



Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации

УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**

Памяти доцента Г. Э. Вебера

Материалы Всероссийской научно-технической конференции

29-30 сентября 2023 года

Екатеринбург  
2023

**Министерство науки и высшего образования  
Российской Федерации**

**УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ  
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**  
Памяти доцента Г. Э. Вебера

**Материалы Всероссийской научно-технической конференции**

**29-30 сентября 2023 года**

**Екатеринбург  
2023**

УДК 622.7

Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Памяти доцента Г. Э. Вебера - Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2023 г. - 147 с.

Сборник содержит материалы докладов научно-технической конференции, состоявшейся в Уральском государственном горном университете 29-30 сентября 2023 года.

Задача сборника заключается в информировании научных работников, инженеров и руководителей горнодобывающей промышленности о последних достижениях в области математического моделирования процессов и аппаратов в горной промышленности.

Внедрение предложенных идей и методов позволит улучшить качество горно-обогатительного оборудования, поднять эффективность технических решений.

**Составители не несут ответственности за научно-методическое содержание материалов, вошедших в сборник.**

Рецензент: кафедра технической механики.

© Уральский государственный  
горный университет, 2023 г.

## ПАМЯТИ ВЕБЕРА ГЕННАДИЯ ЭДУАРДОВИЧА

**Н.В. Ахлюстина**

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Вебер Геннадий Эдуардович родился в 1939 году в г. Шамхор, Азербайджанской ССР. Среднюю школу закончил в 1956 году. Через двадцать лет так он вспоминал школьные годы.

Мы помним как было, входили мы в школу,  
И в памяти слышится первый звонок,  
И мамы, конечно, откликнулись зову,  
И скромный платок от слезы их промок.  
Как в класс заводили, садили за парты,  
Наш первый учитель, наш первый урок,  
И вот уж читали, и грамотен стал ты,  
Как быстро закончился первый наш год.  
И вот мы собрались проститься с тобою,  
Наш низкий поклон до земли передать.  
Прости же нас, школа, что было порою,  
(Ведь детство, ведь юность) что было не так.  
Ты помни нас, школа, начало похода  
Из милого детства, чтоб взрослыми стать,  
Ты помни нас, школа, звездой путеводной  
Мы будем, родная, тебя вспоминать.



*Геннадий Эдуардович Вебер  
(1939-09.11.2009)*

После окончания школы поступил в Челябинский политехнический институт на механико-технологический факультет, который закончил в 1961 году по специальности «Машины и технологии обработки металлов давлением». С 1961 по 1964 годы работал на Челябинском кузнечнопрессовом заводе в качестве наладчика, мастера, а затем старшего мастера. С 1964 по 1967 годы работал ассистентом кафедры теоретической механики в Копейском У КП Свердловского горного института. С 1967 по 1970 годы учился в аспирантуре на кафедре теоретической механики СГИ. Затем поступил на работу на кафедру теоретической механики сначала ассистентом, затем с 1972 года старшим преподавателем.

На кафедре в 1966-1970 годах проводилась работа по исследованию колебаний фундаментов под формовочные машины литейного производства в содружестве с коллективом научной части Уральского Промстрой НИИ проекта, в которой активное участие принимал аспирант кафедры Вебер Г.Э. Рекомендации этой работы были включены в качестве самостоятельного раздела во всесоюзные «Нормы проектирования фундаментов (под машины с динамическими нагрузками)». По этой теме в 1971 году Геннадий Эдуардович успешно защитил кандидатскую диссертацию «Колебания групповых фундаментов под кузнечные молоты».

С 1979 года Геннадий Эдуардович работал доцентом на кафедре, проводил лекционные и практические занятия по дисциплине «Теоретическая механика». Руководил самостоятельной работой студентов по выполнению расчётно-графических работ и типовых расчётов. Коллеги отмечали, что он грамотно читал лекции, выделяя основные моменты, а также следил за дисциплиной в аудитории. В оценке знаний студентов был объективен; особое внимание уделял вопросам, необходимым студентам для дальнейшего обучения в ВУЗе и использования в дальнейшей профессиональной деятельности. В любых сложных ситуациях со студентами был тактичным и спокойно разрешал конфликтные ситуации. Никогда не повышал голос.

В результате многолетней педагогической работы были написаны многочисленные методические пособия по дисциплине «Теоретическая механика» и «Прикладная механика», содержащие теорию и задания для самостоятельной работы студентов. А также были приведены примеры решения заданий по основным разделам: статике, кинематике и динамике.

На протяжении всей своей деятельности повышал квалификацию: окончил курсы по программированию, учился на факультете повышения квалификации при Уральском государственном университете, на ФПК МАТИ, которому посвятил эти строки:

Здесь не скучно, уж поверьте,  
Здесь симфонии, кино,  
Представления, концерты  
И экскурсии, вино.  
Мы запомнили проблемы,  
Аналитику, термех,  
Были споры и дилеммы,  
И устойчивость, истмех.  
И пускай уходит время,  
Пусть увозят поезда,  
Эти встречи, несомненно,  
Не забыть нам никогда.

Геннадий Эдуардович участвовал в проведении студенческих олимпиад внутри ВУЗа, а также в рамках всесоюзной студенческой олимпиады «Студент и научно-технический прогресс». Свердловский горный институт проводил городские межвузовские олимпиады по теоретической механике, членом жюри которой многие годы работал Геннадий Эдуардович. В соревнованиях участвовали все ведущие ВУЗы города с общей численностью команд до ста человек. И главное, к чему стремились преподаватели на олимпиаде - проявить интерес к задачам теоретической механики и творческий подход студентов.

Геннадий Эдуардович увлекался спортом, принимал активное участие в соревнованиях институтского и межвузовского уровня, был награждён почётными грамотами за призовые места в соревнованиях спартакиады «Бодрость и здоровье». Награждён Почётной грамотой областного правительства области и Министерством образования РФ.

Самым большим увлечением Геннадия Эдуардовича была ПОЭЗИЯ. Свои творческий потенциал, чувства, мысли и размышления он сумел реализовать в опубликованных сборниках стихов

Завидую потомкам дальним-  
Дела и мысли всех в ладу –  
И их возможностям глобальным:  
Живи в сиреневом саду.  
Я в жизни этой буду верить  
В свою счастливую звезду,  
В прекрасных, умных, благородных  
И совершенных, бесподобных –  
Иначе просто не могу.

#### Библиографический список

1. Вебер Г.Э. Тученька. Стихотворения. Литературно-художественное издание. / Сост. Вебер Г.Э. Екатеринбург: Изд-во «Марафон», 2006. - 72 с.
2. Вебер Г. Э. Пусть зажурчит светло: стихотворения. - Екатеринбург: Изд-во «Марафон», 2009. - 76 с.
3. Вебер Г.Э. Кристалл чистоты. Стихотворения. Литературно-художественное издание. /Сост. Ю. В. Казарин. Екатеринбург: Изд-во «Марафон», 2006. - 64 с.
4. Лекции по теоретической механике: Учебное пособие/ Вебер Г.Э., Ляпцев С.А.; Урал. гос. горный ун-т. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008, 292 с.

## **ИТОГИ ПРОШЕДШЕГО 2022-23 УЧЕБНОГО ГОДА КАФЕДРЫ ТМ. ПЕРСПЕКТИВЫ**

**Е. Б. Волков, Л. Д. Чучманова, Д. Е. Чучманов**  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**«Мехатроника и робототехника» - одно из новейших инженерных направлений будет реализовано коллективом кафедры ТМ.**

Мехатроника - это область науки и техники, которая занимается созданием и эксплуатацией автоматических систем управления, основанных на сочетании механических, электрических и электронных компонентов. Она возникла в результате слияния механики, электроники и информационных технологий.

Мехатроника является одним из наиболее динамично развивающихся направлений в современном мире и имеет широкий спектр применения в различных отраслях промышленности, включая автомобилестроение, авиацию, медицину, энергетику и другие.

В рамках мехатроники создаются сложные системы, которые объединяют в себе различные элементы и устройства, такие как двигатели, датчики, контроллеры, исполнительные механизмы и т.д. Эти системы позволяют автоматизировать процессы, повысить производительность и точность, а также уменьшить затраты на производство.

Одним из ключевых преимуществ мехатроники является возможность создания гибких и адаптивных систем, которые могут быстро адаптироваться к изменяющимся условиям и требованиям производства. Это позволяет повысить эффективность и надежность производственных процессов, а также снизить затраты на обслуживание и ремонт оборудования.

Однако, как и любое другое направление, мехатроника сталкивается с рядом вызовов и проблем. Одной из главных проблем является сложность создания и эксплуатации мехатронных систем, которая требует высокой квалификации инженеров и специалистов в области электроники и программирования. Также необходимо учитывать экологические аспекты при разработке и использовании мехатронных систем.

Тем не менее, несмотря на эти проблемы, мехатроника продолжает развиваться и находить все большее применение в различных областях жизни. Благодаря своим уникальным возможностям и потенциалу, она может стать одним из ключевых факторов в обеспечении устойчивого развития и повышения качества жизни людей в будущем.

Применительно к горнодобывающей промышленности мехатронный подход становится всё более необходимым, так как позволяет:

- изготавливать отдельные виды и автоматизированные системы высокопроизводительного добывающего и обогатительного оборудования;
- создавать мехатронные и робототехнические системы безлюдной добычи ископаемых;

- оснастить действующие горные предприятия системами мониторинга экологической обстановки как внутри предприятия, так и на территории его расположения;

- разрабатывать обучающие системы для персонала горных предприятий.

Именно мехатроника и робототехника позволят радикально повысить безопасность труда горнорабочих, т. е. решить задачу, над которой бьются учёные, технологи и конструкторы.

В 2022-23 учебном году кафедра технической механики выступила в новом статусе: стала выпускающей кафедрой при УГГУ. Набрала студентов на первый курс по специальности 21.05.04 «Горное дело».

Руководящее звено: заведующий кафедрой Волков Евгений Борисович, ученый секретарь Чучманова Любовь Дмитриевна.

В разработке составляющих основной профессиональной образовательной программы специализации «*Мехатроника и робототехника промышленных комплексов*» приняли участия такие ведущие преподаватели кафедры, как профессор Афанасьев Анатолий Ильич, доцент Волков Евгений Борисович, доцент Двинин Леонид Алексеевич, профессор Копачев Валерий Феликсович, доцент Котельников Андрей Петрович, доцент Таугер Виталий Михайлович, ст. преподаватель Чучманова Любовь Дмитриевна. Для обеспечения технической поддержки был привлечен учебно-вспомогательный персонал: инженер Алямова Любовь Валентиновна, заведующая лабораторией Титова Ирина Викторовна, а также инженер Чучманов Денис Евгеньевич.

Наряду с дисциплинами, связанными непосредственно с мехатроникой и робототехникой, такими как «Детали мехатронных модулей», «Мехатронные системы управления», «Теория автоматического управления», «Международный инжиниринг», «Микропроцессорная техника в мехатронике и робототехнике», «Конструирование мехатронных модулей», «Промышленные мехатронные системы», «Информационная поддержка робототехнических производств», изучаются дисциплины блока специализации по горному делу: «Электрификация горных предприятий», «Основы переработки полезных ископаемых», «Аэрология шахт», «Маркшейдерское дело», «Горнопромышленная экология», «Физика горных пород», «Горные машины и оборудование». Данный симбиоз дисциплин позволит выпускать высококвалифицированных специалистов, которые смогут обеспечивать технологичность мехатронных и робототехнических систем, их подсистем, отдельных модулей, техническое оснащение рабочих мест мехатронным и робототехническим оборудованием на предприятиях горной промышленности, а также осваивать вводимое оборудование.

В учебном плане специалитета 21.05.04 «Горное дело» специализация «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов» имеется ряд дисциплин, которые формируют комплекс умений общего характера, тесно связанных с личностными качествами, важных во всякой профессии: «Русский язык и деловые коммуникации», «Управление коллективом», «Самоорганизация



и self-менеджмент», «Основы правовых знаний и финансовая грамотность», «Развитие навыков критического мышления» и т. п.

В 1 семестре 2022-23 уч. года группа МР-22 в количестве 25 человек приступила к занятиям в университете. Старостой учебной группы был назначен Шестаков Андрей, куратором от кафедры Чучманова Л.Д.

Срок обучения программы специалитета составляет 5 л. 6 м. На данном этапе кафедрой реализуется только очное обучение, заочное – в перспективе.

Стандарты новой образовательной программы определяют области, объекты и виды профессиональной деятельности выпускников, их способности к решению профессиональных задач. Определены перечни компетенций: универсальные, общекультурные, профессиональные. Также стоит отметить, что студентам будет предложено получить дополнительное образование по одной из 40 дополнительных программ (модулей). Таким образом, по итогам успешного окончания вуза возможно будет получить 2 квалификации: первую – горный инженер по специализации «Мехатроника и робототехника промышленных комплексов» и дополнительную вторую без увеличения срока обучения и дополнительной платы.

В процессе изучения студентами дисциплин блока специализации «Мехатроника и робототехника» возникает необходимость применять полученные теоретические навыки на практике. Предоставить им такую возможность в наиболее удобной и понятной форме - одна из задач, которую призвана полноценно решить лаборатория мехатроники и робототехники.

Для этих целей в конце 2022 года было закуплено новое учебно-лабораторное оборудование в рамках проекта «Новая инженерная школа для промышленности». Наладка стендов, модулей, комплексов производилась силами инженерно-вспомогательного персонала кафедры под руководством инженеров из группы сопровождения и поддержки предприятий – изготовителей. Студенты- первокурсники также принимали активное участие в становлении новой лаборатории, в которой будут в недалеком будущем получать практические навыки, тем самым уже осваивая профессиональные компетенции по монтажу и пуско-наладочным работам нового мехатронного и робототехнического оборудования.

Оборудование приобреталось на средства, полученные по программе «Приоритет 2030».

Стоит заметить, что оборудование лаборатории возможно использовать для научных изысканий при реализации коммерческих проектов, а также выполнять научно-исследовательские работы со студентами. В демонстрационных целях, например, на «Днях открытых дверей», лаборатория используется в рамках профессиональной ориентации для школьников и их родителей.

На горно-механическом факультете группа МР-22 выделяется своей сплоченностью, исполнительностью – у нас есть надежный товарищ – староста группы Андрей Шестаков. Декан и заместители декана высоко ценят его обязательность и умение ладить с коллективом. Студенты группы в свободное от занятий время занимаются в спортивных секциях, выступают за факультет на

различных соревнованиях, трудятся в горняцком педагогическом отряде «Морион», поют в хоре «Горный хрусталь» и регулярно участвуют в постановках творческого факультета УГГУ.

Студенческая жизнь – бесспорно самое прекрасное время! Но она не так беззаботна и легка, как кажется на первый взгляд. К концу 2 семестра в группе МР-22 осталось 17 студентов. Некоторые студенты не смогли продолжить обучение из-за задолженностей, образовавшихся в первом семестре. Остались самые стойкие и проверенные: «хорошистов» 9 человек, «отличников» пока нет, но ребята стараются, учатся на своих ошибках.

Наши студенты ведут не только активную творческую и спортивную жизнь, но и с огромным интересом и вовлеченностью пробуют себя в научно-исследовательской деятельности. Например, на Всероссийскую научно-техническую конференцию «Математическое моделирование механических явлений», проводимую кафедрой ТМ традиционно раз в два года, ребята под руководством опытных педагогов-наставников пишут научные статьи и планируют выступления с докладами и презентациями.

На 2023-2024 учебный год кафедрой анонсирован набор по новой образовательной программе бакалавриата по направлению 15.03.06 «Мехатроника и робототехника», профиль (направленность): Мехатроника и робототехника промышленных производств. От действующей программы специалитета ее будет отличаться срок обучения и отсутствие так называемых «горных» компетенций, но бесспорно она будет востребована и не менее актуальна для развития промышленности нашей страны, т.к. будет соответствовать потребностям рынка труда и иметь высокий спрос среди работодателей.

# ПРОВЕРКА НА УСТОЙЧИВОСТЬ СИСТЕМЫ ИЗ ТРЕХ РУЛОНОВ (ШТРИПС) МЕТАЛЛА

Волков Е.Б., Майнингер В.А., Ситдикова С.В., Кочнева Л.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Одним из востребованных видов продукции металлообрабатывающей промышленности является лента стальная (штрипс), получаемая в результате резки горячекатаных, холоднокатаных или оцинкованных рулонов. Штрипс – металлическая полоса, смотанная в рулон (рис. 1). Применяется в качестве сырья для производства различных изделий. Самые распространенные материалы для производства штрипс: рулонный прокат меди, алюминия, оцинкованной стали с декоративно-защитным покрытием и без него. Полосы из металлопроката применяют в производстве профилированных изделий и другой продукции.

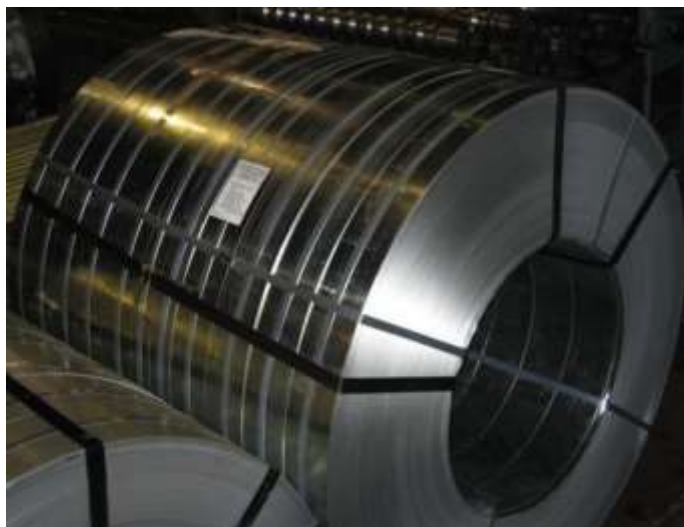


Рис. 1 Намотанный рулон (штрипс)

Штрипсы служат для изготовления: металлического штaketника, элементов водосточных систем, профиля с П, С, Г, Z, омега-образной формы поперечного сечения, каркасов навесных фасадов и гипсокартонных систем, добротных элементов кровли, ламмелей жалюзи,

оконных отливов и каплеуловителей, лотков различного назначения и других изделий [1].

При хранении рулонов металла возникает необходимость в достаточно большой площади складских помещений, поэтому для экономии складского пространства рулоны весом несколько тонн укладывают друг на друга как показано на рисунке 2.

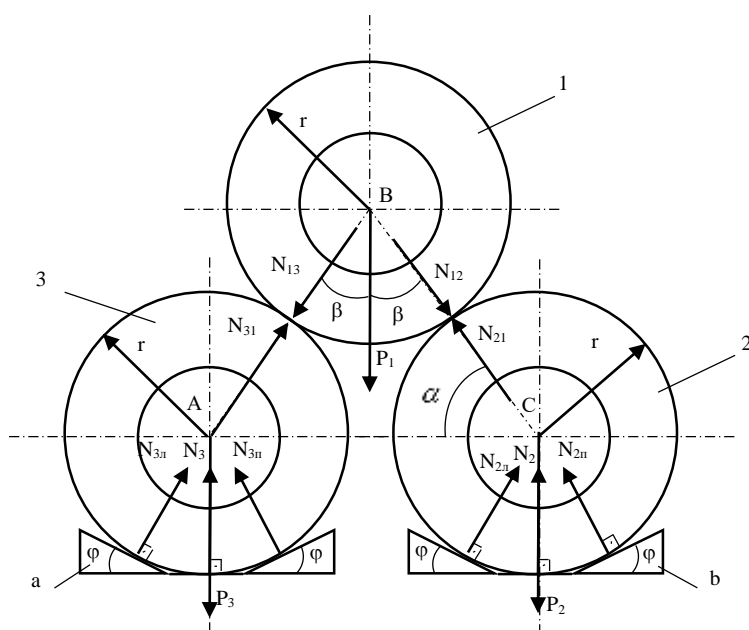


Рис. 2 Расчетная схема системы из трех рулонов

Таким образом, целесообразным является расчет устойчивости, которую обеспечивают полимерные полеты.

Рассчитаем параметры полимерного полета, способного обеспечить статическую устойчивость системы.

Три одинаковых рулона (штрипс) 1, 2 и 3 весом  $P_1$ ,  $P_2$  и  $P_3$  соответственно опираются на две одинаковые полимерные полеты,  $a$  и  $b$  (рис. 2). Задачей данного исследования является определение наименьшего угла выступа полимерной полеты  $\varphi$ , при котором система способна сохранять равновесие.

Рассмотрим равновесие всей системы, имея в виду:  $N_2 = N_3 = K$ ;  $P_1 = P_2 = P_3 = P$ ;  $N_{3l} = N_{2n} = R$ , также положим, что  $N_{3n} = N_{2l} = 0$ , исходя из задачи

исследования.  $N_{3l}$ ,  $N_{13}$  и  $N_{2l}$ ,  $N_{12}$  - внутренние усилия. По свойству внутренних сил их геометрическая сумма равна нулю [2]. Тогда уравнение равновесия системы на ось  $y$ :  $\sum F_{ky} = 0: 2R\cos\varphi - 3P = 0$ , отсюда

$$3P = 2R\cos\varphi \quad (1)$$

Для определения давления рулона 1 на рулоны 2 и 3 рассмотрим равновесия рулона 1 отдельно (рис. 3), положив, что  $N_{3l} = N_{2l} = N$ . Уравнение равновесия системы на ось  $y$ :

$$\sum F_{ky} = 0: 2N\cos\beta - P = 0,$$

отсюда:

$$2N\cos\beta = P. \quad (2)$$

Далее рассмотрим взаимодействие только рулонов 1 и 3 (рис. 4), т.к. взаимодействие рулонов 1 и 2

аналогично. Составим уравнения равновесия рулона 3 на оси  $x$  и  $y$ :  $\sum F_{kx} = 0: R\sin\varphi - N\sin\beta = 0$ ;  $\sum F_{ky} = 0: R\cos\varphi - N\cos\beta - P = 0$ , отсюда:

$$R\sin\varphi = N\sin\beta \quad (3)$$

$$R\cos\varphi - N\cos\beta = P \quad (4)$$

Решая систему (5) равенств (1), (2), (3), и (4) получим соотношение углов  $\varphi$  и  $\beta$ .

