор технических наук, профессор, тел.: +(996 312) 548879, e-mail: mra58@mail.ru

Мирзоалиев Азим Исроилович – аспирант Таджикского технического университета имени М.С. Осими, г. Душанбе (Таджикистан), тел.: + (992 935) 391113, e-mail: Azimjon86_86@mail.ru

Мурашова Светлана Федоровна – научный сотрудник Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23, тел.: +(996 312) 56-84-04.

Муслимов Аннас Поясович – профессор Кыргызско-Российского Славянского университета, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, тел.: +(996 312) 491584.

Неженко Олег Викторович – и.о. доцента Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова, кандидат технических наук, г. Бишкек, пр. Мира, 66, e-mail: Nezeko10@mail.ru

Ню Виктория Валерьевна – аспирант, младший научный сотрудник Кыргызско-Российского Славянского университета им. Б.Н. Ельцина, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, тел.: + (996 555) 09-90-95, e-mail: vniu14@yandex.com

Репин Анатолий Антонович – заместитель директора Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, кандидат технических наук, доцент, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: +7(383)2170-350, e-mail: repin@misd.nsc.ru

Степанов Даниил Владимирович – инженер Института горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.:+7 (383) 217-09-63, e-mail: danila-st@mail.ru

Тимонин Владимир Владимирович – заведующий лабораторией Института горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, кандидат технических наук, г. Новосибирск (Россия), Красный проспект, 54, тел.: +7 (383)217-27-54, e-mail: timonin@ngs.ru

Ткачук Андрей Константинович – старший научный сотрудник Института горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, кандидат технических наук, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, тел.: (383) 217-08-80, e-mail: tkachuk.@yandex.ru

Тургунбаев Мелис Сыргабаевич – первый проректор ТГУ, кандидат технических наук, доцент, тел.: +(996 3422) 5-37-18, e-mail: melis_turgunbaev@mail.ru

Турдакун уулу Н. – и.о. заведующего кафедрой Кыргызского Государственного университета строительства, транспорта и архитектуры им. Н. Исанова, г. Бишкек, ул. Малдыбаева, 34, тел.: +(996 312) 54-57-90, e-mail: nurgazy@mail.ru

Усубалиев Женишбек – главный научный сотрудник Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru

Ходжаев Таджиддин Авгонович – старший преподаватель Таджикского технического университета имени М.С. Осими, г. Душанбе (Таджикистан), тел.: +(992934) 477381, e-mail: tojiddin67@mail.ru

Шамсутдинов Марат Мубарякшаевич – заведующий кафедрой Кыргызско-Российского Славянского университета, доктор технических наук, профессор, г. Бишкек, ул. Киевская, 44, тел. +996(543)- 88-18-43.

Эликбаев Канатбек Токтобаевич – заведующий лабораторией камнедобывающих комплексов Института машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики, кандидат технических наук, г. Бишкек, ул. Скрябина, 23. Тел.: +(996 312) 54-97-51. E-mail: kdk_318@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Abdiraimov Abdusamad Akmatovich – Candidate of technical sciences, Associate Professor of the Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakov. 66, Mira ave., Bishkek. Phone: +996 (0779) 20-70-78, e-mail: abdiraimov@mail.ru.

Akchalov Asylbek Nurseitovich – Engineer of the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-11-47, e-mail: akchalov_asyl@mail.ru.

Alekseev Sergey Evgenyevich – Senior Researcher of the Chinalak Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 2170-350, e-mail: alex@misd.nsc.ru.

Anokhin Anatoly Vasilievich – Candidate of technical sciences, senior researcher, Head of the Drilling Machines Laboratory, the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 56-84-04, e-mail: anochin_anatoli@mail.ru.

Asanov Arstanbek Avlezovich – Doctor of technical sciences, Professor, Head of the chair of the Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture named after N. Isanov. 34, Maldybaev str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-57-17, e-mail: asanov52@mail.ru.

Babayeva Adlia Khalimdzhonovna – Candidate of technical sciences, Head of the Department of post-graduate of Tajik Technical University named after Academician M.S. Osimi. 10, Academic Radjabov str., Dushanbe, Tajikistan. Phone: (+992) 918-64-17-55, e-mail: aspirantura.ttu@mail.ru.

Elikbaev Kanatbek Toktobaevich – Candidate of technical sciences, Head of the Stone Extractive Complexes Laboratory, Institute of Mechanical Engineering, the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru.

Eremyants Victor Eduardovich – Doctor of technical sciences, Professor of the Kyrgyz-Russian Slavic University. 44, Kiev str., Bishkek. e-mail: eremjants@inbox.ru.