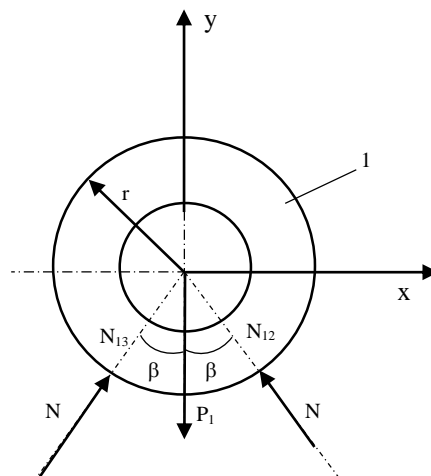


Рис. 3 Расчетная схема для определения взаимодействия катков 1, 2 и 3

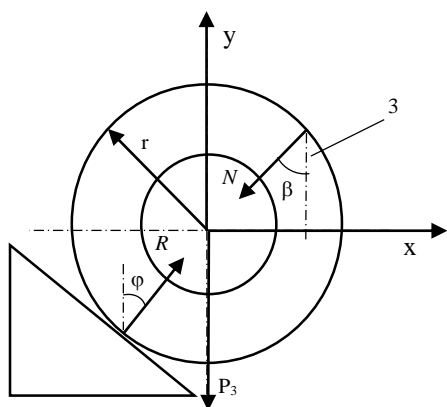


Рис. 4 Расчетная схема для определения взаимодействия катков 1 и 3

$$\begin{cases} 3P = 2R\cos\varphi \\ 2N\cos\beta = P \\ R\sin\varphi = N\sin\beta \\ R\cos\varphi - N\cos\beta = P \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} N\cos\beta = \frac{P}{2} \\ R\cos\beta - \frac{P}{2} - P = 0 \\ R\sin\varphi = \frac{P}{2}\operatorname{tg}\beta \\ R\cos\varphi = \frac{3P}{2} \end{cases} \quad (6)$$

Из системы уравнений (6) имеем:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{\operatorname{tg}\beta}{3} \quad (7)$$

Заметим, что равенством (7) определяется условие равновесия данной системы. Рассчитаем угол  $\beta$  из равнобедренного треугольника ABC (рис.1), используя теорему косинусов. Параметры для расчета угла  $\beta$ :  $AC=2r+240$  мм=1,89 м;  $AB=BC=1,65$  м.

$$4\cos\alpha = AC, \quad (8)$$

Тогда угол  $\beta = 34,94^\circ$ . Подставив полученное значение угла в равенство (7) получим  $\varphi = 13,10^\circ$ .

Подводя итог представленному выше решению отметим, что для равновесия системы из трех рулонов, опирающихся на полимерные полеты  $a$  и  $b$  (рис. 1) по заданным параметрам, угол наклона выступа такой полеты  $\varphi$  должен быть не менее  $13,10^\circ$ . Стоит заметить, что полученный результат гарантирует статическое равновесие системы без ее проверки с учетом трения между рулонами и полимерными полетами.

На основе данного расчета возможно получить параметры укладки рулонов (расстояние между рулонами 2 и 3), а также рассчитать предельно допустимое усилие, оказываемое весом рулона 1 на рулоны 2 и 3.

#### Библиографический список

1. <https://www.mobiprof.ru/article/proizvodstvo-shtripsa/>
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст]: учебник для вузов / С. М. Тарг. – 19-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2009. – 416 с. - ISBN 978-5-06-006114-7.

# КЛАССИФИКАЦИОННЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ

Майнингер В.А., Волков Е.Б.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Вибрационные грохоты являются самыми распространёнными среди всех видов промышленных грохотов. Они незаменимы во многих отраслях промышленности. Эти аппараты используются не только для разделения сырьё, но и для его обогащения или дробления.

Вибрационные грохоты широко используют в горнорудной промышленности для разделения материалов на классы перед дроблением, промывки материала перед обогащением в тяжелых средах и последующей отмывки суспензий, обезвоживания продуктов обогащения. Для аналогичных целей вибрационное грохочение используют в горно-химической, угольной промышленности и при производстве строительных материалов [1].

На вибрационных грохотах материал разделяется по крупности (или обезвоживается) в процессе вибрационного перемещения по просеивающей поверхности. Это является характерным, но не основным признаком вибрационного грохота, поскольку такое перемещение реализуется в целой группе грохотов, которую принято называть плоскими подвижными грохотами с колебательным движением просеивающей поверхности. Принципиальная же особенность вибрационного грохота состоит в том, что характер колебательного движения, амплитуда и форма траекторий грохота определяются исключительно динамическими факторами – силовым воздействием, генерируемым приводом, числом и массой движущихся элементов, а также числом, расположением и характеристиками упругих элементов [1].

Также следует отметить, что вибрационные грохоты применяют для сортировки сухих материалов и жидких масс. В них вибрация решета вызывается полностью или частично динамическими причинами, незначительной амплитудой и большой частотой колебаний. Материал при грохочении расслаивается — тонкие частицы оказываются под крупными, что ускоряет и делает более качественным процесс грохочения. Благодаря вышеизложенным характеристикам режима работы виброгрохотов можно выделить их следующие достоинства: высокую производительность; небольшой удельный расход энергии, высокий КПД (>90%). В дополнение к этому стоит отметить, что вибрационные грохоты, как одни из видов промышленных грохотов, в свою очередь имеют свои подвиды, у которых существуют определенные задачи, а также плюсы и минусы. В связи с этим, целью данного исследования будет являться изучение разновидностей вибрационных грохотов и их характеристик, включая достоинства и недостатки, а также попытка обновить существующую классификацию с учетом проведенной работы.

Современные вибрационные грохоты можно классифицировать следующим образом:

- по типу вибромеханизмов: инерционные, эксцентрикковые и электромагнитные;

- по форме траектории движения рабочей части: грохоты с направленными или замкнутыми колебаниями;
- в зависимости от режима работы грохоты бывают нерезонансного и резонансного действия;
- по технологическим признакам: по числу установленных на них просеивающих поверхностей: односитные и многоситные;
- по расположению просеивающих поверхностей относительно горизонта: наклонные (угол наклона  $\alpha = 12...30^\circ$ ) и горизонтальные, или слабонаклонные ( $\alpha = 5...6^\circ$ ) [2] и крутонаклонные;
- по мобильности: передвижные и стационарные.

В свою очередь, инерционные грохоты принято делить на три типа в зависимости от насыпной плотности грохотимого материала:

- Л – легкий виброгрохот (рис. 1), который предназначается для промежуточного и упаковочного разделения таких пород, как: песок, щебень, гравий и прочие материалы по фракциям. Оснащается частотным регулятором оборотов. Вес веществ и материалов при этом не должен превышать  $1,35...1,4$  т/м<sup>3</sup>, размер кусков — не больше 150 мм и влажность не более 5%;



Рис. 1. Инерционный грохот легкого типа

- С – средний виброгрохот (рис. 2), который предназначен для товарного и промежуточного просеивания таких полезных ископаемых: песок, щебень, гравий и прочих материалов по фракциям. Инерционный грохот средней серии также оснащается регулятором частоты вращения. Масса загружаемого на рабочую поверхность материала при этом не должна превышать  $1,75...1,8$  т/м<sup>3</sup>, размер кусков — не больше 200 мм, а влажность должна составлять не более 5% [3].





Рис. 2. Инерционный грохот среднего типа

- Т – тяжелый виброгрохот (рис. 3), который предназначен для промежуточного просеивания песка и разделения по фракциям гравия, щебня и тому подобных материалов и их смесей. Данный вид инерционных грохотов оснащается



частотным регулятором оборотов. Масса просеивающего материала не должна превысить 2,8...2,85 т/м<sup>3</sup>, а размер кусков загружаемого материала или их смеси — не больше 300 мм.

– Влажность при всем этом не должна превышать 5%.

Рис. 3. Инерционный грохот тяжелого типа

Грохоты легкого типа предназначены главным образом для угольной промышленности, среднего – для промышленности строительных материалов, тяжелого – для горнорудной промышленности.



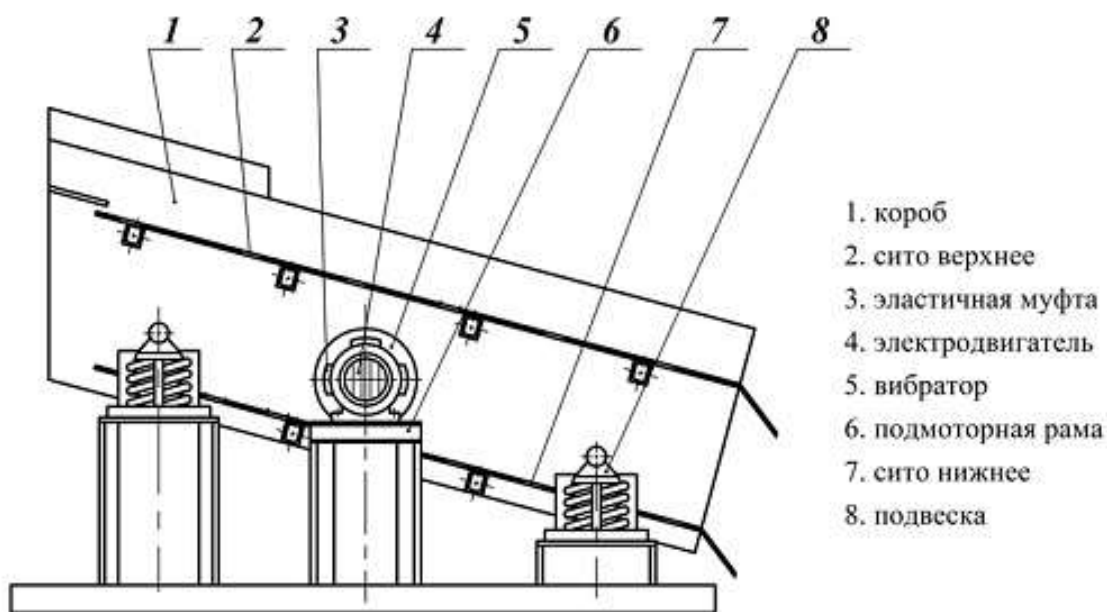


Рис. 4. Инерционный виброгрохот

Инерционный тип грохотов (рис. 4) оснащен виброприводом, сообщаящим грохоту орбитальные колебания в вертикальной плоскости. Для транспортировки материала по ситам короб инерционного грохота устанавливается под углом  $7-17^\circ$  к горизонту.

Среди достоинств инерционных грохотов можно выделить:

- высокую вибрационную интенсивность;
- высокую производительность;
- простую и надежную конструкцию, которая обеспечивает бесперебойность производства;
- ремонт и обслуживание не требуют больших финансовых и временных затрат [4].

Недостатками инерционных систем грохочения являются:

- достаточно быстрый износ ходовых узлов и деталей;
- истирание рабочей поверхности короба при прохождении по нему материалов.

Далее рассмотрим такой вид виброгрохотов, как эксцентровые.

В эксцентровых грохотах подвижная рама с просеивающей поверхностью имеет постоянную амплитуду колебаний, зависящую от величины эксцентриситета приводного вала (поэтому эти грохоты называют гирационными и полувибрационными) [5]. Конструкции гирационных грохотов всех типоразмеров в основном аналогичны.

Эксцентровые грохоты (рис. 5) значительно отличаются от инерционных. Эти грохоты относятся к плоским качающимся грохотам с круговыми качаниями (гирациями) в вертикальной плоскости.

Характерными признаками эксцентрового грохота являются эксцентровый вал, сообщающий непосредственно и жестко соединенной с ним подвижной раме вынужденное качательное движение по окружности.

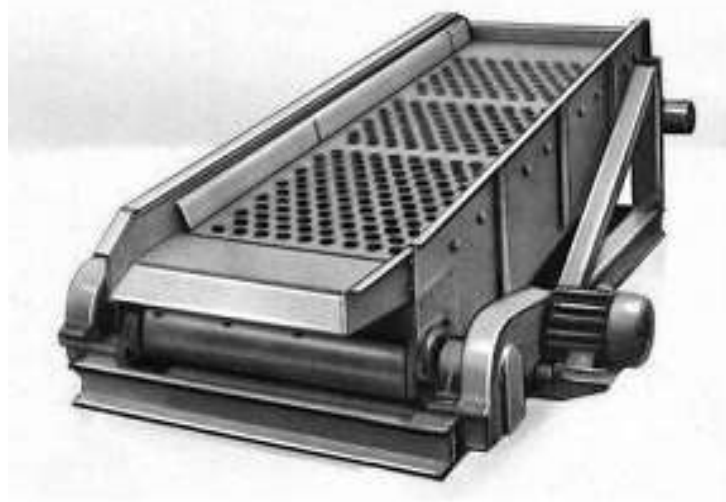


Рис. 5. Эксцентрик грохот

Достоинства эксцентриковых (гирационных) грохотов:

- уравновешенность конструкции и спокойная работа при равномерном движении короба с материалом по круговой траектории;
- большая производительность;
- высокое качество сортировки.

В этих грохотах относительно быстро выходят из строя амортизационные пружины и имеют место повышенные нагрузки на опорные конструкции в результате резонанса при пуске и остановке грохота. Эти недостатки устраняются с применением пневмобаллонных амортизаторов, с помощью которых грохоты можно устанавливать на фундаменте или подвешивать [5].

В промышленности строительных материалов в основном применяют быстроходные вибрационные и эксцентриковые грохоты как наиболее эффективные.

При грохочении мелких материалов применяются также грохоты, у которых в качестве вибровозбудителя используются электромагнитные вибраторы. Их работа основана на действии электромагнита, через который пропускается переменный ток.

Достоинство электромагнитных вибрационных грохотов - отсутствие механического привода с трущимися частями.

Недостатки рассматриваемого грохота: необходимость установки специального генератора; неравномерный и относительно быстрый износ сита; неодинаковая амплитуда колебаний - большая в средней части и меньшая по краям, что создает неравномерную работу сита и снижает эффективность грохочения.

Основным результатом проведенного исследования является разработка обобщенной схемы классификации современных вибрационных грохотов, которая представлена на рисунке 6.

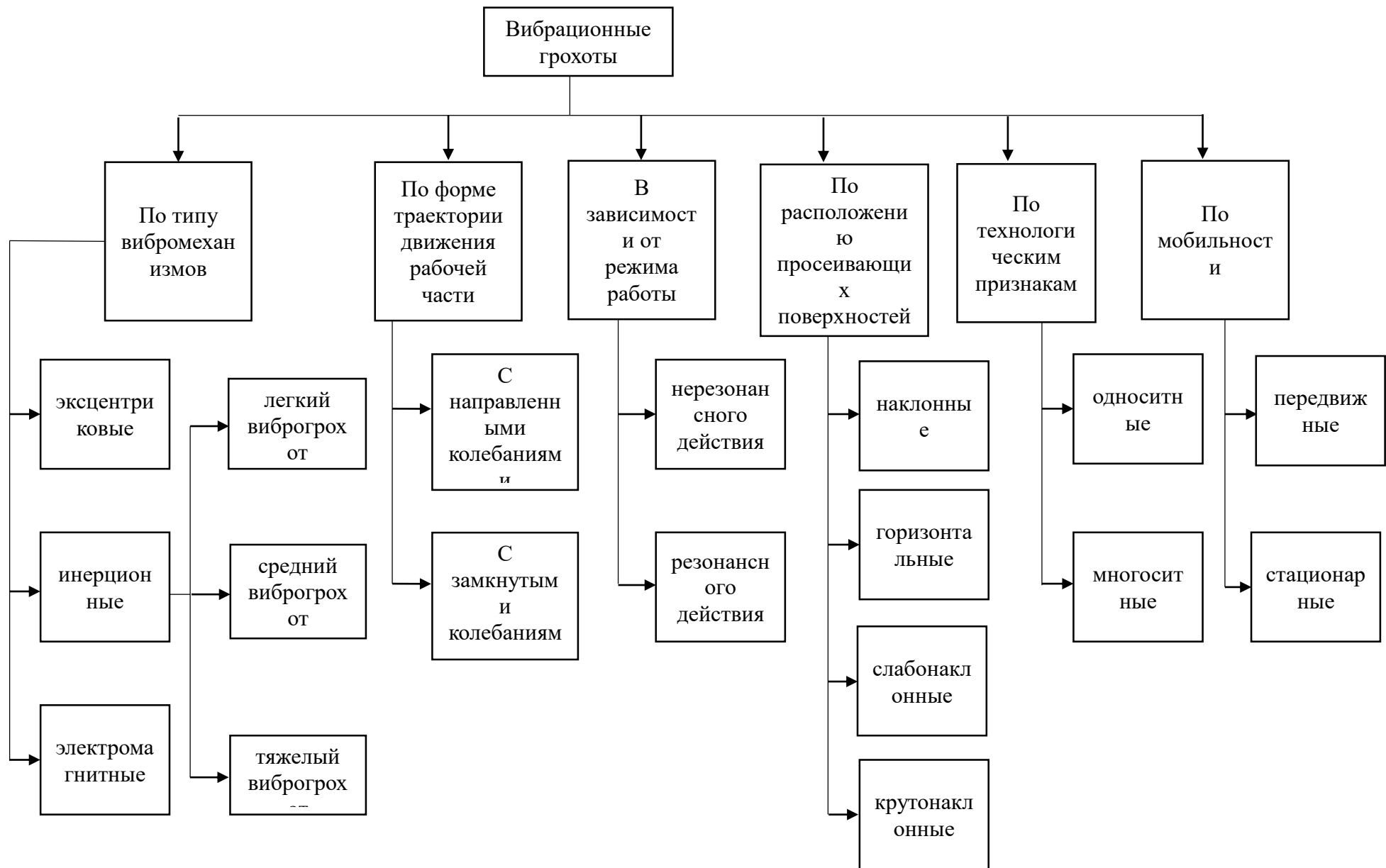


Рис. 6. Классификация современных вибрационных грохотов

Подводя итоги нашего исследования, следует отметить, что вибрационные грохоты высокоэффективны, благодаря чему находят широкий спрос в самых различных отраслях промышленности, при этом вытесняя другие виды промышленных грохотов.

Таким образом, можно сделать вывод о главных преимуществах этих аппаратов, применяемых для виброгрохочения, а именно: высокая производительность и точность; отверстия сита практически не забиваются; компактность; использование для тонкого и крупного грохочения; простота регулировки и замены сит; небольшой расход энергии.

#### Библиографический список

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. — М.: Недра, 1986. 144 с.
2. <http://kanmash.ru/grohoty.html>
3. <http://drobix.ru/grohoty-inercionnye/>
4. <http://www.mining-portal.ru/etc/1/primenenie-i-preimushchestva-ispolzovaniya-inercionnyh-grohotov/>
5. [https://studopedia.ru/8\\_161912\\_obshchie-svedeniya.html](https://studopedia.ru/8_161912_obshchie-svedeniya.html)

# МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ В АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНОМ БАРАБАННО-ПОЛОЧНОМ СЕПАРАТОРЕ

Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненко Д.Д., Гребенкин С.М.,  
Соколов Р.В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Следует определить влияния скорости и направления силы давления воздуха на величину веера частиц после свободного полета момент контакта с барабаном. При регулировании скорости воздуха вентилятора, возможно разделять породу и руду, отличающиеся на 20% коэффициентами трения, восстановления и плотностью. взаимосвязь физико-механических характеристик горной породы, которые определяют скорость схода кусков с трамплина, скорость воздуха, подаваемого вентилятором в зону сепарации и параметров трамплина.

**Ключевые слова:** Частицы, сепаратор, трамплин, скорость движения воздуха.

Дальнейшее совершенствование сепаратора с криволинейным трамплином переменного радиуса с целью увеличения веера разделения материала перед попаданием его на барабан было осуществлено путем снабжения барабана 6 вентилятором (см. рис. 1, поз.7,11).

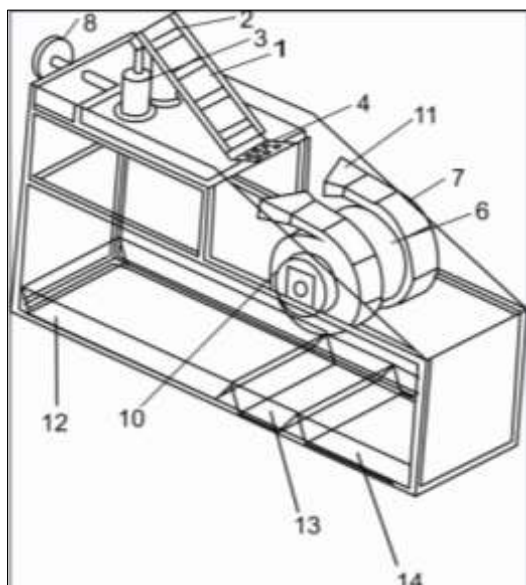


Рис. 1. Аэродинамический активный барабанно-полочный сепаратор

Воздух через диффузоры 11 подается в горизонтальной плоскости и тормозит частицы, имеющие относительно небольшую плотность и обладающих парусностью. Эти частицы попадают на поверхность барабана, расположенную перед вертикальной плоскостью симметрии, и затем отражаются в сторону трамплина. Более тяжелые частицы пустой породы попадают на поверхность барабана, расположенную за вертикальной плоскостью симметрии, и затем отражаются в сторону от трамплина. Таким образом, повышается эффективность разделения.

Породы, способные в процессе дробления расщепляться и тем самым увеличивать поверхность, приобретают новые свойства – «парусность», которая может быть эффективно использована для процесса разделения. Разделение таких минералов осуществляется за счет различия их скоростей витания, которые зависят от плотности, формы и размеров кусков.

На рис. 2 представлена расчетная схема при движении частицы в воздушном потоке при сходе ее с криволинейного трамплина фрикционного сепаратора.

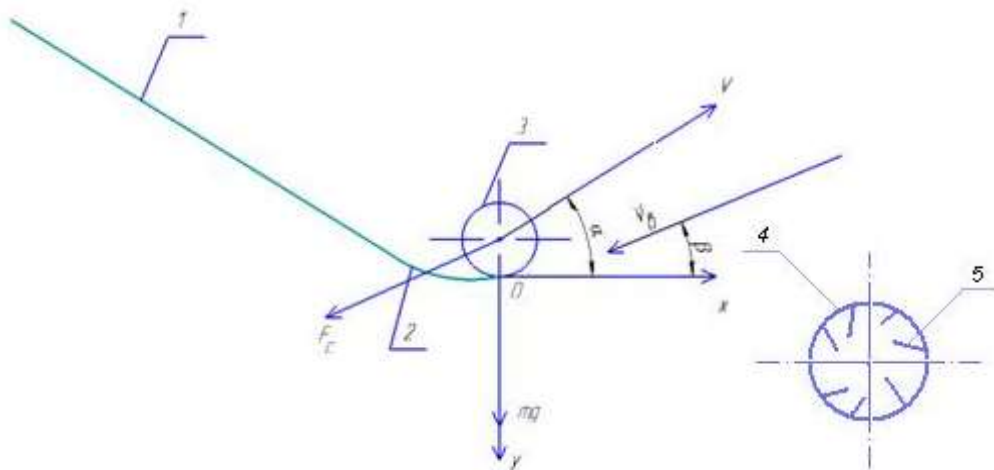


Рис. 2. Схема действия сил на частицу:  
1 – разгонная плоскость; 2 – трамплин; 3 – частица

При движении частицы в подвижной воздушной среде, на нее действует сила тяжести и сила давления воздуха.

Согласно закону Ньютона, векторную силу давления воздуха на частицу горной породы по оси  $X$  можно представить в виде:

$$F_{cx} = AC\rho_B(V\cos\alpha + V_1\cos\beta)^2 \quad (1)$$

где  $A = \pi d^2/4$  – площадь проекции частицы,  $m^2$ ;  $V$  – вектор скорости частицы,  $d$  – диаметр частицы,  $m$ ;  $C$  – коэффициент обтекаемости (парусности);  $\rho_B$  – плотность воздуха (при нормальной температуре и атмосферном давлении,  $\rho_B = 1,22 \text{ кг/м}^3$ ),  $\alpha$  – угол наклона скорости частицы при сходе с трамплина к оси  $OX$ , град;  $\beta$  – угол наклона силы давления воздуха к оси  $OX$ , град;  $V_1$  – скорость воздуха, поступающего от вентилятора,  $m/c$ .

Векторная сила давления воздуха на частицу горной породы по оси  $Y$  равна:

$$F_{cy} = AC\rho_B(-V\sin\alpha + V_1\sin\beta)^2 \quad (2)$$

Движение частицы под действием указанных сил в осях  $XU$  описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -a(V\cos\alpha + V_1\cos\beta)^2 \\ m\ddot{y} = mg + a(-V\sin\alpha + V_1\sin\beta)^2 \end{cases} \quad (3)$$

где  $a = AC\rho_B$ ;  $m$  – масса частицы,  $кг$ .

Ось  $x$  – горизонтальна,  $y$  – направлена вертикально вниз (см. рис. 2).

В первом приближении примем, что частица имеет сферическую форму. Масса шарообразной частицы:

$$m = \rho_M \frac{\pi d^3}{6} \quad (4)$$

где  $\rho_M$  – плотность материала частицы,  $кг/м^3$ .

Так как скорость схода частицы с трамплина значительно меньше скорости воздуха, подаваемого вентилятором, то система уравнений (3) приобретает вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} + k_1 \dot{x} = -k_2 \\ \ddot{y} + k_3 \dot{y} = k_4 \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{где: } \begin{cases} k_1 = \frac{3c}{d} \frac{\rho_B}{\rho_M} V_1 \cos\beta \cos\alpha \\ k_2 = \frac{1,5c}{d} \frac{\rho_B}{\rho_M} V_1^2 \cos^2\beta \end{cases} \begin{cases} k_3 = \frac{3c}{d} \frac{\rho_B}{\rho_M} V_1 \sin\beta \sin\alpha \\ k_4 = \frac{1,5c}{d} \frac{\rho_B}{\rho_M} V_1^2 \sin^2\beta + g \end{cases}$$

Интегрируя первое уравнение системы (5), получим:

$$\begin{cases} x = A_1 + A_2 e^{-k_1 t} - \frac{k_2}{k_1} t \\ \dot{x} = -A_2 k_1 e^{-k_1 t} - \frac{k_2}{k_1} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} y = A_3 + A_4 e^{-k_3 t} + \frac{k_4}{k_3} t \\ \dot{y} = -A_4 k_3 e^{-k_3 t} + \frac{k_4}{k_3} \end{cases} \quad (7)$$

где  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – константы интегрирования, определяемые из начальных условий: при  $t = 0$   $\dot{x} = V_{0x} = V_H \cos\alpha$  и  $x = 0$ .  $A_1 + A_2 = 0$ ;  $\dot{y} = V_H \sin\beta$  и  $y = 0$ .  $A_3 + A_4 = 0$ .

Выразив  $\dot{x}$  и  $\dot{y}$  из уравнений (6 и 7) с учетом начальных условий, получим:

$$A_1 = (V_H \cos\alpha + \frac{k_2}{k_1}) k_1^{-1} \quad (8)$$

$$A_2 = -(V_H \cos\alpha + \frac{k_2}{k_1}) k_1^{-1} \quad (9)$$

$$A_3 = (V_H \sin\alpha + \frac{k_4}{k_3}) k_3^{-1} \quad (10)$$

$$A_4 = -(V_H \sin\alpha + \frac{k_4}{k_3}) k_3^{-1} \quad (11)$$

Свободный полет частицы заканчивается ударом о барабан. Координаты точки удара частицы о барабан и ее скорость определяют начальные условия для дальнейшего движения частицы и, соответственно, основной параметр процесса разделения – выход обогащенного материала.

Подставим уравнения (8 – 11) в (6), (7) и выражение для абсциссы и ординаты частицы:

$$\begin{cases} x = \left( (V_H \cos \alpha + \frac{k_2}{k_1}) k_1^{-1} \right) (1 - e^{-k_1 t}) - \frac{\cos \beta V_1}{2 \cos \alpha} t \\ \dot{x} = \left( V_H \cos \alpha + \frac{k_2}{k_1} \right) e^{-k_1 t} - \frac{\cos \beta V_1}{2 \cos \alpha} \\ y = \left( (V_H \sin \alpha + \frac{k_4}{k_3}) k_3^{-1} \right) (1 - e^{-k_3 t}) + \frac{k_4}{k_3} t \\ \dot{y} = \left( V_H \sin \alpha - \frac{k_4}{k_3} \right) e^{-k_3 t} + \frac{k_4}{k_3} \end{cases} \quad (12)$$

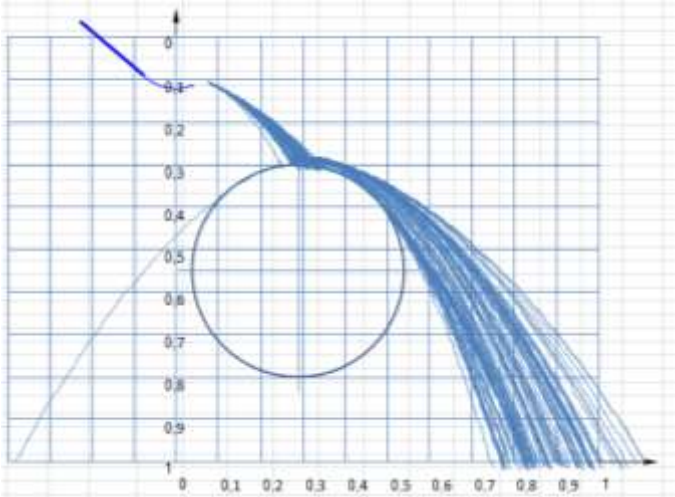


Рис. 3. Траектория движения частиц при скорости воздуха 0 м/с и угле  $\beta = 0$  град

имитационная модель, которая была реализована на ПЭВМ.

Целью исследований было определение влияния скорости и направления силы давления воздуха на величину веера частиц после свободного полета в момент контакта с барабаном. Характеристики частиц (коэффициенты трения, восстановления, плотность, размеры) соответствовали асбестовой руде крупностью +2-50 мм.

На рис. 3 – 7 приведены траектории движения частиц асбестовой руды (серпентинита примерно 10%) и пустой породы (габбро, диорита, перидотита, дунита – 90%).

В вышеприведенных уравнениях имеются переменные, которые являются случайными величинами. Это:

1. Начальная скорость частицы перед началом свободного полета –  $V_H$ . Она зависит от коэффициентов трения частицы о разгонную плоскость и криволинейный трамплин.
2. Плотность частицы –  $\rho_M$ .
3. Размеры частицы –  $d$ .

Аналитически однозначно описать кинематику частицы при свободном полете не представляется возможным, поэтому была разработана

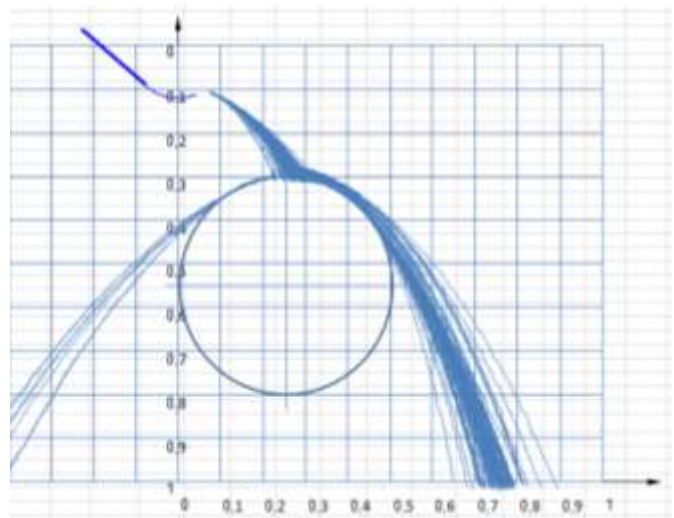


Рис. 4. Траектория движения частиц при скорости воздуха 5 м/с и угле  $\beta = 0$  град



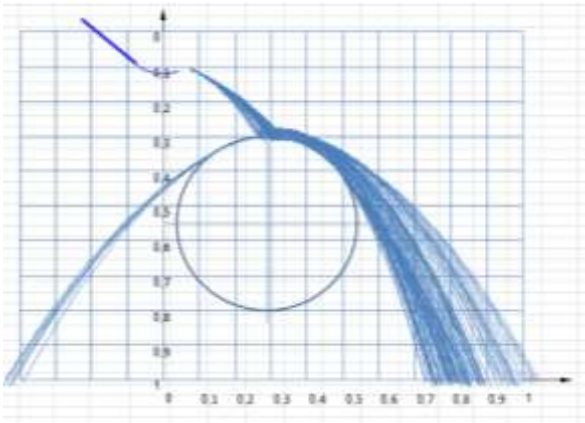


Рис. 5. Траектория движения частиц при скорости воздуха 5 м/с и угле  $\beta = 60$  град

Ось барабана имеет координаты:  $X = 0,29$  м,  $Y = 0,55$  м. Скорости движения воздуха изменялись от 0 до 10 м/с, угол  $\beta = 0 \dots 90$  град, угол наклона разгонной плоскости  $\alpha = 40$  град, начальный радиус дуги трамплина 120 мм, угол дуги трамплина 60 град.

В результате моделирования установлено, что частицы меньшей плотности (содержащие асбест) быстрее теряют горизонтальную составляющую скорости и попадают на барабан левее вертикальной оси симметрии.

Это приводит к отбрасыванию их в левую емкость, где собирается асбест. Направление движения воздуха для

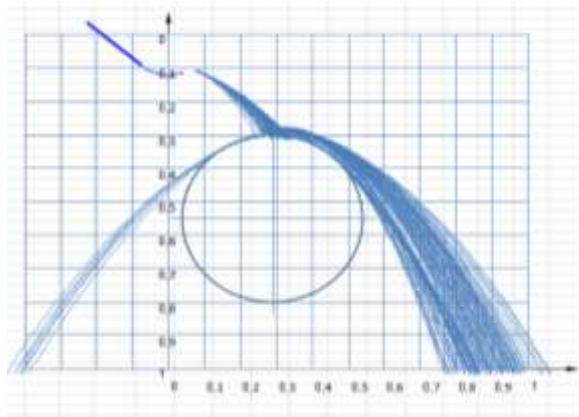


Рис.6. Траектория движения частиц при скорости воздуха 5 м/с и угле  $\beta = 90$  град

плотности горной породы 3000...2500 кг/м<sup>3</sup> практически не влияют на абсциссу точки контакта частицы с барабаном. Следовательно, регулировать процесс разделения на второй стадии поворотом направления движения воздухом нецелесообразно. Наиболее эффективным способом регулирования процесса разделения второй стадии является изменение скорости движения воздуха.

Для стабильного разделения асбестовой руды (серпентинита) от пустой породы (габбро, диорита, перидотита, дунита) необходимо, чтобы веера этих материалов не накладывались друг на друга. Для данного аппарата это вполне возможно осуществить, так как коэффициент трения скольжения серпентинита на 20...30% больше, чем пустой породы. Поэтому скорость схода частиц серпентинита с

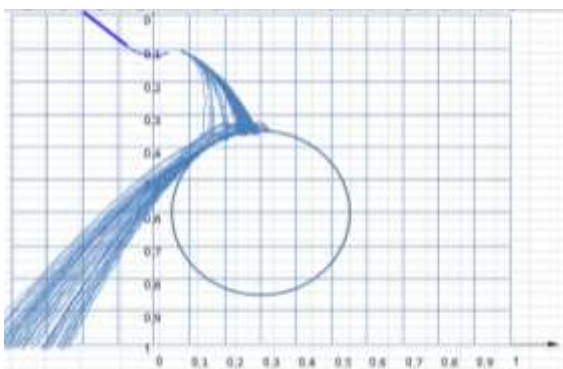


Рис. 7. Траектория движения частиц при скорости воздуха 10 м/с и угле  $\beta = 0$  град

трамплина меньше, чем пустой породы. Следовательно, при прочих равных условиях частицы серпентинита будут попадать на барабан левее вертикальной оси, а частицы пустой породы – правее этой оси. Таким образом, будет происходить разделение асбестосодержащей горной породы.

В табл. 1 приведена часть результатов имитационного моделирования процесса разделения асбестовой руды.

## Результаты процесса разделения асбестовой руды

№	Максимальный и минимальный коэф. трения	Максимальная и минимальная плотность горной породы, кг/м <sup>3</sup>	Угол наклона силы давления воздуха, β, град	V <sub>в</sub> , м/с	Число частиц упавших слева и справа от барабана	Горная порода
1	0,41 / 0,23	2990 / 2520	0	0	1/99	Серпентинит, габбро, диорит, перидотит, дунит
2				2,5	3/97	
3				5	10/90	
4				7	20/80	
5				10	46/54	
6			30	0	0/100	
7				2,5	4/96	
8				5	8/92	
9				7	12/88	
10				10	37/63	
11			60	0	0/100	
12				2,5	3/97	
13				5	7/93	
14				7	11/89	
15				10	23/77	
16			90	0	0/100	
17				2,5	2/98	
18				5	4/96	
19				7	9/91	
20				10	15/85	
21	0,46 / 0,36	2750 / 2520	0	0	31/69	Серпентинит
22				2,5	41/59	
23				5	66/34	
24				7	82/18	
25				10	99/1	
26	0,41 / 0,23	2990 / 2750	0	0	8/92	Габбро, диорит, перидотит, дунит
27				2,5	6/94	
28				5	11/89	
29				7	21/79	
30				10	45/55	

Результаты экспериментов, приведенные в табл. 1 показывают, что относительно легкий серпентинит, имеющий более высокий коэффициент трения, чем габбро, диорит, перидотит и дунит выделяется левее вертикальной оси симметрии барабана.

На рис. 8. приведены зависимости количества частиц (в %), упавших левее барабана, от скорости воздуха при различных углах наклона воздушной струи к горизонту.

Регрессионные зависимости этих кривых имеют вид:

$$\text{Ряд 1: } \beta = 0; y = 0,547 x^2 - 1,0467 x + 1,40; R^2 = 0,99 \quad (13)$$

$$\text{Ряд 2: } \beta = 30; y = 0,464 x^2 - 1,22 x + 1,45; R^2 = 0,97 \quad (14)$$

$$\text{Ряд 3: } \beta = 60; y = 0,192 x^2 + 0,31 x + 0,36; R^2 = 0,99 \quad (15)$$

$$\text{Ряд 4: } \beta = 90; y = 0,111 x^2 + 0,402 x + 0,0193; R^2 = 0,99 \quad (16)$$

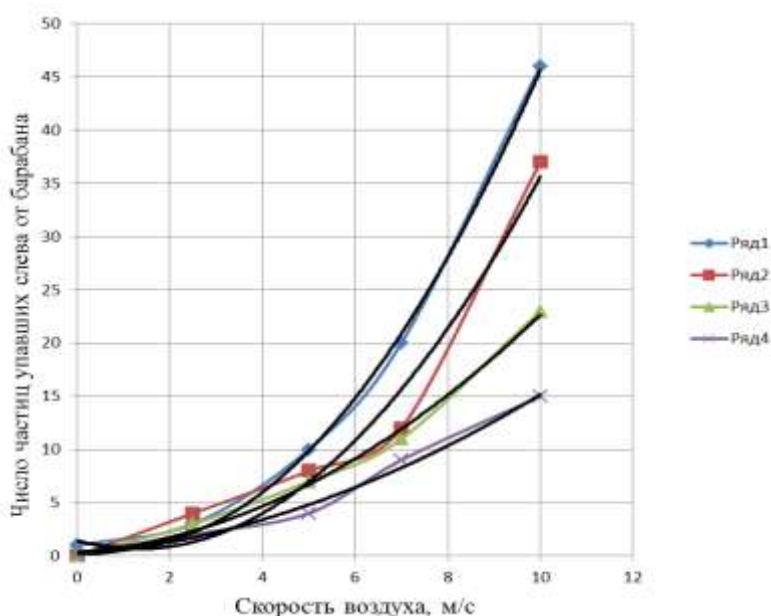


Рис. 8. Зависимость количества частиц (в %), упавших левее барабана, от скорости воздуха

Из табл. 1, рис. 8. видно, что при скорости воздуха 5 м/с для принятого расположения барабана относительно трамплина, примерно 10% от всех частиц отделяется от всей массы. Это соответствует практически полному извлечению серпентинита из горной породы.

Вывод: регулируя скорость воздуха вентилятора, возможно разделять породу и руду, отличающиеся на 20% коэффициентами трения, восстановления и плотностью.

На рис. 9 приведены зависимости количества частиц (в %), упавших левее барабана, от угла наклона воздушной струи к горизонту. Регрессионные зависимости этих кривых имеют вид:

$$\text{Ряд 1: } V_b = 5 \text{ м/с}; y = 0,0006x^2 - 0,13x + 11,1; R^2 = 0,99 \quad (17)$$

$$\text{Ряд 2: } V_b = 7 \text{ м/с}; y = 0,0022x^2 - 0,32x + 19,9; R^2 = 0,99 \quad (18)$$

Анализируя вышеприведенные регрессионные зависимости, уравнения (12) и рис. 7 – 9, можно сделать следующий вывод: повышение эффективности разделения при движении частиц в воздухе можно осуществить, если горизонтальную скорость легких частиц (обладающих парусностью) уменьшить до такого значения, при которой частица упадет на барабан левее его вертикальной оси.

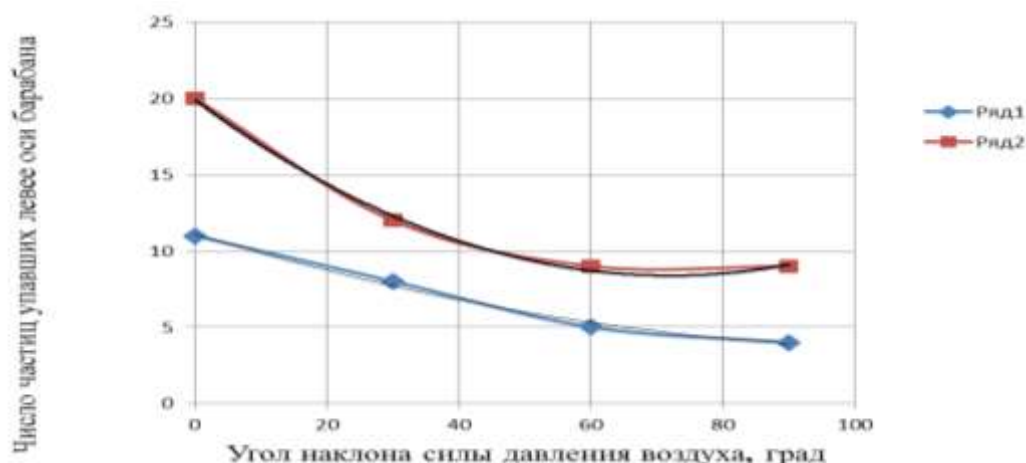


Рис. 9. Зависимость количества частиц (в %), упавших левее барабана, от угла наклона силы давления воздуха к горизонту

Для выявления влияния скорости вращения барабана и плотности породы на процесс разделения были произведены расчеты на имитационной модели. В результате численного эксперимента была получена регрессионная зависимость количества частиц, упавших слева от вертикальной оси барабана от скорости вращения:

$$y = -0,077 x^2 + 1,82 x + 2,96; R^2 = 0,91 \quad (19)$$

На рис. 10 приведена зависимость количества частиц (в %), упавших левее барабана, от угловой скорости вращения барабана. Скорость воздуха была равна 5 м/с, угол наклона воздушной струи к горизонту  $\beta = 0$ , коэффициенты трения породы 0,41...0,23.

Уравнение (19) и рис. 10 показывают наличие рациональной скорости вращения барабана, лежащей в пределах 10...13 рад/с.

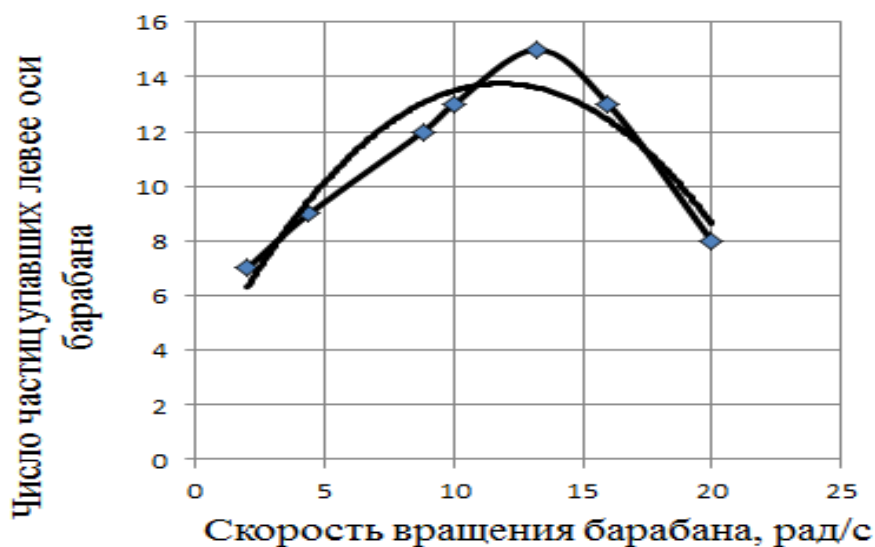


Рис. 10. Зависимость количества частиц (в %), упавших левее барабана, от угловой скорости

На рис. 11 приведена зависимость количества частиц (в %), упавших левее барабана, от плотности горной породы. Скорость воздуха была равна 5 и 7 м/с, угол наклона воздушной струи к горизонту  $\beta = 0$ , коэффициенты трения породы 0,41...0,23, коэффициент «парусности» равен 0,8.