Gorodilov Leonid Vladimirovich – Doctor of technical sciences, Head of the laboratory of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 217-02-41, e-mail: gor@misd.nsc.ru.

Karpov Vladimir Nikolaevich – Researcher of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: (383) 217-09-63, e-mail: kvn184@yandex.ru.

Khodzhaev Tadzhiddin Avgonovich – Senior Lecturer of the Tajik Technical University named after M.S. Osimi. Dushanbe, Tajikistan. Phone: + (992 934) 477 381, e-mail: tojiddin67@mail.ru.

Kokoulin Danyarov Ivanovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 2170-113, e-mail: konstriktor430@yandex.ru.

Kolesnikov Nikita – Post-graduate student of the Kyrgyz-Russian Slavic University. 44, Kiev str., Bishkek. Phone: + (996 554) 262-444. e-mail: kolesnikov14@yandex.com.

Kubanychbek Bakyt – Candidate of Technical Sciences, Researcher of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 3323-643, e-mail: bjkyt@yandex.ru.

Kudryavtsev Vitaly Gennadyevich – Researcher of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: 630091, +7 (383) 217-08-80, e-mail: vit22@ngs.ru.

Kynatbekova Nurzhamal Nurzhanovna – Engineer of the Stone Extractive Complexes Laboratory of the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-97-51. E-mail: nkn_94kg@mail.ru.

Mendekeev Rayymkul Abdumananovich – Doctor of technical sciences, Professor, Director of the Research Institute “Antiseismic con-

struction”, the Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture named after N. Isanov. Phone: + (996 312) 548 879, e-mail: mra58@mail.ru.

Mirzozaliev Azim Isroilovich – Post-graduate student of the Tajik Technical University named after Mikhail Osimi, Dushanbe, Tajikistan. Phone: + (992 935) 391113, e-mail: azimjon86_86@mail.ru.

Murashova Svetlana Fedorovna – Researcher of the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 56-84-04.

Muslimov Annas Poyasovich – Professor of the Kyrgyz-Russian Slavic University, Doctor of technical sciences, Professor. 44, Kiev str. Bishkek. Phone: + (996 312) 491 584.

Nezhenko Oleg Viktorovich – Candidate of technical sciences, Acting Assistant Professor of the Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakov. 66, Mira ave., Bishkek, e-mail: Nezeko10@ru.

Nu Victoria Valeryevna – Post-graduate student, junior researcher of the Kyrgyz-Russian Slavic University. 44, Kiev str., Bishkek. Phone: + (996 555) 09-90-95, e-mail: vniu14@yandex.com

Repin Anatoly Antonovich – Candidate of technical sciences, Associate Professor, Deputy Director of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 2170-350, e-mail: repin@misd.nsc.ru.

Shamsutdinov Marat Mubaryakshaevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the chair of the Physical processes of mining, Kyrgyz-Russian Slavic University. 44, Kiev str. Bishkek. Phone: 996 (543) – 88-18-43.

Stepanov Daniel Vladimirovich – Engineer of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: + 7 (383) 217-09-63, e-mail: danila-st@mail.ru.

Timonin Vladimir Vladimirovich – Candidate of technical sciences, Head of the laboratory of the Chinakal Institute of Mining of the Siberian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: +7 (383) 217-27-54, e-mail: timonin@ngs.ru.

Tkachuk Andrew Konstantinovich – Candidate of technical sciences, Senior Researcher of the Chinakal Institute of Mining of the Si-

berian Branch of the RAS. 54, Krasny ave., Novosibirsk, Russia. Phone: (383) 217-08-80, e-mail: tkachuk@yandex.ru.

Turdakun uulu N. – Acting Head of Department of the Kyrgyz State University of Construction, Transport and Architecture named after N. Isanov. 34, Maldybaev str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-57-90, e-mail: nurgazy@mail.ru.

Turgunbaev Melis Syrgabaevich – Candidate of technical sciences, Associate Professor, First Vice-Rector of the TSU. Phone: + (996 3422) 5-37-18, e-mail: melis_turgunbaev@mail.ru.

Usubaliev Jenishbek – Candidate of technical sciences, Professor, Chief Researcher of the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 23, Skryabin str., Bishkek. Phone: + (996 312) 54-97-51, e-mail: kdk_318@mail.ru.

Vasilyev Valentin Borisovich – Candidate of technical sciences, Leading Researcher at the Institute of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic. 17, 3d Line str., Bishkek. Phone: + (996 550) 412887, e-mail: BacBal@mail.ru.

ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЕЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ В ЖУРНАЛЕ «МАШИНОВЕДЕНИЕ»

Уважаемые коллеги! Обращаем ваше внимание: редколлегия сборника оставляет за собой право не включать в сборник статьи, не соответствующие требованиям (в том числе к объёму текста, к оформлению таблиц и иллюстраций).

Язык публикации статьи	Русский, кыргызский, английский
Общий объем статьи (включая заголовки, аннотация, ключевые слова, текст, литературу)	Объем статей: до 20 000 знаков с пробелами. При этом объем статьи в листах А4 : от 5 до 8 страниц вместе с аннотацией. Оформление: шрифт Times New Roman, 12 кегль обычный интервал между буквами; поля 2 см со всех сторон; выравнивание текста по ширине; автоматическая расстановка переносов; все латинские и греческие буквы в тексте, формулах (кроме индексов) и таблицах — курсив; цифры, скобки, функции — прямые
УДК	Перед заглавием статьи проставляется код УДК в верхнем левом углу первой страницы
Название статьи	Название статьи должно быть набрано строчными буквами, 13 кегль, полужирным шрифтом по левому краю. Приводится на кыргызском, русском и английском языках. Обратите внимание, что в конце заголовка точка не ставится!
Авторы. Межстрочный интервал 1	После названия научной статьи указывается: ФИО каждого автора: - сначала указывается имя, потом отчество, после него – фамилия – И.И. Бакытов . Шрифт – курсив, выравнивание слева
Аннотация. Межстрочный интервал 1	Приводится на кыргызском, русском и английском языках . 50-120 слов (как правило, это 6-8 предложений, не более 10 строк). Текст не должен быть разделен на

	<p>абзацы. В аннотации не допускается цитирование. Аббревиатуры должны быть расшифрованы. Шрифт – обычный, размер шрифта – 11 пт. Межстрочный интервал 1 Форматирование выравниванием по ширине страницы</p>
Ключевые слова	<p>Приводятся на <i>кыргызском, русском и английском языках</i>. Ключевые слова или словосочетания отделяются друг от друга точкой с запятой</p>
Требования к содержанию статьи и ее оформлению. Межстрочный интервал 1,5	<p>После ключевых слов нужно представить текст самой статьи. Текст может разбиваться на подглавы или придерживаться следующей логической структуры при написании: введение, методика, основная часть, выводы, литература. Статья оформляется только в текстовом редакторе Microsoft Office. Размер шрифта и интервал между строками должен быть одинаковым по всему тексту. Абзацы («красная строка») – 1 см, должны выставляться автоматически, а не с помощью клавиши "пробел". Наличие двойных или тройных пробелов не допустимо. При первом употреблении аббревиатур обязательно указывать их расшифровку. Убрать текст В рукописи должны применяться единицы Международной системы</p>
Требования к таблицам, рисункам и формулам. Межстрочный интервал 1	<p>Текст может содержать таблицы. Таблицы в тексте должны быть выполнены в редакторе Microsoft Word (не отсканированные и не в виде рисунка). Каждая таблица снабжается заголовком и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на нее. Название таблицы приводится над таблицей слева с выравниванием по ширине. Текст в таблицах – интервал одинарный, шрифт 11 Times New Roman Все составляющие формул должны быть оформлены в макросе «Math Type» (программа Word). Рисунки должны допускать перемещение в тексте и возможность изменения размеров. Каждый рисунок снабжается надписью и вставляется в текст после абзаца с первой ссылкой на него. Форматирование названия и номера рисунка – шрифт обычный, размер – 11 пт, выравнивание по центру, интервал – одинарный.</p>

	<p>Графические рисунки должны быть хорошего качества. Если есть надписи, то текст должен отображаться четко. Фотографии должны быть с разрешением минимум 300 dpi (предпочтительно 1200 dpi.). Формат рисунков и фотографий – Gif, Jpeg. Количество рисунков – не более 3-х, формул – не более 10 (если формул больше, то стоимость публикации увеличится). Количество таблиц не ограничено. Обратите внимание, что в конце названия таблицы и рисунка точка не ставится!</p>
Нумерация страниц и колонтитулы	<p>Не используйте колонтитулы. Нумерация страниц производится внизу справа, начиная с 1–ой страницы.</p>
Требования к источникам, используемым в статье. Оформление ссылок и списка литературы	<p>При заимствовании материала из других источников ссылка на эти источники обязательна. Ссылки в тексте оформляются квадратными скобками. Источники указываются в порядке цитирования в тексте. На все источники из списка литературы должны быть ссылки в тексте. Список литературы оформляется по ГОСТ 7.05-2008. Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления</p>
Сведения об авторе(ах)	<p>Рукопись должна быть подписана авторами с указанием (обязательно): – фамилия, имя, отчество всех авторов полностью (на русском и английском языке); – полное название организации – место работы каждого автора в именительном падеже, страна, город (на русском и английском языке). Если все авторы статьи работают в одном учреждении, можно не указывать место работы каждого автора отдельно; – адрес электронной почты для каждого автора; – почтовый адрес и номер телефона для контактов с авторами статьи (можно один на всех авторов). опционально – должность, звание, ученая степень; – другая информация об авторах.</p>
Условия публикации	<p>Журналу присвоен международный индекс ISSN. Все статьи обязательно подлежат редакции (научной и технической). В конце рукопись подписывается научным редактором. Редакционная коллегия журнала оставляет за собой право отказать в публикации авторам статей, не соответствующих уровню журнала.</p>