В результате численного эксперимента была получена регрессионная зависимость количества частиц, упавших слева от вертикальной оси барабана, от их плотности:

$$y = 1E - 06 x^2 - 0,00133 x + 37,7; R^2 = 0,99 \quad (20)$$

$$y = 6E - 06 x^2 - 0,0428 x + 88,7; R^2 = 0,98 \quad (21)$$

Из рис. 11 видно, что при одинаковых коэффициентах трения, скорости воздуха,

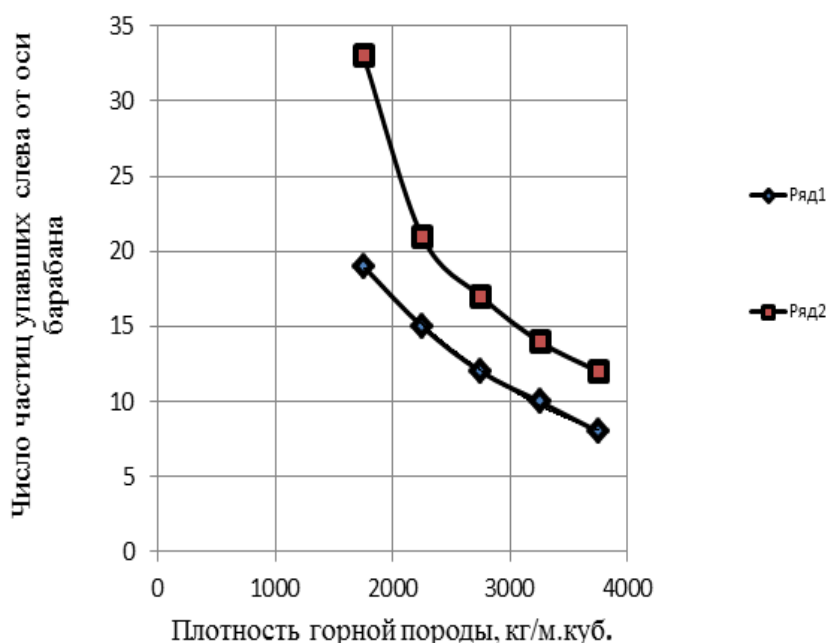


Рис. 11. Зависимость числа частиц, упавших левее оси барабана

от их плотности при различной скорости воздуха:

1 ряд –  $V_{в} = 5$  м/с

2 ряд –  $V_{в} = 7$  м/с

увеличение плотности породы приводит к уменьшению величины веера падения частиц. Для увеличения веера падения частиц при относительно большой плотности породы необходимо повышать скорость воздуха. Рассматривая процесс движения частицы по элементам сепаратора можно получить связь их конструктивных параметров и физико-механических свойств горных пород. На рис. 12 изображена схема удара частицы о барабан.

Время ( $t_n$ )

движения частиц на максимальную высоту после схода с трамплина находится в результате решения уравнений (3) при  $\beta = 0$ .

$$t_n = V_{н} \sin \alpha / g \quad (22)$$

Максимальная высота подъема частицы после схода с трамплина находится из уравнения:

$$h_n = 0,5(V_{н} \sin \alpha)^2 / g \quad (23)$$

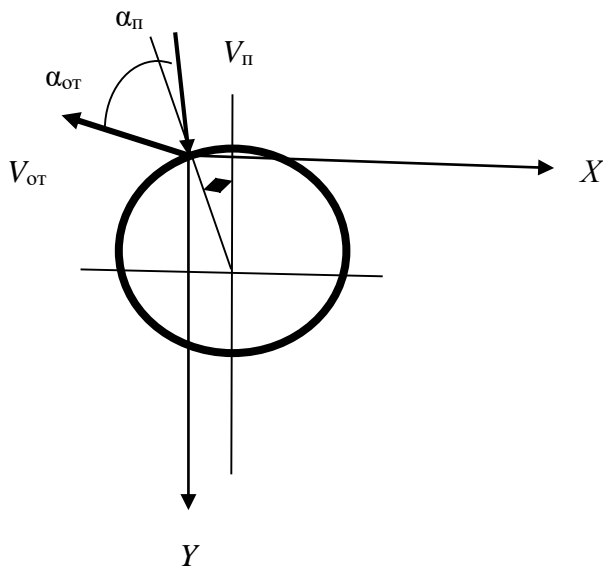


Рис. 12. Схема удара частицы о барабан

Путь частицы от точки максимального подъема до точки контакта с барабаном по вертикали:

$$h_o = h_n + Y_A - Y_B - 0,5d \quad (24)$$

где:  $Y_A$  – ордината оси барабана, м;  $Y_B$  – ордината точки схода частицы с трамплина, м;  $d$  – диаметр барабана, м.

Время ( $t_o$ ) движения частиц до встречи их с барабаном находится из уравнения:

$$t_o = [2(h_n + Y_A - Y_B - 0,5d)/g]^{0,5} \quad (25)$$

Путь частицы от точки максимального подъема до точки контакта с барабаном по горизонтали:

$$x_k = [(V_n(\cos\alpha)^2 + 0,5V_B)/\cos\alpha] (k_1)^{-1} [1 - \exp(-k_1 t_o)] - 0,5 t_o V_B / \cos\alpha \quad (26)$$

Это расстояние должно быть меньше или равно абсциссе оси барабана  $X_A$ .

В противном случае частица после удара о барабан упадет справа от его оси.

Условиями отражения частицы влево от вертикальной оси барабана при выполнении неравенства  $x_k \leq X_A$  являются:

1. Угол падения (см. рис. 12) должен быть больше или равен нулю:  $\alpha_{п} \geq 0$ .
2. Горизонтальная составляющая скорости частицы в момент удара о барабан должна быть меньше скорости точки, находящейся на его поверхности:  $\omega R > V_R \sin\alpha_{п}$ .
3. Скорость отражения больше нуля, т.е. коэффициент восстановления при ударе частицы больше нуля:  $V_{от} > 0$ .

Из первого условия отражения следует:

$$(V_n \cos\alpha + 0,5V_B / \cos\alpha) \exp(-k_1 t_o) > 0,5V_B / \cos\alpha \quad (27)$$

Из уравнения (27) находится скорость воздуха:

$$V_B < 2V_n(\cos\alpha)^2 [\exp(k_1 t_o) - 1]^{-1} \quad (28)$$

Таким образом, можно найти взаимосвязь физико-механических характеристик горной породы (плотности, размеров и формы кусков, коэффициента трения), которые определяют скорость схода кусков с трамплина, скорость воздуха, подаваемого вентилятором в зону сепарации и параметров трамплина.

Для стабильного разделения асбестовой руды (серпентинита) от пустой породы (габбро, диорита, перидотита, дунита) необходимо, чтобы веера этих материалов не накладывались друг на друга. Для данного аппарата это вполне возможно осуществить, так как коэффициент трения скольжения серпентинита

на 20...30% больше, чем пустой породы. Поэтому скорость схода частиц серпентинита с трамплина меньше, чем пустой породы. Следовательно, при прочих равных условиях частицы серпентинита будут попадать на барабан левее вертикальной оси, а частицы пустой породы – правее этой оси.

Таким образом, будет происходить эффективное разделение асбестосодержащей горной породы.

Следует отметить, что регулировать процесс разделения возможно путем изменения параметров логарифмической спирали – начального радиуса и угла спирали. Варьируя эти параметры, можно изменять скорость схода частицы с трамплина и угол наклона траектории к горизонту, что позволит уменьшить скорость воздуха и, соответственно, его расход.

### Библиографический список

1. Рабочий процесс полочного фрикционного сепаратора с криволинейным трамплином переменной кривизны / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, Ю.М. Казаков // Известия УГГУ, 2016. Выпуск 2(42). С. 70 - 72.

2. Рабочий процесс трехстадийного фрикционно-воздушного сепаратора с криволинейным трамплином / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, Ю.М. Казаков // Известия вузов. Горный журнал, 2016. № 8. С. 49 - 54.

3. Математическое моделирование технологии классификации глиноземов в аэродинамических потоках фрикционных аппаратов / В. Я. Потапов, В. Н. Макаров, Н. В. Макаров, В. В. Потапов, П. М. Анохин // Вестник Забайкальского государственного университета, 2017. Т. 23, № 1. С. 44 - 51.

4. Разработка фрикционных сепараторов, использующих физико-механические характеристики материалов/ В. Я. Потапов, В. В. Потапов, А. В. Семёнов, П. М. Анохин // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#), 2017. № 5. С. 57 - 67.

5. Математическая модель процесса разделения горной массы на полочном сепараторе с криволинейным трамплином переменного радиуса / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, В. В. Потапов // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#), 2016. № 8. С. 16 - 22.



# РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНОГО СЕПАРАТОРА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ АСБЕСТОВОЙ РУДЫ

Афанасьев А. И., Потапов В. Я., Потапов В. В., Степаненко Д. Д., Гребенкин С. М.,  
Соколов Р. В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Результаты теоретических исследований и имитационного моделирования процесса разделения по трению и упругости положены в основу разработки фрикционного сепаратора. При проведении экспериментов исследовалось влияние конструктивных параметров сепаратора. По результатам анализа фракции объединялись в однородные продукты, рассчитывались технологические показатели. Результаты технологических испытаний подтвердили возможность использования данного сепаратора для разделения асбестосодержащих продуктов.

**Ключевые слова:** Сепаратор, руда, частицы, конструктивные параметры.

При расчете параметров аэродинамически активного сепаратора определим диапазон их изменения для различных по свойствам составляющих исходный продукт: пустой породы (габбро, диорит, перидотит, дунит) и содержащей полезное ископаемое (серпентинит).

*Исходные данные для расчета сепаратора*

1. Производительность по исходному материалу –  $Q = 36$  т/ч.
2. Максимальная и минимальная плотность ( $\text{кг/м}^3$ ) исходного материала  $\rho_{\max} = 2970$ ,  $\rho_{\min} = 2520$ .
3. Максимальный и минимальный размер частиц (мм) исходного материала –  $d_{\max} = 40$ ,  $d_{\min} = 5$ .
4. Размеры частиц руды (эквивалентные диаметры) распределены по нормальному закону с параметрами: выборочное среднее –  $d_{\text{ср}} = 22,5$  мм, дисперсия –  $\sigma^2 = 36$ ).
5. Максимальный и минимальный коэффициенты кинетического трения частиц исходного материала о поверхность полки и барабан:
  - а)  $f_{\max} = 0,41$ ,  $f_{\min} = 0,23$ ; б) серпентинита –  $f_{\max} = 0,46$ ,  $f_{\min} = 0,36$ .
6. Максимальный и минимальный коэффициенты мгновенного трения при ударе частиц материала о поверхность полки и барабан –  $f_{\max y} = 0,13$ ,  $f_{\min y} = 0,08$ . Коэффициент мгновенного трения распределен по нормальному закону с параметрами: выборочное среднее –  $f_{\text{ср}} = 0,1$ , дисперсия –  $\sigma^2 = 0,01$ ).
7. Зависимость коэффициента восстановления от коэффициента мгновенного трения:  $k_{\text{в}} = 0,3 - 0,8 f_y$ .
8. Параметры криволинейного трамплина – логарифмической спирали ( $r = ke^{k_1\theta}$ ):  $r_A = 100$  мм, и  $\theta_A = 72,6^\circ$  – полярные координаты, начальный радиус вектор спирали,  $k = 78$  мм,  $k_1 = 0,22$  – постоянные параметры.
9. Начальная скорость падения частиц на разгонную плоскость:  $V = 0,1$  м/с.
10. Ордината оси барабана  $Y_A = 0,55$  м, абсцисса оси барабана  $X = 0,3$  м (координаты уточняются после расчета).
11. Диаметр барабана  $d = 0,5$  м и угловая скорость его вращения  $\omega = 10$  рад/с (диаметр барабана и скорость уточняется после расчета).



12. Коэффициент парусности  $c = 0,8$ .

Минимальный угол наклона ( $\alpha_n$ ) разгонной плоскости находим из условия безостановочного движения нераспушенного асбеста (пешки,  $f_{\max} = 0,74$ ):

$$\alpha = 1,1 \arctg(f_{\max}) = 1,1 \arctg(0,74) \approx 40 \text{ град} \quad (1)$$

Принимаем в первом приближении длину разгонной плоскости  $L$ , равной 1 м и находим по среднему коэффициенту трения горной массы скорость схода породной частицы с разгонной плоскости:

$$V_A = [2gL(\sin\alpha - f_{\text{cp}}\cos\alpha)]^{0,5} = [2g \cdot 1(\sin 40 - 0,35\cos 40)]^{0,5} \approx 2,71 \text{ м/с} \quad (2)$$

$$f = 0,5(f_{\max} + f_{\min}) = 0,5(0,46 + 0,23) \approx 0,35 \quad (3)$$

Находим конструктивные параметры криволинейного трамплина:

$$r_A = ke^{k_1\theta_A}, \quad \theta_A + \alpha + \mu = \pi, \quad \text{tg}\mu = \frac{1}{k_1} \quad (4)$$

Задаваясь величиной  $k$  – начальным значением радиус-вектора спирали при  $\theta = 0$  и значением  $r_A = 100$  мм – величиной радиус-вектора частицы в начале ее движения по спирали, находим угол  $\mu = 77,4$  град.

При известном значении  $\mu$  остальные параметры:

$$k_1 = 0,22, \quad \theta_A = 72,6 \text{ град}, \quad \theta_B = 125 \text{ град}.$$

Рассчитываем скорость отрыва частицы от криволинейного трамплина и определяем ее горизонтальную и вертикальную составляющие.

$$V_B^2 = \{ V_A^2 e^{2f(-\alpha)} - e^{k_1\theta_A + 2f(-\alpha)} [A \sin(-\alpha) + B \cos(-\alpha)] \} e^{-2f(\theta + \mu - \pi)} + e^{k_1\theta} (B \cos(\theta + \mu - \pi) - A \sin(\theta + \mu - \pi)) = 1,72 \quad (5)$$

$$\text{где } A = -\frac{2gk(k_1 + 3f)\sqrt{1+k_1^2}}{1+(k_1+2f)^2} = -\frac{2g \cdot 0,078(0,22+3 \cdot 0,4)\sqrt{1+0,22^2}}{1+(0,22+2 \cdot 0,4)^2} \approx -0,52$$

$$B = \frac{2gk[1-f(k_1+2f)]\sqrt{1+k_1^2}}{1+(k_1+2f)^2} = \frac{2g \cdot 0,078[1-0,4(0,22+2 \cdot 0,4)]\sqrt{1+0,22^2}}{1+(0,22+2 \cdot 0,4)^2} \approx 0,22$$

$$V_x = V_B \cos\varphi_B = 1,59 \text{ м} \quad (6)$$

$$V_y = V_B \sin\varphi_B = 0,645 \text{ м/с} \quad (7)$$

Время  $t_n$  движения частиц на максимальную высоту после схода с трамплина находится при  $\beta = 0$ :

$$t_n = V_y/g = 0,645/9,8 \approx 0,066 \text{ с} \quad (8)$$

Максимальная высота подъема частицы после схода с трамплина находится из уравнения:

$$h_n = 0,5(V_y)^2/g = 0,5(0,5(V_y)^2/g = 0,021 \text{ м} \quad (9)$$

Путь частицы от точки максимального подъема до точки контакта с барабаном по вертикали:

$$h_o = h_n + Y_A - Y_B - 0,5d = 0,021 + 0,55 - 0,1 - 0,25 = 0,18 \text{ м} \quad (10)$$

где  $Y_A$  – ордината оси барабана, м;  $Y_B$  – ордината точки схода частицы с трамплина, м;  $d$  – диаметр барабана, м.

Ордината точки схода частицы с трамплина находится из уравнения:

$$Y_B = k \cdot \exp(k_1 \theta_B) \cos(\pi - \theta_B) = 0,078 \cdot \exp(0,22 \cdot 2,18) \cos(22) \approx 0,1 \text{ м} \quad (11)$$

Время  $t_o$  движения частиц до встречи их с барабаном находится из уравнения:

$$t_o = [2(h_n + Y_A - Y_B - 0,5d) / g]^{0,5} = [2 \cdot 0,18 / g]^{0,5} \approx 0,19 \text{ с} \quad (12)$$

Абсцисса оси барабана находится из формулы:

$$X_A = V_x t_o \approx 0,3 \text{ м} \quad (13)$$

Таким образом, расчетное значение абсциссы оси барабана для среднего коэффициента трения соответствует первоначально принятому.

Используя приведенную в приложении программу, определяем остальные параметры сепаратора и его рабочего процесса. На рис. 1 и табл. 1 приведены результаты имитационного моделирования процесса разделения асбестосодержащей руды на аэродинамически активном сепараторе.

Анализ результатов расчета, приведенных на рис. 1 и табл. 1 показывает, что абсцисса оси барабана может находиться от 0,29 до 0,31 м, а ордината от 0,55 до 0,6 м. При этом увеличение абсциссы при постоянной ординате приводит к увеличению выхода концентратов и их разубоживанию.

Увеличение ординаты приводит к возрастанию вертикальной скорости контакта частиц с барабаном и, соответственно, выходу концентрата. Возрастание скорости воздуха приводит к уменьшению горизонтальной составляющей скорости при контакте и выходу концентрата.

	A	B	C	D	E	F	G	H	
	<b>Расчет параметров процесса сепарации асбеста на аэродинамически активном фрикционном</b>								
1									
2	1. Длина наклонной плоскости, м L								1
3	2. Угол наклона плоскости к горизонту, град $\alpha$								40
4	3. Высота зоны сепарации, м								1
5	4. Параметры первой дуги: радиус, м								0,1
6	абсцисса центра, м								0
7	ордината центра, м								0
8	начальный угол (от горизонтали), град								50,0
9	угол дуги, град								75
10	5. Параметры второй дуги: радиус, м								0,1
11	абсцисса центра, м								0,1147079
12	ордината центра, м								0,1638356
13	угол дуги, град								1
14	6. Макс.коэфф. трения о наклонную плоскость, F2								0,46
15	7. Мин.коэфф. трения о наклонную плоскость, F1								0,23
16	8. Абсцисса центра барабана, м								0,3
17	9. Ордината центра барабана, м								0,55
18	10. Максимальная плотность горной массы, кг/м <sup>3</sup> PP1								2970
19	11. Радиус барабана, м								0,25
20	12. Минимальная плотность горной массы, кг/м <sup>3</sup> PP2								2520
21	13. Скорость воздуха перед трамплином, м/с								0
22	14. Коэффициент парусности частицы, C								0,8
23	15. Начальная скорость частицы, м/с								0,1
24	16. Коэфф. K2 для уравнения поверхности барабана								0,3
25	17. Коэфф. K1 для уравнения поверхности барабана								0,8
26	18. Скорость вращения вала барабана, рад/с								10
27	19. Максимальный диаметр частицы, м								0,05
28	20. Минимальный диаметр частицы, м								0,002
29	21. Максим.коэфф. мгновенного трения, FU2								0,29
30	22. Миним. коэфф. мгновенного трения, FU1								0,15
31	23. Приращение времени при интегрировании								0,004
32	24. Число частиц поступивших на сепарацию								100
33	Результаты расчета								0
34	1. Матем. ожидание абсциссы падения слева, м								-0,378083
35	2. Матем. ожидание абсциссы падения справа								0,8551429
36	3. Масса частиц упавших слева от барабана, кг								0,9325418
37	4. Масса частиц упавших справа от барабана, кг								2,9895224
38	5. Среднекв. откл. абсциссы падения слева, м								0,05011
39	6. Среднекв. откл. абсциссы падения справа, м								0,0617252
40	7. Количество частиц упавших слева								18
41	8. Скорость схода частицы с трамплина, м/с								1,5125689
42	9. Вертикальная скорость схода частицы с трамплина								0,5678071

Рис. 1. Исходные данные и результаты расчета параметров сепарации

Таблица 1

Результаты расчета параметров сепарации

№	Скорость воздуха, м/с	Масса концентрата, кг	Масса хвостов, кг	$X_A$ , м	$Y_A$ , м	Выход концентрата, %
1	0	0,3	3,03	0,3	0,55	9,0
2	0	0,15	2,9	0,3	0,6	4,9
3	4	0,24	3,8	0,3	0,6	5,9
4	6	0,49	2,62	0,3	0,6	15,7
5	0	0,06	2,98	0,29	0,6	1,98
6	4	0,19	2,82	0,29	0,6	6,3
7	6	0,33	2,67	0,29	0,6	11,0
8	6	0,45	2,6	0,29	0,55	14,7
9	2	0,33	3,21	0,29	0,55	9,3
10	0	0,3	2,78	0,29	0,55	9,7
11	0	0,6	2,38	0,31	0,55	20,2

12	0	0,3	2,96	0,31	0,6	9,2
13	2	0,27	3,5	0,31	0,6	7,2
14	4	0,38	2,8	0,31	0,6	11,9
15	2	0,3	3,11	0,3	0,6	8,8
16	0	0,93	2,99	0,3	0,55	23,7

Таким образом, для определения рационального режима работы сепаратора необходимо проведение нескольких промышленных опытов с конкретной рудой, т. е. горной массой с определенным гран. составом, коэффициентами трения и восстановления, плотностью. При наличии в исходном материале относительно большой массы пустой породы крупностью меньше 5 мм, хвосты необходимо вернуть на повторную сепарацию с параметрами, обеспечивающими выделение пустой породы крупностью меньше 5 мм.

Результаты теоретических исследований и имитационного моделирования процесса разделения по трению и упругости положены в основу разработки фрикционного сепаратора.

Испытание модели фрикционного сепаратора, конструкция которого приведена рис. 1, проведено с целью изучения зависимости технологических показателей от конструктивных параметров. Исследования проводились на продуктах различной крупности. Объектом исследований явились асбестосодержащие продукты: сходный в первую операцию разделения рудного потока, класс  $-40 +0$  мм; промышленный продукт рудного и пречистного потоков, класс  $-3 +0$  мм с массовой долей свободного волокна 1 - 2 %. Перечисленные продукты отбирались из технологической цепочки фабрики.

При проведении экспериментов исследовалось влияние конструктивных параметров сепаратора. В качестве варьируемых параметров модели использовались: угол наклона разгонной плоскости желоба  $\alpha$ , расстояние разгонной полки от оси барабана  $L$ , высота края разгонной полки над уровнем верхней точки барабана  $H$ , частота вращения барабана  $n = 66 \dots 108$  об/мин., а также направление и скорость движения воздушного потока. Кроме вышеперечисленных параметров варьирования, диаметр барабана ( $d$ ) принимался равным 500 и 800 мм. Эксперименты проводились с удельной производительностью 2,5...3,0 т/ч на метр ширины разгонной плоскости.

В качестве материала поверхности разделения рассматривались сталь и резина и их различные комбинации (полка-сталь, барабан-резина; полка-резина, барабан-сталь, полка-асбест, барабан-сталь). По результатам определения коэффициентов трения асбеста и вмещающих пород на разделительной плоскости (с покрытием сталь, резина, асбест) определена оптимальная длина разгонной плоскости фрикционного сепаратора, которая составляет 1 м. Поэтому оптимизация длины разгонной плоскости на модели сепаратора не проводилась. В ходе опытов продукты разделения собирались в отдельные фракции,

взвешивались и подвергались анализу на содержание свободного и скрытого волокна.

По результатам анализа фракции объединялись в однородные продукты, рассчитывались технологические показатели.

В качестве критерия разделения при формировании технологических показателей использовался максимальный выход хвостов с массовой долей свободного волокна не более 0,3 %.