	Публикация оплачивается организацией, представившей статью, или автором. Стоимость одной страницы формата А4 составляет 150 сомов
--	--

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 направлять по адресу: machinery.kg@gmail.ru

МАЗМУНУ

Анохин А.В., Мурашова С.Ф.
 Академик А.В., Фроловдун 80-жылдыгына карата4

МЕХАНИЗМДЕР ЖАНА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯТЫ

Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н.
 Механикалык ургулук механизмдерди сыныптоо10
Абдираимов А.А. Калтектүү басаңдаткыч18

МАШИНАЛАРДЫН ДИНАМИКАСЫ ЖАНА БЕКЕМДҮҮЛҮГҮ

Еремьянц В.Э., Нью В.В. Беттерди ургулап тазалоо процессинин моделин түзүү багытындагы КОСУ де жүргүзүлгөн изилдөөлөр23
Колесников Н.А. Термелгич ургулоочу системадагы динамикалык процесстерди изилдөө31
Акчалов А.Н. Ansys Workbench 15.0 компьютердик программасы менен ургу балканын сокку түйүнүн эсептөө методикасы40
Мирзоалиев А.И., Ходжаев Т.А. Кубулма таштардын борборчет-планетардык кагылыштыруусун изилдөө49
Бабаева А.Х. Пахта заводдорунун шарттарында «ИВА» түрүндөгү жемдөөчү түзмөктөрдүн ишенимдүүлүк көрсөтмөлөрүн аныктоо55

МАШИНАКУРУУ ЖАНА МАТЕРИАЛТААНУУ

Муслимов А.П., Неженко О.В. Тегерек кесүүчү тестин иштөө шарттарын жөнгө салуучу автоматтык тутумунун милдет аткаруучулук жана курамдык схемасын иштеп чыгуу..... 60

ТОО ЖАНА ЖОЛ КУРУУЧУ МАШИНЕЛЕР

А.А. Асанов, Турдакун уулу Н. Даана жасалганы калыптоо үчүн үзгүлтүксүз кыймылдагы пресстерди конструкцияларын карап чыгуу..... 66

Тургунбаев М.С., Мендекеев Р.А., Акчалов А.Н. Ansys 15.0 Программасы менен экскаватордун чөмүчүн чарчоонун узак түбөлүктүүлүгүн эсептөө методикасы..... 72

Репин А.А., Кокоулин Д.И., Алексеев С.Е., Кубанычбек Б. Ичке тешиктерди көзүүгү арналган бургулоо машинанын параметрлерин аныктоо 82

Репин А.А., Тимонин В.В., Ткачук А.К., Карпов В.Н., Степанов Д.В. Универсалдуу көөрүктүк – вакуумдук соккуч машинаны (УКВСМ) жаратуу жөнүндө..... 90

Городилов Л.В., Кудрявцев В.Г. Ургучту токтотуп-кечиктирүүчү гидросоккуч системасын эксперименталдуу изилдөө 96

Анохин А.В., Васильев В.Б. Гидравликалык бургулоочу машинанын жана гидрожабдуулардын жумуштарын башкаруучу автоматтык тутумдарын изилдөө үчүн шайма-шай сынак орнотмосун иштеп чыгуу 103

ЭСКЕРҮҮ

Шамсутдинов М.М. Академик А.В. Фроловду эскерүү..... 108

Авторлор тууралуу маалыматтар 111

«Машинатаануу» басмалоо үчүн макалалардын мазмунуна жана бүткөн түрүнө келтирүүгө талаптар..... 119

СОДЕРЖАНИЕ

Анохин А.В., Мурашова С.Ф.
Академик А.В. Фролов. К 80 летию со дня рождения 4

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н.
Классификация механических ударных механизмов 10