Результаты эксперимента приведены в табл. 2 и табл. 3. Лучшими считались те из них, для которых критерий эффективности, введенный ранее, максимален ( $\gamma_x \rightarrow \max$  при  $v \leq 0,3$  %).

Таблица 2

Результаты разделения асбестосодержащих продуктов -3+0мм

№ опыта	Вид покрытия	Угол наклона ребер, град	Продукт	Выход, %	Содержание асбеста, %	Извлечен асбеста, %	Эффективность, %
Воздушный поток сформирован с торцов барабана и направлен к центру боковой поверхности							
1	Сталь	Ребер нет	Концентрат	41,5	1,55	78,6	37,4
			Хвосты	58,5	0,30	21,4	
			Итого	100	0,82	100	
2	Резина	Ребер нет	Концентрат	38,4	1,63	77,2	39,1
			Хвосты	61,6	0,30	22,8	
			Итого	100	0,81	100	
Воздушный поток сформирован с торцов барабана и направлен к центру боковой поверхности							
3	Асбест	80	Концентрат	24,6	2,45	72,7	48,5
			Хвосты	75,4	0,30	27,3	
			Итого	100	0,83	100	
4	Асбест	90	Концентрат	25,5	2,42	73,4	48,3
			Хвосты	74,5	0,30	26,6	
			Итого	100	0,84	100	
5	Асбест	100	Концентрат	29,7	2,12	74,9	45,6
			Хвосты	70,3	0,30	25,1	
			Итого	100	0,84	100	
6	Асбест	110	Концентрат	33,9	1,89	76,4	42,9
			Хвосты	61,1	0,30	23,6	
			Итого	100	0,30	100	
Воздушный поток сформирован с помощью сопла и направлен под полку узла сепарации							
7	Асбест	90	Концентрат	26,1	2,41	33,9	48,2
			Хвосты	73,9	0,30	26,1	
			Итого	100	0,85	100	

Результаты технологических испытаний свидетельствуют о том, что использование асбеста в качестве покрытия разделительной плоскости с установкой ребер под углом  $80^\circ$  и лопаток на боковых поверхностях барабана.

Анализ вышеприведенных результатов для класса (-40+0 мм) показал, что любое сочетание покрытий разгонной плоскости и барабана дает близкую эффективность разделения.

Таблица 3

Результаты исследований конструктивных и оптимальных параметров БПФС

Материал		Крупность исходного материала, мм	Продукт разделения	Выход продукта а, %	Массовая доля свободного волокна +0,5 мм, %	Диаметр барабана, мм	Частота вращения барабана, об/мин	Режим		
разгонной плоскости	барабана							$\alpha$ , град	L, см	H, см
Сталь	Сталь	-40+0	Концентрат Хвосты Итого:	8,98 91,02 100,0	15,67 0,3 1,68	800	108	35	45	30
Резина	Резина	-40+0	Концентрат Хвосты Итого:	6,3 93,7 100,0	8,24 0,3 0,8	500	66	35	35	20
Резина	Сталь	-40+0	Концентрат Хвосты Итого:	5,61 94,39 100,0	15,63 0,3 1,16	800	108	35	35	30
Сталь	Резина	-40+0	Концентрат Хвосты Итого:	9,63 90,37 100,0	11,31 0,30 1,36	800	66	35	45	35
Сталь	Сталь	-3+0	Концентрат Хвосты Итого:	25,50 74,5 100,0	2,43 0,30 0,84	500	108	35	34	17,5
Резина	Резина	-3+0	Концентрат Хвосты Итого:	60,65 39,35 100,0	1,65 0,3 1,12	500	66	30	40	25
Резина	Сталь	-3+0	Концентрат Хвосты Итого:	75,42 24,58 100,0	1,49 0,3 1,2	800	108	35	35	30
Сталь	Резина	-3+0	Концентрат Хвосты Итого:	38,76 61,24 100,0	2,12 0,3 1,007	500	108	20	30	20

Экспериментальные исследования, проведенные на физической модели, позволили сделать выводы:

1. Аэродинамически активный сепаратор при прочих равных условиях отделяет практически весь свободный асбест. При скорости воздуха равной нулю выделяется не более 70 % асбеста.

2. С целью снижения расхода воздуха, его подачу следует производить по направляющему воздуховоду прямоугольной формы. При этом извлечение

свободного асбеста составило 95 %, что вполне приемлемо для машин данного типа.

3. Для отбрасывания частицы влево от вертикальной оси барабана необходимо, чтобы горизонтальный импульс силы был больше произведения ее массы и горизонтальной составляющей скорости перед ударом о барабан. Кроме того, абсцисса точки падения частицы должна быть меньше или равна абсциссе оси барабана. Это возможно если отношение вертикальной составляющей скорости при ударе к горизонтальной для: серпентинита больше 1,6, для породных больше 1,7. Это отношение возрастает с уменьшением коэффициента трения.

Для выделения частиц серпентинита крупностью до 40 мм необходима скорость воздуха не меньше 5 м/с. При этом породные частицы крупностью меньше 5 мм также попадут в концентрат, что требует повторной стадии разделения.

Результаты технологических испытаний подтвердили возможность использования данного сепаратора для разделения асбестосодержащих продуктов.

#### Библиографический список

1. Рабочий процесс полочного фрикционного сепаратора с криволинейным трамплином переменной кривизны / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, Ю.М. Казаков // Известия УГГУ, 2016. Выпуск 2(42). С. 70 - 72.

2. Рабочий процесс трехстадийного фрикционно-воздушного сепаратора с криволинейным трамплином / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, Ю.М. Казаков // Известия вузов. Горный журнал, 2016. № 8. С. 49 - 54.

3. Математическое моделирование технологии классификации глиноземов в аэродинамических потоках фрикционных аппаратов / В. Я. Потапов, В. Н. Макаров, Н. В. Макаров, В. В. Потапов, П. М. Анохин // Вестник Забайкальского государственного университета, 2017. Т. 23, № 1. С. 44 - 51.

4. Разработка фрикционных сепараторов, использующих физико-механические характеристики материалов/ В. Я. Потапов, В. В. Потапов, А. В. Семёнов, П. М. Анохин // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#), 2017. № 5. С. 57 - 67.

5. Математическая модель процесса разделения горной массы на полочном сепараторе с криволинейным трамплином переменного радиуса / П. М. Анохин, А. И. Афанасьев, В. Я. Потапов, В. В. Потапов // [Горный информационно-аналитический бюллетень \(научно-технический журнал\)](#), 2016. № 8. С. 16 - 22.

# КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ АЭРОТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХФАЗНОЙ СРЕДЕ «АСБЕСТОВАЯ ПЫЛЬ-ГАЗОВЫЙ ПОТОК» ПРИ ФИЛЬТРАЦИИ В РУКАВНОМ ФИЛЬТРЕ

Арсланов А.А., Бельских А.М., Макаров В.Н., Макаров Н.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В период мирового кризиса эффективным направлением технической политики в горно-металлургическом комплексе является комплексное уменьшение энергозатрат и пылевых выбросов в атмосферу в системе аспирации и газоочистки, которые приходится оплачивать по все возрастающим ценам, а также сокращение инвестиций в эти системы при реконструкции и новом проектировании. Анализ различных схем аспирации и газоочистки, эксплуатируемых на предприятиях горно-металлургического комплекса, в том числе на производство асбеста, позволяет вскрыть значительные резервы, которые могут привести к уменьшению энергозатрат и пылевых выбросов. Ожидаемая эффективность обеспечивается заменой капиталоемких систем газоочистки и аспирации на энергосберегающие и экологически безопасные системы, производство которых освоено за последние 30 лет. При выборе пылеочистного оборудования, в большинстве несчастных случаев, отдают предпочтение сухим методам пылеулавливания. В случае грубой очистки выбрать пылеуловитель не представляет трудностей. При улавливании тонкодисперсной пыли, как правило, используют многоступенчатую очистку. В качестве первой ступени применяют один или несколько аппаратов предварительной очистки, а затем - аппарат тонкой, окончательной пылеочистки, к которому предъявляют наиболее высокие требования. К ним относят рукавные фильтры, электрофильтры, в особых случаях вихревые аппараты.

**Ключевые слова:** аспирация, асбестовая пыль, двухфазная среда, печь, моделирование, пылевые выбросы.

Анализ различных схем аспирации и газоочистки, эксплуатируемых на предприятиях горно-металлургического комплекса, в том числе на производство асбеста, позволяет вскрыть значительные резервы, которые могут привести к уменьшению энергозатрат и пылевых выбросов [1].

Электрофильтр и рукавный фильтр по сравнению с вихревым аппаратом обладают большей производительностью и эффективностью очистки.

Задачей разработки установки улавливания асбестовой пыли, кроме обеспечения экологических показателей, является достижение её минимального влияния на эффективность вертикальной шахтной сушильной печи. Для этого необходимо, чтобы дымосос обеспечивал условия оптимального сжигания газа и сушки асбеста в вертикально шахтной сушильной печи, при этом не приводил к росту концентрации недосушенной в прямотоке асбестовой пыли в пневмосушиле за счёт избыточной депрессии.

Анализ математического моделирования аэротермодинамических процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» ВШСП подтвердил выводы промышленных экспериментальных исследований о существенном влиянии на температуру и влажность асбестовой пыли в пневмосушиле аэротермодинамических параметров прямотока. Показано существенное влияние на температуру и влажность асбестовой пыли в пневмосушиле температуры и влажности газового потока и исходной асбестовой руды в прямотоке. В следствие неадекватного соотношения аэродинамических и инерционных сил, действующих на асбестовую пыль в прямотоке и сил



Архимеда, действующих в противотоке, в пневмосушило ВШСП поступает значительно большее количество влажной асбестовой пыли с низкой температурной из прямотока по отношению к более сухой, высокотемпературной пыли из противотока.

Компьютерное моделирование аэротермодинамических и адсорбционных процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» при фильтрации в рукавном фильтре, происходящей со скоростью практически на 3 порядка меньше скорости газового потока в газоходе, подтвердило научно обоснованную гипотезу о доминанте градиента температур газового потока по отношению к асбестовой пыли в зоне фильтрации, на процесс возникновения локальной конденсации влаги. Указанное приводит к резкому повышению вероятности локальной конденсации влаги даже при высоких температурах газового потока, особенно при низкой температуре асбестовой пыли и высокой влажности газового потока.

Математическое исследование термодинамических и адсорбционных процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» при фильтрации в рукавном фильтре осуществлялось с использованием программного пакета ANSYS [2-4]. Для 3д моделирования использовалась упрощённая графическая модель рукавного фильтра с площадью  $1 \text{ м}^2$ , изменяемой толщиной, оседаемой на него асбестовой пыли при натекании на её газовый поток со скоростью фильтрации  $0,01 \text{ м/с}$ . (рис. 1 – 6). Входные параметры газового потока и асбестовой пыли для выбранной расчётной модели определялись на базе анализа инструментальных замеров и расчётов параметров асбестовой пыли и газового потока с учётом возможностей исследования процесса конденсации влаги в процессе фильтрации в заданном диапазоне температуры и влажности [5-6].

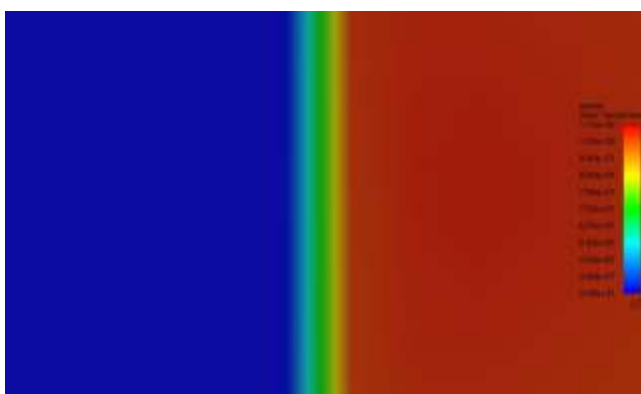


Рис. 1. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

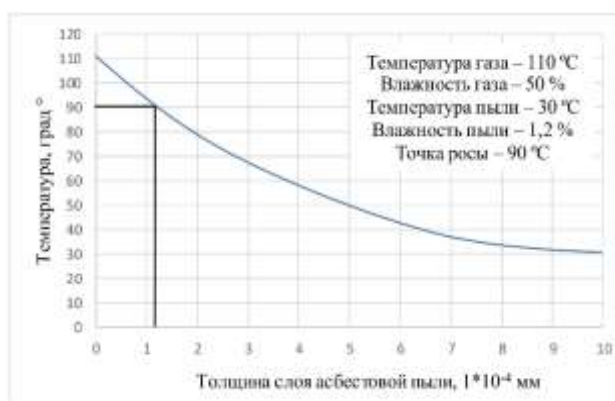


Рис. 2. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

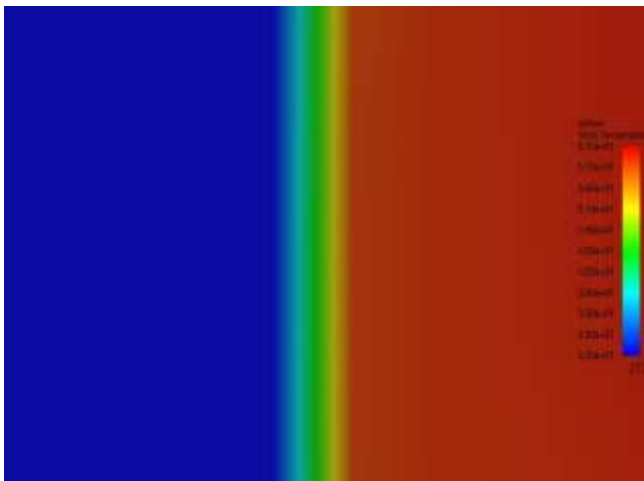


Рис.3. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

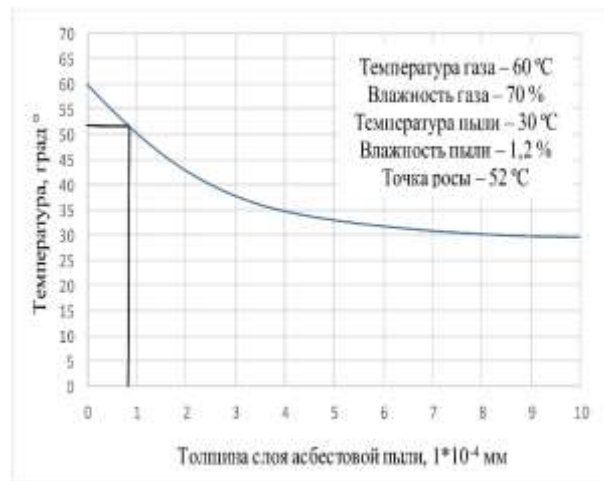


Рис.4. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

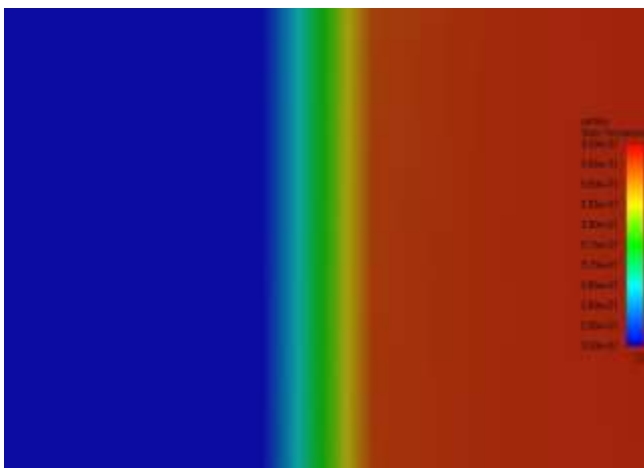


Рис.5. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

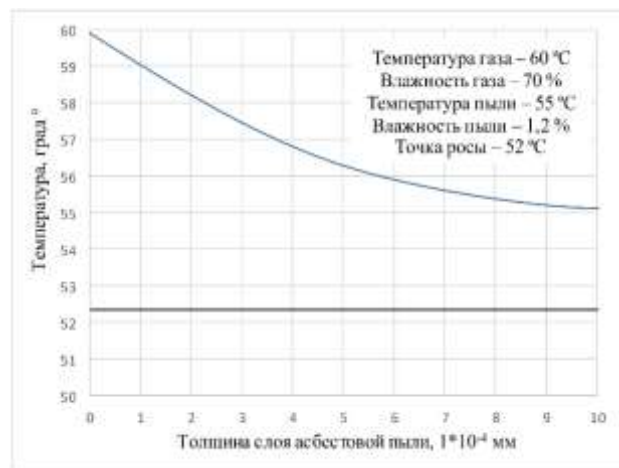


Рис.6. Распределение температуры газа на «рукавном фильтре»

Компьютерное моделирование аэротермодинамических и адсорбционных процессов в двухфазной среде «асбестовая пыль-газовый поток» при фильтрации в рукавном фильтре, происходящей со скоростью практически на 3 порядка меньше скорости газового потока в газоходе, подтвердило научно обоснованную гипотезу о доминанте градиента температур и влажности газового потока по отношению к асбестовой пыли в зоне фильтрации, на процесс возникновения локальной конденсации влаги. Указанное подтверждает возможность возникновения конденсации влаги даже при высоких температурах газового потока, особенно при низкой температуре асбестовой пыли и высокой влажности газового потока. Для исключения процесса конденсации при прочих равных условиях необходимо повышать температуру и снижать влажность асбестовой пыли на входе в рукавный фильтр, то есть фактически на входе в пневмосушило из ВШСП

Только повышение температуры газового потока на входе рукавный фильтр в условиях большего его градиента между ним и асбестовой пылью

маловероятно может служить рациональным, экономически обоснованным способом снижения вероятности конденсации влаги.

#### Библиографический список

1. ГОСТ 17.2.4.06-90. Охрана природы. Атмосфера. Методы определения скорости и расхода газопылевых потоков, отходящих от стационарных источников загрязнения: утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по охране природы от 03.07.90 N 27: дата введения 191-01-01.

2. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство/Морозов Е.М., Шамраева М.А. – М.: URSS, 2017. – 272 с.

3. Логачев К.И. Расчет вихревого течения у щелевидного бокового откоса/ К.И. Логачев., А.И. Пузанок., В.Н. Посохин// Изд. вузов. Строительство, 2004. – №6. – 64-69 с.

4. Pfeiffer, Wolfgan. Absaugluftmengen von Erfassungseinrichtungen offener Bauart// Staub Rem alt. Luft 42., 1982. -Nr.8. - S.303-308.

5. Численное исследование конвективных течений в пакете ANSYS: выпускная квалификационная работа бакалавра/Д.Ф. Ибраев. – Пермь: ПГНИУ, 2012. – 57 с.

6. Ивенский В.Г. Совершенствование систем аспирации на основе использования вихревого эффекта: Автореф. дис. к.т.н. – Ростов на Дону, 1991. – 18 с.

## ЗНАЧЕНИЕ МЕХАТРОНИКИ В МОДИФИКАЦИИ БИОНИЧЕСКИХ ПРОТЕЗОВ

Барабанов Д.В., Серёдкин Д.С., Шестаков А.А., Таугер В.М.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Человечество с давнего времени использует протезы. Вначале их применяли в косметических целях, но потом люди поняли, что могут не только скрыть недостаток, но и вернуть работоспособность конечности. И постоянные усовершенствования протезов не только улучшили внешний вид, но и повысили изначальные способности. В наше время протез представляет собой целый механизм, который может поднимать вещи потяжелее кружки. Однако ученые пока не могут придать протезу мобильность и гибкость естественной конечности, и именно поэтому на помощь должна прийти мехатроника.

История протезов берет начало в древнем Египте. Там был найден первый протез – деревянный большой палец ноги. Согласно данным ученых, он был создан в период 950-710 гг. до н. э. Он состоял из двух деревянных частей, которые скреплялись кожаными нитями. Протез имел эстетический смысл и был нужен для того, чтобы скрыть отсутствие пальца. Следующая находка была совершена в 1858 г. в итальянском городе Капуя, это была первая искусственная нога ниже колена, возраст которой более 2300 лет. Она была сделана из бронзы и железа с деревянным сердечником.

Развитие протезов рук и ног растянулось на тысячелетия, что связано со сложностью реализации движений в соответствии с желаниями носителя. Большую роль в создании многофункциональных протезов сыграли военный наёмник Гетц фон Берлихиген, отец современной хирургии и ортопедии Амбруаз Паре и др. На рис. 1 показан протез руки, разработанный Берлихигеном. Протез управлялся с помощью пружин, подвешенных на кожаных ремешках.

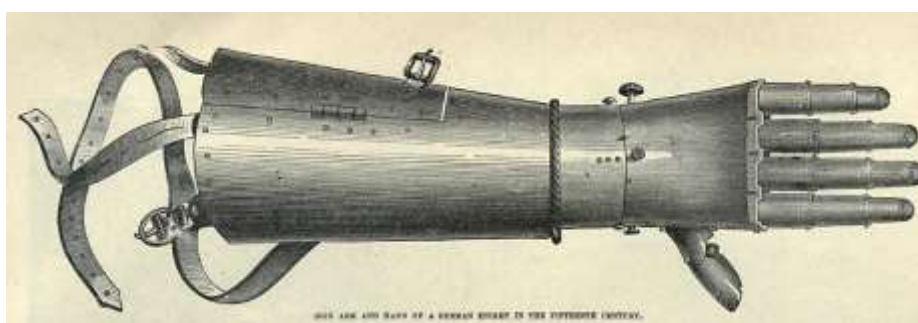


Рис. 1. Протез руки (1508 г.)

В настоящее время различают три вида протезов: *косметические*, *механические* и *бионические* (умные) [1].

Косметические протезы – простые изделия, которые предназначены для внешней имитации конечности и не выполняют никаких других функций.

Механические протезы – многофункциональные конструкции, содержащие набор модулей – суставов. Сборка протеза, как правило,

выполняется индивидуально. Протезист при его формировании учитывает физиологические особенности пациента и степень его активности.

**Бионические, или умные, протезы** – самые дорогостоящие и продвинутые модели [2]. Их ключевая особенность состоит в применении электроники и микропроцессоров, они стали результатом синтеза механической, электронной и интеллектуальной составляющих, а потому с полным правом могут считаться *мехатронными объектами*.