Абдираимов А.А. Рычажный редуктор..... 18

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН

Еремьянц В.Э., Нью В.В. Исследования, проводимые в КРСУ в области моделирования процесса виброударной очистки поверхностей..... 23

Колесников Н.А. Моделирование динамических процессов в коромысловой ударной системе 31

Акчалов А.Н. Методика статического расчета ударного узла отбойного молота в компьютерной программе Ansys Workbench 15.0 40

Мирзоалиев А.И., Ходжаев Т.А. Исследование центробежно-планетарной галтовки самоцветных камней 49

Бабаева А.Х. Определение показателей надежности питающих устройств типа «ИВА» в условиях хлопкозаводов 55

МАШИНОСТОРОЕНИЕ И МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Муслимов А.П., Неженко О.В. Разработка функциональной и структурной схемы автоматической системы регулирования режимов работы токарного станка 60

ГОРНЫЕ И СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ

А.А. Асанов, Турдакун уулу Н. Обзор конструкции прессов непрерывного действия для формования штучных изделий 66

Тургунбаев М.С., Мендекеев Р.А., Акчалов А.Н. Методика расчета усталостной долговечности ковша экскаватора в среде Ansys 15.0 72

Репин А.А., Кокоулин Д.И., Алексеев С.Е., Кубанычбек Б. Определение параметров бурового оборудования, предназначенного для проходки скважин малого сечения 82

Репин А.А., Тимонин В.В., Ткачук А.К., Карпов В.Н., Степанов Д.В. К вопросу создания универсальных компрессионно-вакуумных машин ударного действия (КВУМ) 90

Городилов Л.В., Кудрявцев В.Г. Экспериментальное исследование гидроударной системы с задержкой движения бойка 96

Анохин А.В., Васильев В.Б. Разработка универсального стенда для исследования автоматических систем управления режимами работы гидравлической буровой машины и гидроаппаратуры 103

ПАМЯТИ

Шамсутдинов М.М. Вспоминая академика А.В. Фролова 108

Сведения об авторах 111

Требования по содержанию и оформлению статей для публикации в журнале «Машиноведение» 119

CONTENTS

Anochin A.V, Murashova S.F.
Academician A.V. Frolov. On the 80th anniversary of his birth 4

THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES

Usubaliev J., Elikbaev K.T., Kynatbekova N.N.
Classification Mechanical impact mechanisms 10

Abdiraimov A.A. The lever reducer 18

DYNAMICS AND STRENGTH OF MACHINES

Eremjants V.E., Niu V.V. The research in the area of the process of vibro-impact cleaning of surfaces that were carried out in the Kyrgyz-Russian Slavic University 23

Kolesnikov N.A. Modelling of dynamic processes in the rocker impact system 31

Akchalov A.N. Method of statistical calculation for hammer drilling unit in the computer program Ansys Workbench 15.0 40

Mirzooliev A.I., Khojaev T.A. Study of centrifugal planetary tumbling of semiprecious stones 49

Babaeva A.Kh. Definition of reliability indicators of supply devices such as «IVA» in a cotton plants 55

MECHANICAL ENGINEERING
AND SCIENCE OF MATERIALS

Muslimov A.P., Nejenko O.V. Development of functional and structural scheme for automatic control mode system of lathe work 60

MINING AND ROAD CONSTRUCTION MACHINES

<i>A.A. Asanov, Turdakun uulu N.</i> Review of designs of the extruding machines for the molding piece-goods	66
<i>Turgunbaev M.S., Mendekeev R.A., Akchalov A.N.</i> Calculation of fatigue life of excavator buckets in ANSYS 15.0 environment	72
<i>Repin A.A., Alekseev S.E., Kokoulin D.I., Kubanychbek B.</i> Characteization of small hole drilling machines.....	82
<i>Repin A.A., Timonin V.V., Tkachuk A.K., Karpov V.N., Stepanov D.V.</i> On the question of creating a universal compression-vacuum action percussive machine (CVPM)	90
<i>Gorodilov L.V., Kudryavtsev V. G.</i> Experimental study of hydraulic percussion system with a striker delayed action	96
<i>Anochin A.V, Vasilev V.B.</i> Development of the universal stand for research of automatic control systems of the hydraulic drill machine and the hydraulics operation modes	103

IN MEMORY

<i>Shamsutdinov M.M.</i> The Memoirs of the academician A.V. Frolov .	108
Information about the authors.....	111
Requirements for the contents and formatting of articles for the publication in Machine science's Journal.....	119

МАШИНОВЕДЕНИЕ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1(3)

Подписано в печать 25.05.16 Формат 60x84 1/8
Печать офсетная. Объём 16 п.л. Тираж 100 экз.