Работа бионических протезов основана на считывании электрического потенциала остаточных мышц. Когда вы пытаетесь подвигать рукой, мозг посылает по нервам электрические импульсы, они поступают к определенным мышцам, те сокращаются и выполняется движение. Однако, если, например, кисть потеряна, то импульсы не доходят до конечной точки и просто затухают. Биоэлектрические модели оснащаются специальными датчиками – сенсорами (рис. 2), которые считывают сигнал сокращения остаточных мышц, усиливают

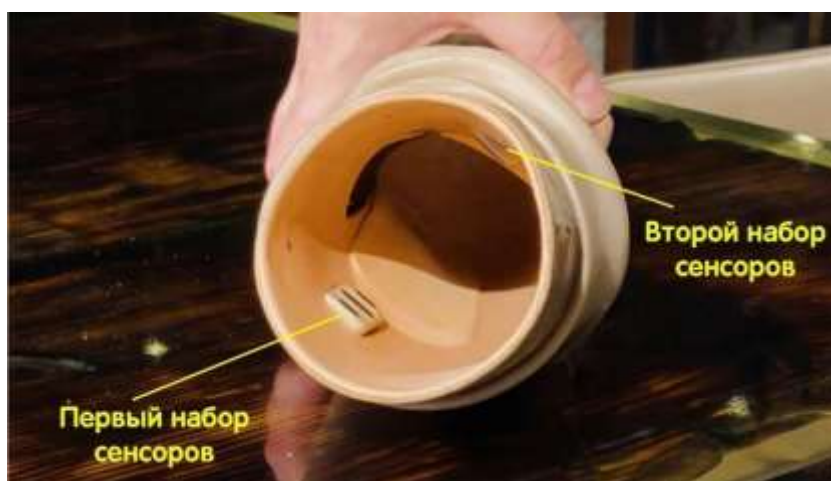


Рис. 2. Сенсорный блок протеза руки

его и дают команду сервоприводам протеза на движение.

Несмотря на впечатляющие успехи в области протезирования, бионические протезы пока далеки от совершенства. Предстоит большая работа по созданию улучшенных мехатронных компонентов. При модернизации следует направить усилия на уменьшение собственного веса конструкции, на повышение её гибкости и мобильности. В перспективе просматривается увеличение ёмкости аккумуляторов, что позволит дольше пользоваться протезом без дополнительной подзарядки. Новые сенсоры улучшат связь мозга с интеллектуальными сервоприводами, что повысит точность обработки движений.

#### Библиографический список

1. Какими бывают протезы / <https://salut-orto.ru/blog/kakimi-byvayut-protezy/>
2. Бионические протезы: на что они способны, и когда мы станем киборгами? / <https://trends.rbc.ru/trends/industry/5e91e02b9a79474e8cb6d892>

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНЫХ РАСЧЕТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Бельских А.М., Арсланов А.А., Макаров В.Н., Макаров Н.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Для снижения температуры рабочей среды многих технологических процессов, в том числе и при перемещении газа в магистральных газопроводах применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО), в которых от протекающего по оребренным трубам рабочего тела избыточная теплота удаляется с помощью принудительного движения окружающего воздуха, подаваемого с помощью вентиляторных установок. Применение АВО позволяет решить ряд актуальных хозяйственных задач: уменьшить водопотребление на технические цели, уменьшить загрязнение водоёмов и почв, обеспечить жесткие требования экологии. Однако недостаточная эффективность теплообмена «воздух-газ» требует больших поверхностей для обеспечения отвода тепла в силу низких теплофизических свойств воздуха, обуславливающих малое значение коэффициента теплоотдачи. В связи с этим АВО отличаются большими расходами охлаждающего воздуха и высокой удельной металлоемкостью. По этой причине актуальна задача повышения экономической эффективности вентиляторных установок, технического уровня и конкурентоспособности отечественных АВО

Для построения математической модели, определяющей оптимальные локальные значения среднерасходной скорости вентилятора  $\varphi_{\text{опт}}$  и вентиляторной установки  $\varphi_{\text{уорт}}$  необходимо решить два уравнения:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial \eta_y}{\partial \varphi} = 0, \quad (1)$$

где  $\eta$ ,  $\eta_y$  КПД вентилятора и вентиляторной установки соответственно.

Выражение для КПД вентилятора и вентиляторной установки получим после соответствующих преобразований с учётом для переменных значений удельной быстроходности в виде:

$$\eta_y = 1 - \frac{\varphi^2 + \varphi_{\text{опт}}^2}{\varphi^2 k r} - \frac{182.7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi^{2/3} - 1.37 \cdot 10^{-3} \cdot n_y^{4/3} \cdot \xi \cdot \varphi^{4/3};$$
$$\eta = 1 - \frac{\varphi^2 + \varphi_{\text{опт}}^2}{\varphi^2 k r} - \frac{182.7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi^{2/3} \quad (2)$$

где  $v$  - относительный диаметр втулки рабочего колеса.

Первое из уравнений (1) с учетом (2) дает величину оптимального значения среднерасходной скорости для вентилятора  $\varphi_{\text{опт}}$  при  $\xi = 0$ . Второе уравнение из формулы (1) определяет оптимальную величину среднерасходной скорости  $\varphi_{\text{уорт}}$  для вентиляторной установки при  $\xi > 0$ .

Уравнение для оптимальной локальной величины коэффициента среднерасходной скорости для вентилятора по схеме «К» без меридионального ускорения потока, используя формулу (2) для КПД вентилятора приняв  $\varphi_2$  за среднерасходную скорость на выходе из рабочего колеса, получим в виде:

$$\frac{121.8}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi_{2opt}^{-1/3} + \frac{\varphi_{2yopt}^2 - \varphi_{2opt}^2}{k} = 0 \quad (3)$$

Уравнение для оптимальной величина коэффициента среднерасходной скорости вентиляторной установки, используя формулу (2) для КПД по схеме «К» приняв  $\varphi_{2y}$  за среднерасходную скорость на выходе из рабочего колеса получим в виде:

$$\frac{121.8}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi_{2yopt}^{-1/3} - 183 \cdot 10^{-3} \cdot \xi \cdot n_y^{4/3} \cdot \varphi_{2yopt}^{1/3} + \frac{\varphi_{2yopt}^2 - \varphi_{2opt}^2}{k} = 0 \quad (4)$$

Уравнение (4) для оптимальной локальной величины коэффициента осевой скорости вентилятора  $\varphi_{2opt}$  получена при условии независимости коэффициента аэродинамического качества профилей решетки  $k$  от коэффициента осевой скорости  $\varphi_2$ .

Уравнение (4) можно представить в виде:

$$\varphi_{2opt}^k = \varphi_{2opt} \sqrt{1 + \Delta k} \quad (5)$$

где  $\Delta k = \Delta k/k_0$  – диапазон изменения коэффициента аэродинамического качества профилей рабочих колес в диапазон  $\varphi_{2max} - \varphi_{2min}$  и его значения для  $\varphi_2 = \varphi_{2opt}$ . Из анализа уравнений (3) и (5) видно, что выбором величин  $\varphi_{2y}$  и  $\varphi_{2opt}$  можно влиять на КПД вентилятора и вентиляторной установки, а также их габариты и массу в зависимости от величины удельной быстроходности.

Максимальное локальное значение КПД вентилятора с учётом при  $\varphi_{2y} = \varphi_{2opt}$  и  $\xi = 0$  получим в виде:

$$\eta_{max} = 1 - \frac{2 \cdot \varphi_{2opt}}{k} - \frac{182.7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi_{2opt}^{2/3} \quad (6)$$

Максимальное локальное значение КПД вентиляторной установки при  $\varphi_{2y} = \varphi_{2opt}$  и  $\xi > 0$  получим в виде:

$$\eta_{ymax} = 1 - \frac{2 \cdot \varphi_{2yopt}}{k} - 4,1 \cdot 10^{-3} \cdot \xi \cdot n_y^{4/3} \cdot \varphi_{2yopt}^{4/3} - \frac{182,7}{n_y^{4/3}} \ln \frac{v}{1-v^2} \cdot \varphi_{2opt}^{2/3} \quad (7)$$

После соответствующих преобразований с учётом формул (3) - (7) уравнение снижения КПД вентиляторной установки при отклонении её режима работы от оптимального  $\varphi_{2y} = \varphi_{2opt}$  можно получить в следующем виде:

$$\Delta \eta_y = 4,1 \cdot 10^{-3} \frac{(\varphi_2 - \varphi_{2yopt})^2}{\varphi_2} \left[ \frac{1}{k} + \xi \cdot n_y^{4/3} \left( \frac{2\varphi_{2yopt}}{\varphi_2^{2/3}} + \varphi_2^{4/3} \right) \right] \quad (8)$$

Из уравнений (5-8) видно, что для вентиляторных установок снижение КПД более существенно, чем для вентиляторов при одном и том же отклонении коэффициента среднерасходной скорости от её оптимального значения.

Существенное значение для экономичности вентиляторных установок имеет величина остаточной закрутки потока за рабочим колесом, поскольку

представляет собой аэродинамические потери энергии.  $V$  можно представить в виде:

$$\bar{C}_{2\text{opt}} = \frac{274 \cdot \varphi_2^{2/3}}{n_y^{4/3}} \cdot \varphi_{2\text{opt}}^2 \quad (9)$$

Из анализа формулы (9) видно, что с увеличением быстроходности снижается локальное отрицательное влияние остаточной закрутки, что обусловлено уменьшением.

#### Библиографический список

1. Мигачев А. В., Потемкин В. А., Степашкин И. П. Параметрическая идентификация аппарата воздушного охлаждения газа как объекта управления // Актуальные исследования гуманитарных, естественных, общественных наук: матер. VIII Всерос. с междунар. уч. науч.-практ. конф. Новосибирск: ООО «ЦРСНИ», 2016. С. 23–28.
2. Косарев Н. П., Макаров Н. В., Макаров В. Н. Способ повышения давления и экономичности лопастных турбомашин: пат. 2482337 Рос. Федерация. М. кл. F 04 D 29/28; заявл. 29.11.2011; опубл. 20.05.2013. Бюл. № 14.
3. Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов // М.: Машиностроение, 1986. - 288 с.
4. Абакумов А.М., Мигачев А.В., Степашкин И.П. Исследование системы управления аппаратом воздушного охлаждения природного газа // Известия вузов. Электромеханика, 2016. №6. С. 130 - 134.
5. Рубцова И.Е. Основные направления и задачи энергосбережения при реконструкции КС. Энергосбережение и автоматизация электрооборудования компрессорных станций: / монография И.Е. Рубцова, Д.С. Мочалкин, О.В. Крюков; под ред. О.В. Крюкова. – Н. Новгород: Вектор ТиС, 2012 Т.3. - 572 с.
6. Abakumov A.M., Stepashkin I.P. Research of the adaptive automatic control system at the natural gas air-cooling unit // IEEE Xplore. 2017. doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076297.
7. Хворов Г.А., Юмашев М.В. Анализ энергосберегающих технологий по материалам охлаждения газа на основе аппаратов воздушного охлаждения в транспорте газа ПАО «Газпром» // Territorianeftgas – oilandgasterritory, №9, september, 2016.
8. Калинин А.Ф., Фомин А.В. Оценка эффективности режимов работы АВО // Труды РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, № 4 (265), 2011



# МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАМНО-АНКЕРНОЙ КРЕПИ

Волков М.Н., Потапов В.Я., Потапов В.В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация:** На основе выполненного анализа методик расчета рамно-анкерной крепи с применением наиболее рациональных видов управляющих силовых воздействий установлено, что расчетные схемы не полностью отражают особенности механизма их работы. В статье изложена принципиально новая схема и методика расчета крепи с использованием системы канонических уравнений метода сил, в которой учтен опыт предыдущих исследований в данной области. Также определены рациональные параметры для поддержания горных выработок.

**Ключевые слова:** методика, рамно-анкерная крепь, анкер, канонические уравнения, проходка, угольный пласт

Расчет рамно-анкерной крепи (двухшарнирной арочной крепи с механической связью между рамой крепи и анкерами) производится методом сил [1-5]. В общем случае рамно-анкерная крепь является  $n$  раз статически неопределимой системой, в которой усиливающие анкера выполняют роль дополнительных опорных связей. Расчетная схема крепи представлена на рис.1. (этапы I и II).

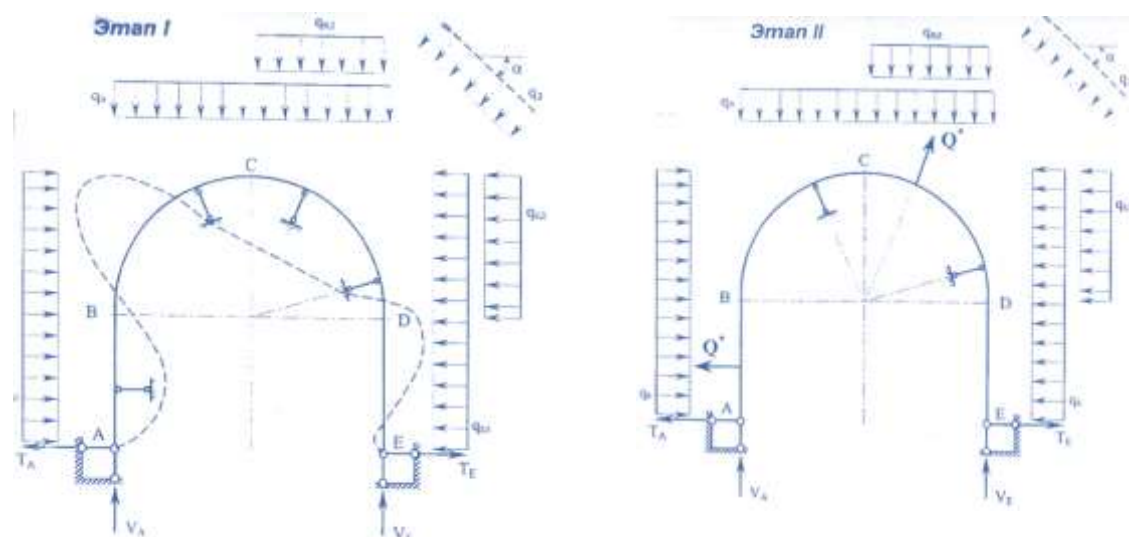


Рис 1. Расчетная схема рамно-анкерной крепи

Степень статической неопределимости конструируемой рамно-анкерной крепи определяется следующим выражением:

$$n = l + k + m, \quad (1)$$

где  $k$  - количество связей (анкеров), установленных на стойке  $AB$ ;  
 $l$  - количество связей, установленных в своде на участках  $BC$  и  $CD$ ;  
 $m$  - количество связей, установленных на стойке  $DE$ .

Основной частью I этапа расчета рамно-анкерной крепи в этом случае является решение системы канонических уравнений метода сил. Основная система рамно-анкерной крепи на первом этапе расчета приведена на рис.2.

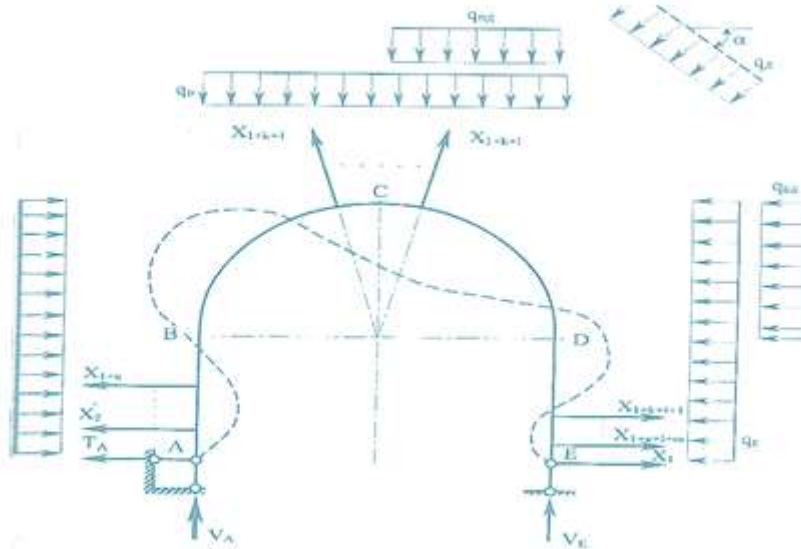


Рис. 2. Основная система расчета рамно-анкерной крепи

$$\begin{aligned}
 \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \dots + \delta_{1,1+k+l+m} X_{1+k+l+m} + \Delta_{1p} &= 0, \\
 \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \dots + \delta_{2,1+k+l+m} X_{1+k+l+m} + \Delta_{2p} &= 0, \\
 \dots & \\
 \delta_{i1} X_1 + \delta_{i2} X_2 + \dots + \delta_{i,1+k+l+m} X_{1+k+l+m} + \Delta_{ip} &= 0, \\
 \dots & \\
 \delta_{n1} X_1 + \delta_{n2} X_2 + \dots + \delta_{n,1+k+l+m} X_{1+k+l+m} + \Delta_{np} &= 0,
 \end{aligned} \tag{2}$$

где  $X_1$  - распор арки,  
 $X_i$  - усилие, возникающее в  $i$ -ом анкере.

Для вычисления коэффициентов и грузовых членов канонических уравнений при расчете статически неопределимых систем с криволинейными элементами используется интеграл Мора. Чаще всего при определении перемещений учитывают только изгибающие моменты. В этом случае выражения для определения коэффициентов и грузовых членов канонических уравнений будут иметь вид:

$$\delta_{ii} = \sum \int M_i^2 (EI)^{-1} dS; \tag{3}$$

$$\delta_{ij} = \sum \int M_i M_j (EI)^{-1} dS; \tag{4}$$

$$\Delta_{ip} = \sum \int M_i M_p (EI)^{-1} dS. \tag{5}$$

Изгибающий момент  $M_1$  от единичной силы  $X_1 = 1$  определяется как при расчете арочной крепи /4/:

Реакции в опорах арки от силы  $X_i = 1$  ( $i \neq 1$ ) определяются следующими выражениями (рис.3.):

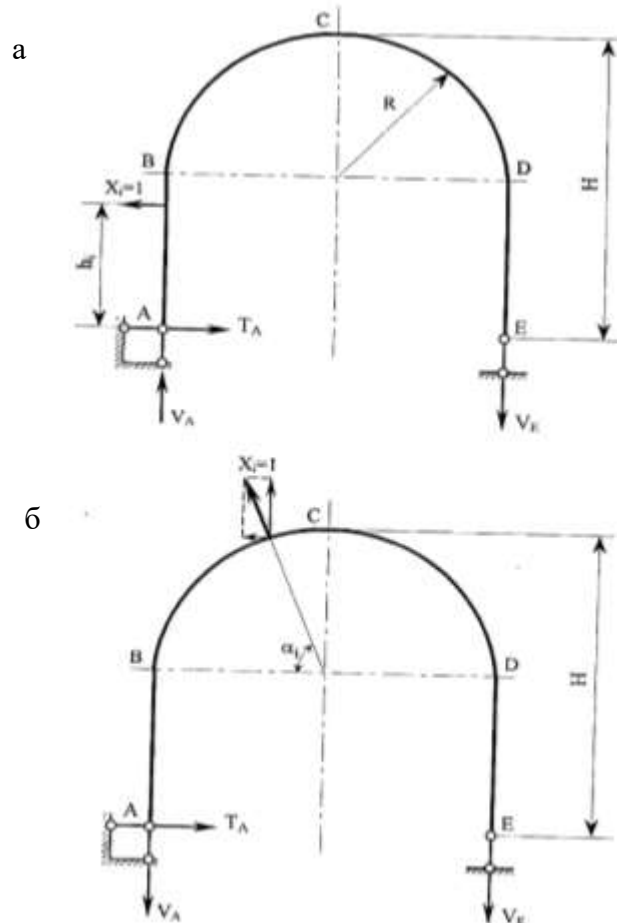


Рис. 2. Расчетная схема для определения опорных реакций от действия единичной силы  $X_1=1$ :

а – при расположении силы  $X_1$  в стойке;  
 б – при расположении силы  $X_1$  в своде

при расположении силы  $X_i$  в стойке

$$T_{Ai} = 1; \quad (6)$$

$$V_{Ai} = V_{Ei} = h_i/2R; \quad (7)$$

при расположении силы  $X_i$  в своде

$$T_{Ai} = -\cos \alpha_i; \quad (8)$$

$$V_{Ei} = \frac{R \sin \alpha_i (1 - \cos \alpha_i) + \cos \alpha_i (H - R + R \sin \alpha_i)}{2R}; \quad (9)$$

$$V_{Ai} = \sin \alpha_i - V_{Ei}. \quad (10)$$

Определение величины изгибающего момента  $M_i$  от действия силы  $X_i$  ( $i \neq 1$ ) в связи с относительно сложной конфигурацией арки ведется по отдельным участкам.

В зависимости от места расположения  $i$ -го усиливающего анкера расчет  $M_i$  ведется по различным расчетным формулам.

Усиливающий анкер в стойке  $AB$ :

$$M_i^{AA'} = -y, \quad 0 \leq y \leq h_i; \quad (11)$$

$$M_i^{A'B} = -h_i, h_i \leq y \leq H - R; \quad (12)$$

$$M_i^{BC} = -h_i + V_{Ai} R(1 - \cos \varphi), 0 < \varphi \leq \pi/2; \quad (13)$$

$$M_i^{CD} = -h_i + V_{Ai} R(1 - \cos \varphi), \pi/2 < \varphi \leq \pi; \quad (14)$$

$$M_i^{DE} = 0, 0 < y \leq H - R. \quad (15)$$

Усиливающий анкер в своде на участке BC:

$$M_i^{AB} = T_{Ai} y, 0 \leq y \leq H - R; \quad (16)$$

$$M_i^{BB'} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi), 0 < \varphi \leq \alpha_i; \quad (17)$$

$$M_i^{B'C} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi) + \\ + R \sin \alpha_i (\cos \alpha_i - \cos \varphi) + \\ + R \cos \alpha_i (\sin \varphi - \sin \alpha_i), \alpha_i < \varphi \leq \pi/2; \quad (18)$$

$$M_i^{CD} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi) + \\ + R \sin \alpha_i (\cos \alpha_i - \cos \varphi) + \\ + R \cos \alpha_i (\sin \varphi - \sin \alpha_i), \pi/2 < \varphi \leq \pi; \quad (19)$$

$$M_i^{DE} = T_{Ai} (H - R - y) - 2R V_{Ai} + R \sin \alpha_i (1 + \cos \alpha_i) - \\ - \cos \alpha_i (R \sin \alpha_i + y), 0 \leq y \leq H - R. \quad (20)$$

Усиливающий анкер в своде на участке CD:

$$M_i^{AB} = y, 0 \leq y \leq H - R; \quad (21)$$

$$M_i^{BC} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi), 0 < \varphi \leq \pi/2; \quad (22)$$

$$M_i^{CC'} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi), \pi/2 < \varphi \leq \alpha_i; \quad (23)$$

$$M_i^{C'D} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi) + \\ + R \sin \alpha_i (\cos \alpha_i - \cos \varphi) + \\ + R \cos \alpha_i (\sin \varphi - \sin \alpha_i), \alpha_i < \varphi \leq \pi; \quad (24)$$

$$M_i^{DE} = T_{Ai} (H - R - y) - 2R V_{Ai} + R \sin \alpha_i (1 + \cos \alpha_i) - \\ - \cos \alpha_i (R \sin \alpha_i + y), 0 \leq y \leq H - R. \quad (25)$$

Усиливающий анкер в стойке DE:

$$M_i^{AB} = y, 0 \leq y \leq H - R; \quad (26)$$

$$M_i^{BC} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi), 0 < \varphi \leq \pi/2; \quad (27)$$

$$M_i^{CD} = T_{Ai} (H - R + R \sin \varphi) - V_{Ai} R (1 - \cos \varphi), \pi/2 < \varphi \leq \pi; \quad (28)$$

$$M_i^{DD'} = T_{Ai} (H - R - y) - 2V_{Ai} R, 0 \leq y \leq H - R - h_i; \quad (29)$$

$$M_i^{D'E} = 0, H - R - h_i \leq y \leq H - R. \quad (30)$$

Значения изгибающих моментов от действия внешней нагрузки

$M_P^{AB}, M_P^{BC}, M_P^{CD}, M_P^{DE}$  вычисляются по формулам:

$$M_P^{AB} = T_A y + 0,5q_B y^2; \quad (31)$$

$$M_P^{BC} = T_A (H - R + R \sin \varphi) - V_A R (1 - \cos \varphi) + \\ + 0,5q_B (H - R + R \sin \varphi)^2 + 0,5q_B (R - R \cos \varphi)^2; \quad (32)$$

$$M_P^{CD} = T_A (H - R + R \sin \varphi) - V_A R (1 - \cos \varphi) + \\ + q_B H (0,5H - R + R \sin \varphi) + 0,5q_B (R - R \cos \varphi)^2 + \\ + 0,5(q_{ВД} + q_B) R^2 (1 - \sin \varphi)^2; \quad (33)$$

$$M_P^{DE} = 0,5q_B (H - R - y)^2. \quad (34)$$

Вычислив коэффициенты, решаем систему канонических уравнений, из которой определяем значения лишних неизвестных  $X_i$ . Полученные значения  $X_i$ , кроме  $X_1$ , сравниваются с предельной нагрузкой ( $P_i > 2Q^*$ ), Если хотя бы для

одного значения  $X_i$  будет справедливо неравенство  $X_i > P_i$ , то необходимо переходить ко II этапу расчета рамно-анкерных крепей.

На II этапе те опорные связи, для значений лишних неизвестных в которых выполняется неравенство  $X_i > P_i$ , в расчетной схеме заменяются действием сосредоточенных сил  $P_i = f(Q^*, \Delta)$ , величина которых зависит от типа модели анкера и конструкции соединительного узла. При этом из системы канонических уравнений метода сил исключается  $i$ -ое уравнение, и в то же время вносятся соответствующие изменения в уравнения моментов от внешней нагрузки  $M_p$  (31-34).

### **Выводы:**

1. Рамно-анкерные крепи и крепи с расклинкой необходимо рассчитывать как системы с лишними односторонними связями

2. Рамно-анкерные крепи в общем случае рассчитываются в два этапа. На этапе I в расчетной схеме анкерные соединительные узлы представляются в виде жестких опорных связей, работающих только на растяжение; на этапе II в случае, если реакции в опорных связях превысят несущую способность соединительного узла, в расчетной схеме их действие заменяют сосредоточенными силами.

### **Библиографический список**

1. Корнилков М.В. Расчет рамно-анкерных крепей как систем с односторонними лишними связями // Изв. вузов. Горный журнал, 1994. - №2. - С. 28-31.

2. Корнилков М.В. Способы повышения несущей способности арочной крепи // Известия Уральского горного института. Сер.: Горное дело, 1993. - Вып.3. - С. 44-47.

3. Корнилков С.В., Потапов В.Я., Потапов В.В., Гусманов Ф.Ф., Гребенкин С.М. Расчет арочных и рамно-анкерных крепей по методу предельного равновесия. В сборнике: Инновационные геотехнологии при разработке рудных и нерудных месторождений. Сборник докладов IX Международной научно-технической конференции. Отв. за выпуск Н.Г. Валиев., 2020. С. 30-37.

4. Корнилков С.В., Потапов В.Я., Потапов В.В. Определение рациональных параметров двух шарнирной рамно-анкерной крепи для поддержания горных выработок Горный информационно-аналитический бюллетень (специальный выпуск 26), 2017. № 12. С. 10-18.

5. Корнилков М. В., Пяткова В. Б. Потапов В.В. Методика расчета двухшарнирной рамно-анкерной крепи // VI Международная научно-техническая конференция «Инновационные геотехнологии при разработке рудных и нерудных месторождений», г. Екатеринбург, 18-19 апреля 2017 г. (Уральская горнопромышленная декада, г. Екатеринбург, 17-26 апреля 2017 г.): сборник докладов / Оргкомитет: Н. Г. Валиев (отв. за выпуск) и др.; Урал. гос. горный ун-т. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2017. С. 269-275

# ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ШАХТНОГО ПОДЪЕМА НА ОСНОВЕ СРАВНИТЕЛЬНОГО АНАЛИЗА ГРАФИКОВ СКОРОСТИ

Двинин Л. А., Гущин Л. О.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Как показывают исследования, вид графика скорости существенно влияет на все динамические показатели подъема, что позволяет разработать проектные рекомендации в виде номограмм подобия с целью выбора рационального переходного режима.

В предлагаемой статье проведен сравнительный анализ параболического и трапецеидального графиков скорости с учетом эквивалентных усилий, мощности и пусковой перегрузки двигателя.

Проведенный анализ показал, что в области режимов шахтного подъема с преобладающими статическими нагрузками трапецеидальный график скорости имеет лучшие технические показатели по коэффициентам пусковых перегрузок, мощности, пусковым усилиям, а также по размеру, весу и стоимости электромеханического оборудования в сравнении с параболическим графиком скорости.

**Ключевые слова:** шахтный подъем, динамический режим, номограммы подобия, графики скорости, пусковая перегрузка двигателя.

Сравнительная оценка параболического и трапецеидального графиков скорости проведена на основе графиков, представленных на рис. 1...4.

Эти графики представляют отношения коэффициентов пусковых перегрузок двигателя, эквивалентных значений мощности двигателя и усилий, т. е.

$$\frac{\lambda_{пар}}{\lambda_{тр}}, \quad \frac{N_{э.пар}}{N_{э.тр}}, \quad \frac{F_{пар}}{F_{тр}}.$$

Перечисленные отношения рассмотрены в четырех вариантах сравнения для графиков скорости в виде трапеции и параболы при условиях уравновешенного и неуравновешенного подъема, т. е. при условиях  $\delta = 0$  и  $\delta = 0,5$ , а также в зависимости от относительного времени движения  $\tau = 0,5 - 5,0$ .

Рассмотрим следующие варианты сравнения графиков:

Рис.1 – относительное время и скорость движения при параболическом и трапецеидальном графиках скорости одинаковые;

Рис. 2 – относительные время и ускорение при параболическом и трапецеидальном графиках скорости одинаковые;

Рис. 3 – относительное время движения при параболическом и трапецеидальном графиках одинаковое, но степень неполноты трапеции  $\alpha = 0,15$ ;

Рис. 4 – относительное ускорение и степень неполноты графиков скорости одинаковые, но относительное время движения и частота операций различные (что при одинаковой производительности установок, работающих по параболическому графику скорости, может привести к увеличению их размеров, веса и стоимости).

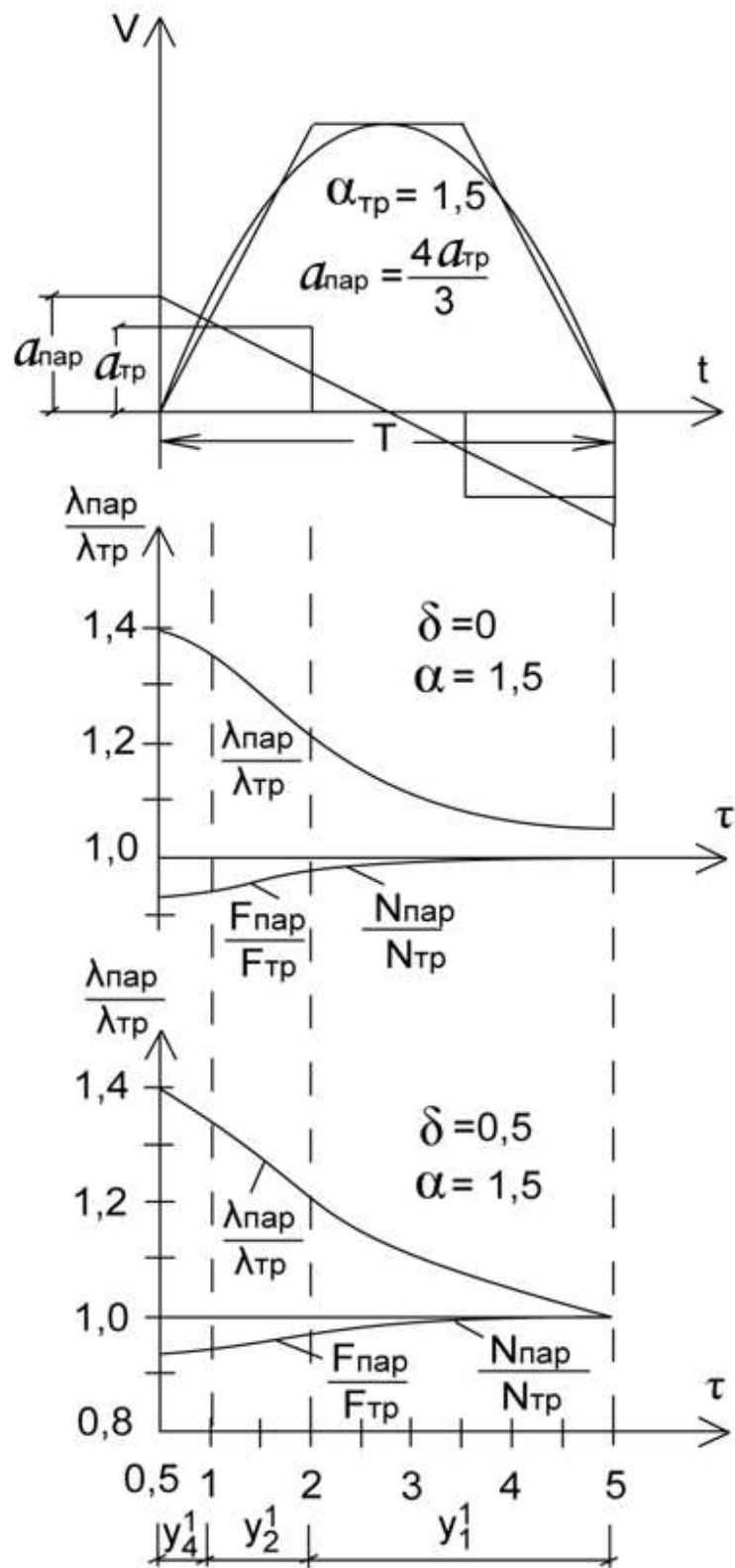


Рис.1. Сравнение параболического и трапецидального графиков скорости по эквивалентным значениям усилия, мощности и пусковой перегрузке двигателя (1-й вариант)

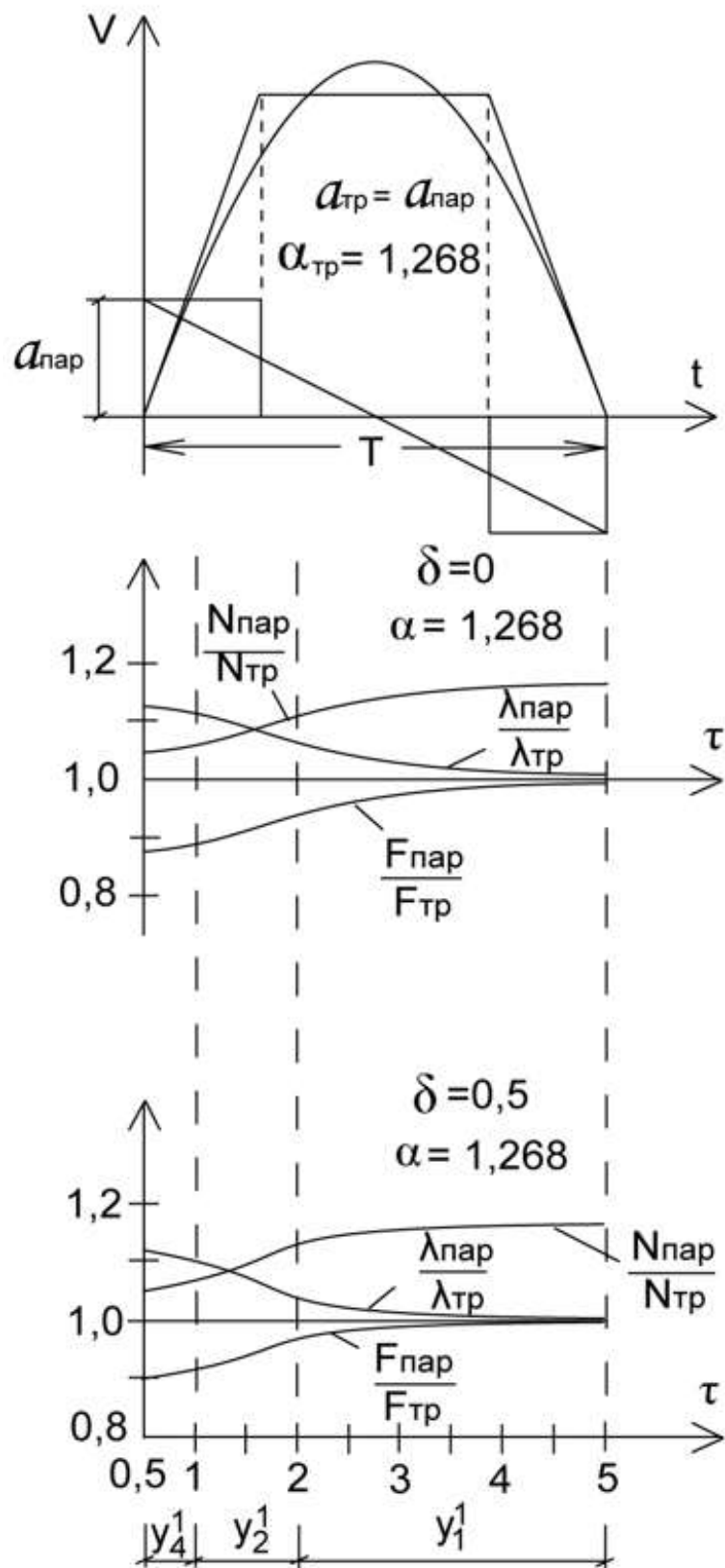


Рис. 2. Сравнение параболического и трапецидального графиков скорости по эквивалентным значениям усилия, мощности и пусковой перегрузке двигателя (2-й вариант)



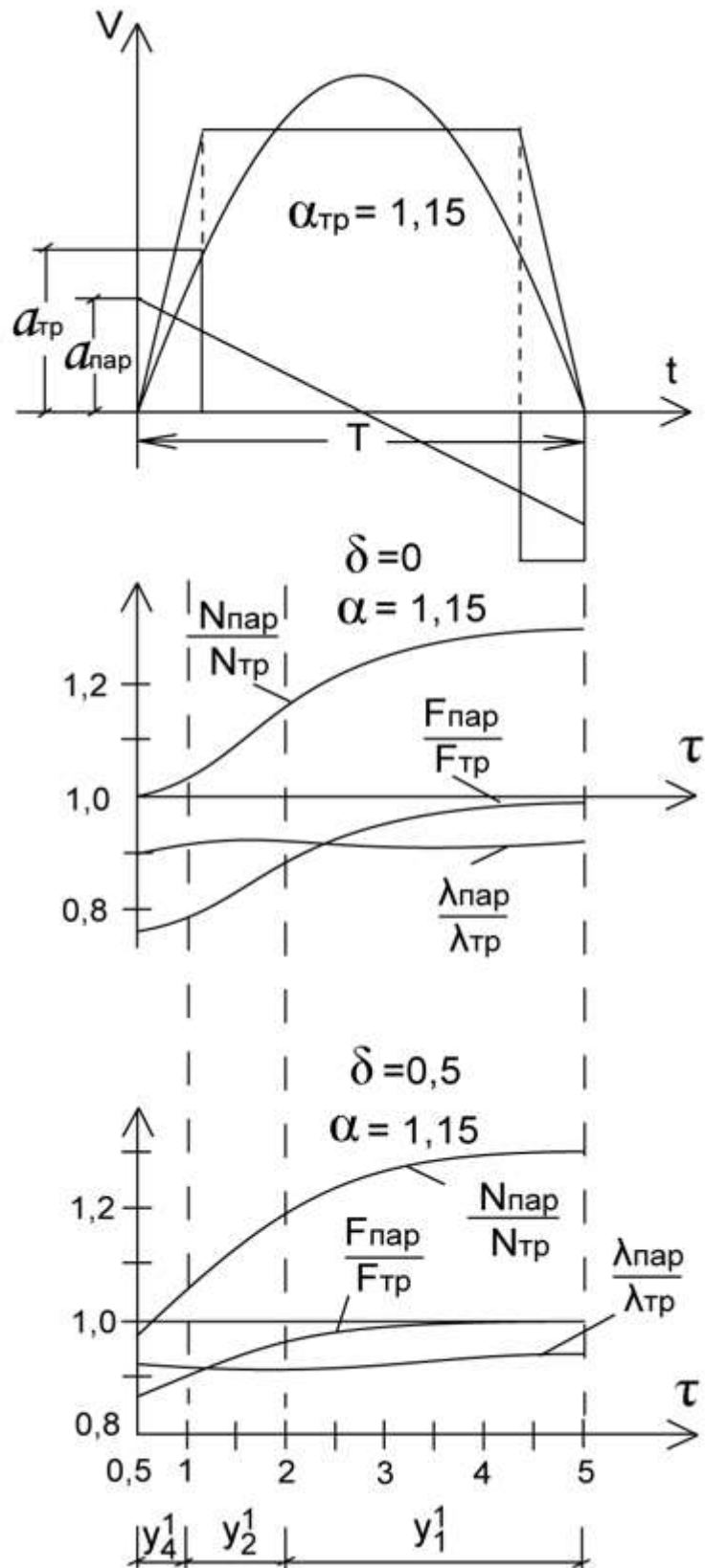


Рис. 3. Сравнение параболического и трапецеидального графиков скорости по эквивалентным значениям усилия, мощности и пусковой перегрузке двигателя (3-й вариант)

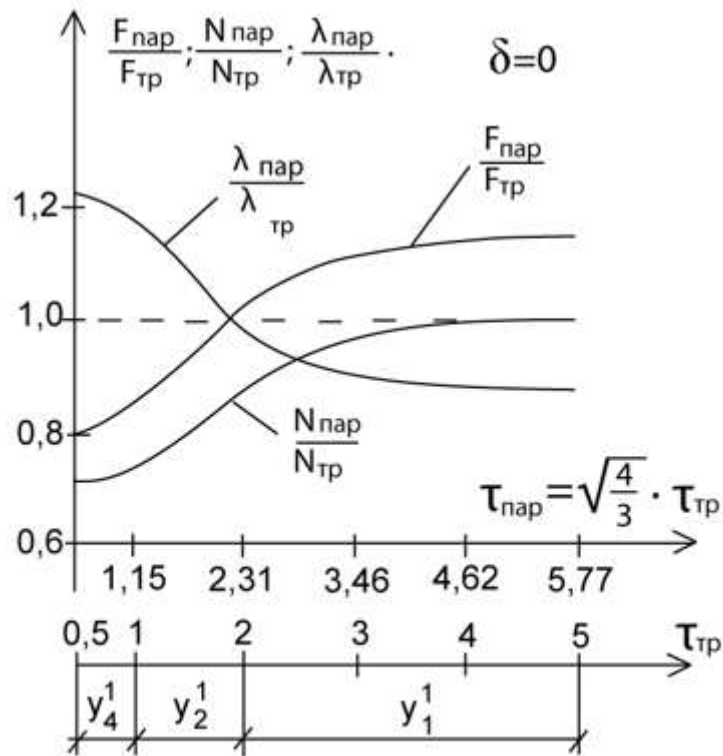
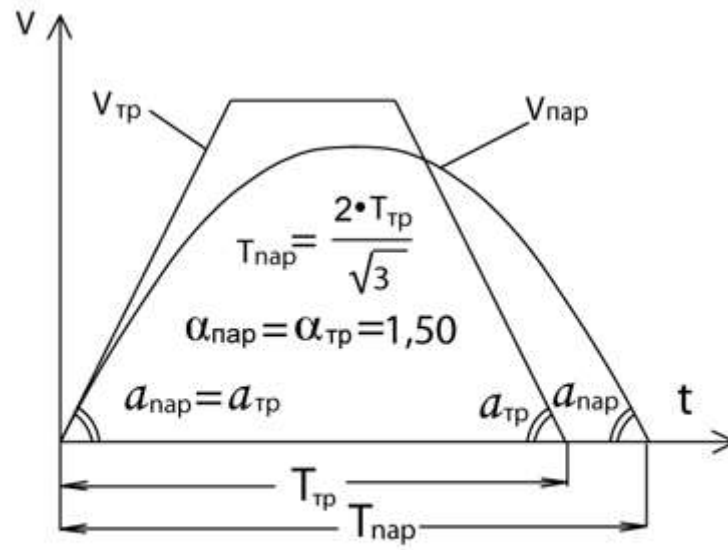


Рис. 4. Сравнение параболического и трапецидального графиков скорости по эквивалентным значениям усилия, мощности и пусковой перегрузке двигателя (4-й вариант)

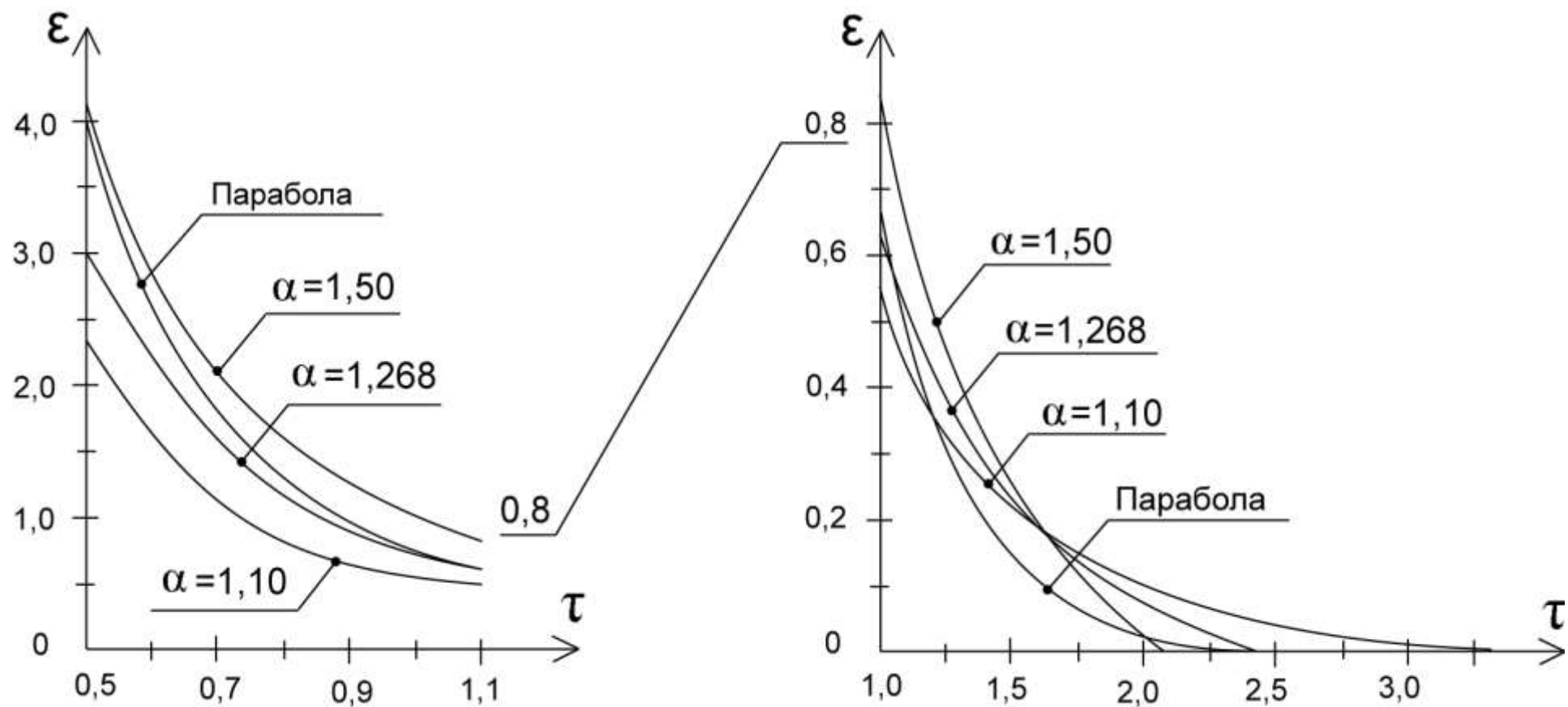


Рис. 5. Сравнение параболического и трапецидального графиков скорости по относительному избытку кинетической энергии подъёмной установки

Таблица 1

<b>Форма графика скорости</b>	
<b>Трапеция</b>	<b>Парабола</b>
<b>Степень неполноты графика скорости</b>	
$\alpha = \frac{V_{\max} T}{H} = 1,0 - 2,0$	$\alpha = 1,5$
<b>Скорость подъема</b>	
$V_{\max} = \frac{\alpha \cdot H}{T}$	$V_{\max} = 1,5 \frac{H}{T}$
<b>Относительная скорость движения</b>	
$\bar{V}_{\max} = \frac{\alpha}{\tau}$	$\bar{V}_{\max} = \frac{\alpha}{\tau} = \frac{1,5}{\tau}$
<b>Коэффициент асимметрии графика скорости</b>	
$s = 0,0 - 0,5$	$s = 0,0$
<b>Ускорение <math>\left(\frac{M}{c^2}\right)</math></b>	
$a = \frac{\alpha^2 H}{(\alpha - 1)(1 \pm s) T^2}$	$a = \frac{6H}{T^2}$
<b>Относительное ускорение</b>	
$\gamma = \frac{\alpha^2}{(\alpha - 1)(1 \pm s) \tau^2}$	$\gamma = \frac{6}{\tau^2}$
<b>Относительное среднеквадратичное усилие подъема</b>	
$\rho_{ср.к} = \sqrt{1 + \frac{2\alpha^3}{(\alpha - 1)(1 - s^2)\tau^4}}$	$\rho_{ср.к} = \sqrt{1 + \frac{12}{\tau^4}}$
<b>Относительная среднеквадратичная мощность</b>	

$N_{ср.к} = \alpha \cdot \rho_{ср.к}$	$N_{ср.к} = 1,5 \rho_{ср.к}$
<b>Безусловный минимум относительных одноразовых потерь тепла в двигателе</b>	
$\Delta q_{час} = \tau^2 + \frac{13,5}{\tau^2} = 7,35$	$\Delta q_{час} = \tau^2 + \frac{12}{\tau^2} = 6,93$
<b>Координаты безусловного минимума относительных одноразовых потерь тепла в двигателе</b>	
$\alpha = 1,5; \tau = 2,52$	$\alpha = 1,5; \tau = 2,45$
<b>Безусловный минимум относительных часовых потерь тепла в двигателе</b>	
$\Delta q_{час} = \tau^2 + \frac{13,5}{\tau^2} = 7,35$	$\Delta q_{час} = \tau^2 + \frac{12}{\tau^2} = 6,93$
<b>Координаты безусловного минимума относительных часовых потерь тепла в двигателе</b>	
$\alpha = 1,5; \tau = 1,917$	$\alpha = 1,5; \tau = 1,861$
<b>Условный минимум относительного среднеквадратичного усилия подъема</b>	
$\sqrt{\Delta q_{час}} = 2,711$	$\sqrt{\Delta q_{час}} = 2,632$
<b>Координаты безусловного минимума относительного среднеквадратичного усилия</b>	
$\alpha = 1,5; \tau = 1,917$	$\alpha = 1,5; \tau = 1,861$
<b>Безусловный минимум относительной производительности установки</b>	
$A_{\tau} = (\Delta q_{час})^{-0,5} = 0,369$	$A_{\tau} = \frac{1}{\sqrt{\Delta q_{час}}}$
<b>Координаты безусловного максимума относительной производительности установки</b>	
$\alpha = 1,5; \tau = 1,917$	$\alpha = 1,5; \tau = 1,861$
<b>Пусковая перегрузка двигателя</b>	
$\lambda = \frac{1+\gamma}{k_3 \rho_3}$	$\lambda = \frac{1+\frac{6}{\tau^2}}{k_3 \rho_3}$

На рис. 1...4 отмечены зоны режимов [3], см. раздел – «Границы номограмм подобия динамических режимов...»):

$y_1^1$  – зона режимов (при значениях  $\tau = 2,0..5,0$ ), в которых в нагреве двигателя преобладают статические нагрузки;

$y_2^1$  – зона режимов (при значениях  $\tau = 1,0..2,0$ ), в которых в нагреве двигателя преобладают динамические нагрузки;

$y_4^1$  – зона режимов (при значениях  $\tau = 0,5..1,0$ ), в которых статические нагрузки в нагреве двигателя практически не участвуют.

Как видно по рис. 1...4, в области режимов шахтного подъема с преобладающими статическими нагрузками параболический график скорости имеет худшие технические показатели по сравнению с трапецеидальным графиком скорости в части коэффициентов пусковых перегрузок, мощности, пусковых усилий, а также по размерам, весу и стоимости электромеханического оборудования установок.

На рис. 5 приведены графики по сравнению параболы и трех трапеций, имеющих различную степень неполноты графиков скорости, т. е. при значениях  $\alpha = 1,1$ ,  $\alpha = 1,3$ ,  $\alpha = 1,5$ .

Графики сравнения приведены по относительному избытку кинетической энергии установки, которая должна быть частично или полностью потеряна при механическом или рекуперативном торможении установки. Относительный избыток кинетической энергии равен:

$$\varepsilon = \frac{E}{F_{cm.c} H}, \quad (1)$$

где  $E$  – избыток кинетической энергии установки (при условии  $\delta = 0$ ,  $s = 0$ ).

Для трапецеидального графика скорости кинетическая энергия определяется равенством [4]:

$$E = 0,5mV_{\max}^2 - F_{cm.c}x_3, \quad (2)$$

где  $x_3$  – путь периода замедления.

Квадрат максимальной скорости подъема равен [4]:

$$V_{\max}^2 = \frac{\alpha^2 H^2}{T^2} = \frac{\alpha^2 F_{cm.c} P}{\tau^2 m}, \quad (3)$$

следовательно,

$$\varepsilon = 0,5 \cdot \left[ \frac{\alpha^2}{\tau^2} - (\alpha - 1) \right] = 0,5 \cdot (\gamma - 1)(\alpha - 1), \quad (4)$$

где выражение  $\frac{\alpha}{\tau} = \bar{V}_{\max}$  является относительной скоростью подъема.

Для параболического графика скорости время начала торможения можно определить из подобия треугольников графика ускорения [4]:

$$\frac{t}{T} = \frac{(\gamma + 1)}{2\gamma}. \quad (5)$$

Начальное относительное ускорение можно определить из уравнений, [4]:

$$\gamma = \frac{a_1}{a_s} = \frac{6H}{a_s T^2} = \frac{6}{\tau^2}. \quad (6)$$

Путь торможения можно определить из уравнения [8]:

$$x_T = H - x = H - a_1 t^2 \left(0,5 - \frac{t}{3T}\right). \quad (7)$$

Скорость начала торможения можно определить из уравнения [4]:

$$V_T = a_1 t \left(1,0 - \frac{t}{T}\right). \quad (8)$$

Избыток кинетической энергии для параболического графика скорости равен

$$E = 0,5mV_T^2 - F_{cmc}(H - x). \quad (9)$$

В соответствии с уравнениями (1) и (9) можно определить относительный избыток кинетической энергии для параболического графика скорости

$$\varepsilon = \left(\frac{\gamma + 1,0}{2\gamma}\right) \left[\frac{18}{\tau^2} \left(\frac{\gamma - 1,0}{2\gamma}\right)^2 + \frac{2\gamma - 1,0}{\gamma}\right] - 1,0. \quad (10)$$

В уравнении (10) время движения сосуда  $\tau$  и замедление  $\gamma$  связаны между собой зависимостью в соответствии с уравнением (6).

Графики на рис. 5 построены по формулам (4) и (10).

Как видно по графикам в режиме шахтного подъема при значении времени  $\tau > 2,0$  параболический график скорости целесообразнее трапецидального графика по относительному избытку кинетической энергии.

Сравнительный анализ относительных параметров статически уравновешенного подъема при разных формах графиков скорости (трапеция, парабола) представлен в таблице 1.

Сравнительный анализ показал, что при графике скорости в виде трехпериодной неравнобедренной трапеции можно достигнуть наилучшего результата для максимального использования скоростей и ускорений в течение всего периода движения.

Что касается показателей по частоте операций и производительности установки, то при одинаковых значениях скоростей и ускорений работа подъемной установки в условиях трапецидального графика скорости имеет также наилучшие результаты. Кроме того, при одинаковой частоте операций могут быть обеспечены меньшие пусковые перегрузки двигателей, несмотря на то, что по тепловым потерям в двигателях и по эквивалентным значениям усилий и мощности трапецидальный график скорости незначительно уступает другим графикам скорости.

Таким образом, вид графика скорости существенно влияет на все динамические показатели подъема, что позволяет на основе теории подобия [1, 2] разработать проектные рекомендации в виде номограмм подобия с целью выбора рационального переходного режима.

#### Библиографический список

1. Кирпичев М. В. Теория подобия / М. В. Кирпичев. – М.: АН СССР, 1953. – 96 с.
2. Седов, Л. И. Методы подобия и размерностей в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1981. – 282 с.
3. Двинин Л. А. Повышение эффективности работы рудничных подъемных установок / Л. А. Двинин // Диссерт. к.т.н – Екатеринбург: УГГУ, 2013. – 140 с.
4. Двинина Л. Б. Обоснование динамических режимов при проектировании шахтных подъемных установок / Л. Б. Двинина // Диссерт. к.т.н – Екатеринбург: УГГУ, 2008. – 150 с.



# ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И КПД РУДНИЧНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Двинин Л. А., Гущин Л. О.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В предлагаемой статье задачи по снижению потерь энергии в условиях динамических режимов рудничного подъема предлагается решать с помощью теории подобия по построенным номограммам подобия этих режимов. Наиболее зависимыми от режима работы являются реостатные потери при асинхронном приводе и реостатном управлении, а также потери избытка кинетической энергии установки при механическом или рекуперативном торможении.

В работе рассмотрены КПД, имеющие зависимость от динамического режима уравновешенного и неуравновешенного подъема при равнобедренных и неравнобедренных графиках скорости. Эти КПД, наряду с безусловными минимумами одноразовых и часовых потерь тепла в двигателях, определяют наименьший расход энергии в шахтном подъеме.

**Ключевые слова:** КПД подъемной установки, динамические нагрузки, потери энергии, графики скорости, потери тепла в двигателе, номограммы подобия.

Коэффициент полезного действия подъемной установки определяется как отношение полезного расхода энергии, затраченной на подъем, к расходу энергии, потребляемой из сети, при этом учитываются: КПД двигателя  $\eta_d$ ; КПД преобразователя  $\eta_{п.}$ ; КПД редуктора  $\eta_p$ ; КПД реостатных потерь  $\eta_{р.п.} = \alpha^{-1}$ ; КПД шахтных сопротивлений  $\eta_{ш} = k^{-1}$ , где  $k$  – коэффициент шахтных сопротивлений.

Считается, что все потери, за исключением реостатных потерь, не зависят от динамического режима. Например, в работе [2] КПД подъемной установки принимается постоянным и независимым от режима, если установка имеет привод постоянного тока по системе Г–Д. Данное утверждение является верным при незначительном диапазоне изменения динамических режимов.

Большой диапазон изменения режимов характеризуется пренебрежимо малыми статическими и значительными динамическими нагрузками, при этом КПД не могут оставаться постоянными.

Наиболее зависимыми от режима работы являются реостатные потери при асинхронном приводе и реостатном управлении, а также потери избытка кинетической энергии установки при механическом или рекуперативном торможении [3, 4].

Рассмотрим КПД при реостатных потерях энергии статически уравновешенных установок.

При статически уравновешенном подъеме потери энергии в реостате в период ускорения, приведенные к окружности органа навивки, определяются выражением

$$\Delta W_1 = 0,5(F_{ст.с} + m \cdot a_1) \cdot t_1 \cdot V_{max} = 0,5 \cdot F_{ст.с} \cdot H(\gamma + 1)(\alpha - 1),$$

в период замедления при значении  $F_{ст.с} > m \cdot a_3$ ,

$$\Delta W_1^1 = 0,5(F_{\text{ст.с}} - m \cdot a_3) \cdot t_3 \cdot V_{\text{max}} = 0,5 \cdot F_{\text{ст.с}} \cdot H(1-\gamma)(\alpha-1).$$

КПД, учитывающий реостатные потери энергии за период ускорения и

замедления

$$\eta_1 = \frac{F_{\text{ст.с}} \cdot H}{F_{\text{ст.с}} \cdot H + \Delta W_1 + \Delta W_1^1}. \quad (1)$$

Смещение графика скорости от равнобедренности, при условии  $F_{\text{ст.с}} > m \cdot a_3$ , не влияет на величину  $\eta_1$ .

***Рассмотрим КПД при потерях избытка кинетической энергии.***

Механическое торможение в условиях шахтного подъема незначительно разгружает двигатель и уменьшает значения эквивалентных усилий и мощности. Потери избытка кинетической энергии установки при механическом торможении в процессе замедления имеют место только при условии  $m \cdot a_3 > F_{\text{ст.с}}$  и определяются по выражению

$$\Delta W_2 = F_3 \cdot h_3 = (m \cdot a_3 - F_{\text{ст.с}}) \cdot h_3 = 0,5 F_{\text{ст.с}} \cdot H(\alpha-1)(\gamma-1) = \varepsilon \cdot F_{\text{ст.с}} \cdot H$$

КПД, учитывающий потерю избытка кинетической энергии при механическом торможении в процессе замедления,

$$\eta_2 = \frac{F_{\text{ст.с}} \cdot H}{F_{\text{ст.с}} \cdot H + \Delta W_2} = \frac{1,0}{1,0 + 0,5(\alpha-1)(\gamma-1)}. \quad (2)$$

При неравнобедренном графике скорости, т.е. при значении  $s \neq 0$ , КПД, учитывающий потерю избытка энергии,

$$\eta = [1,0 + 0,5(\alpha-1)(\gamma-1 \pm s)]^{-1}, \quad (3)$$

где знак плюс перед смещением  $s$  соответствует неравенству  $a_1 < a_3$ , а знак минус неравенству  $a_1 > a_3$ .

***Рассмотрим общий КПД при реостатных потерях и потерях избытка кинетической энергии***

При объединении реостатных потерь в период ускорения и потерь избытка кинетической энергии в период замедления при равнобедренном графике скорости общий КПД имеет вид

$$\eta_{1+2} = [1,0 + \gamma(\alpha-1)]^{-1}. \quad (4)$$

При неравнобедренном графике скорости общий КПД

$$\eta_{1+2} = [1,0 + (\alpha-1)(\gamma \pm s)]^{-1}. \quad (5)$$

***Рассмотрим КПД рекуперативного торможения.***

При рекуперации энергии в период замедления КПД рекуперации определяется отношением расхода энергии по назначению к расходу энергии из сети, но с учетом ее рекуперации,

$$\eta_{p.э.} = \frac{F_{ст.с} \cdot H}{\frac{m \cdot V_{max}^2}{2 \cdot \eta_o} + \frac{F_{ст.с} (h_1 + h_2)}{\eta_o} - \frac{(\frac{m \cdot V_{max}^2}{2} - F_{ст.с} \cdot h_3)}{\eta_o}} \quad (6)$$

Т.к. энергия проходит неоднократное преобразование, то общий КПД определяется как произведение

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_p, \quad (7)$$

Кинетическая энергия якоря двигателя через редуктор не проходит. Если пренебречь этой энергией, то формула КПД рекуперации получит следующий вид

$$\eta_{p.э.} = \eta_o \cdot [1,0 + 0,5(\alpha - 1)(\gamma - 1)(1 - \eta_o^2)]^{-1}. \quad (8)$$

При неравнобедренном графике скорости

$$\eta_{p.э.} = \eta_o \cdot [1,0 + 0,5(\alpha - 1)(\gamma - 1 \pm s)(1 - \eta_o^2)]^{-1}. \quad (9)$$

где знаку плюс перед смещением « $s$ » соответствует неравенство  $a_1 < a_3$ , а знаку минус неравенство  $a_1 > a_3$ .

Из формул (3), (5), (9) видно, что с помощью такого показателя, как коэффициент асимметрии графика скорости « $s$ » можно изменять КПД установок, при этом повышение КПД приводит к повышению пусковой перегрузки двигателя, иногда недопустимой. При выборе режима по номограммам подобия этот недостаток устраняется [3, 4].

**Рассмотрим КПД неуравновешенных подъемных установок в условиях равнобедренного графика скорости.**

Для определения КПД неуравновешенных подъемных установок рассчитаем среднюю статическую неуравновешенность подъема за период замедления.

Среднее относительное усилие торможение за период замедления

$$f = 1 - \gamma - \delta_{cp},$$

где  $\delta_{cp}$  - усредненная неуравновешенность подъема за период замедления,

$$\delta_{cp} = \delta - 2 \cdot p \cdot F_{ст.с}^{-1} \cdot \int_0^{t_3} 0,5 \cdot a_3 \cdot t^2 \cdot \frac{dt}{t_3} = \delta - (\alpha - 1) \cdot \frac{\delta}{3\alpha}. \quad (10)$$

Если график скорости не ведет к отрицательным усилиям в период замедления, т.е. если  $\gamma + \delta < 1,0$ , то КПД, учитывающий реостатные потери за периоды ускорения и замедления, определится по формуле (1),

$$\eta_1 = \alpha^{-1}.$$

КПД, учитывающий потерю избытка кинетической энергии при механическом торможении,  $\eta_2 = [1,0 + 0,5(\alpha - 1)(\gamma + \delta_{cp} - 1)]^{-1}$  (11)

Общий КПД при реостатных потерях энергии и потерях избытка кинетической энергии  $\eta_{1+2} = [1,0 + (\alpha - 1)(\gamma + \delta_{cp})]^{-1}$ . (12)

КПД рекуперативного торможения установок с приводом постоянного тока системы Г–Д

$$\eta_{p.э} = \frac{F_{ст.с} \cdot H}{\frac{m \cdot V_{max}^2}{2\eta_o} + \frac{F_{ст.с} (1 + \delta_{cp}) \cdot h_1}{\eta_o} + \frac{F_{ст.с} \cdot h_2}{\eta_o} - \Delta W_p},$$

или 
$$\eta_{p.э} = \frac{\eta_o}{1,0 + 0,5(\alpha - 1)(\gamma + \delta_{cp} - 1)(1 - \eta_o^2)},$$
 (13)

где  $\Delta W_p$  - возврат энергии при рекуперации,

$$\Delta W_p = [0,5m \cdot V_{max}^2 - (1 - \delta_{cp}) \cdot h_3 \cdot F_{ст.с}] \cdot \eta_o. \quad (14)$$

**Рассмотрим КПД неуравновешенных подъемных установок с неравнобедренным графиком скорости.**

При проектировании неуравновешенных подъемных установок часто применяются неравнобедренные графики скорости по двум причинам:

1) для уменьшения тормозных потерь энергии, т.е. при значениях

$$a_1 > a_3;$$

2) для устранения недопустимых пусковых перегрузок двигателей, вызывающих превышение установленной мощности привода, т.е. при значениях

$$a_1 < a_3.$$

Формулы КПД этих графиков скорости усложняются, т.к. при усреднении степени неуравновешенности по формуле (10) необходимо учитывать смещение графика скорости от равнобедренности «s», а также неодинаковую степень неполноты графика скорости

Для периода ускорения усредненная неуравновешенность имеет вид

$$\delta_{cp.1} = (4 - \alpha_1) \cdot \frac{\delta}{3}, \quad (15)$$

для периода замедления 
$$\delta_{cp.3} = (4 - \alpha_3) \cdot \frac{\delta}{3}, \quad (16)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_3$  – степени неполноты графиков скорости для периодов ускорения и замедления [3, 4]. Определим КПД  $\eta_1$ ,  $\eta_2$ ,  $\eta_{1+2}$ ,  $\eta_{p.э}$ .

КПД реостатных потерь за период ускорения и замедления при значении

$$1,0 > \gamma_3 + \delta_{cp.3}$$

будет определяться формулой

$$\eta_1 = [1,0 + (\alpha - 1)(1 \pm \frac{5 - 2\alpha}{3} \cdot \delta \cdot s)]^{-1}. \quad (17)$$

Если реостат применяется только в период пуска, при значении

$$\gamma_3 + \delta_{\text{ср.3}} > 1,0,$$

Тогда 
$$\eta_1 = \{1,0 + 0,5(\alpha - 1)[\gamma + (1 + \delta)(1 \pm s) - A_\eta]\}^{-1}, \quad (18)$$

где 
$$A_\eta = (\alpha - 1)(1 \pm s)^2 \cdot \frac{\delta}{3}.$$

В формулах (17) и (18) знаку минус перед коэффициентом асимметрии « $s$ » соответствует неравенство  $a_1 > a_3$ , знаку плюс соответствует неравенство  $a_1 < a_3$ ; значения  $\alpha$  и  $\gamma$  соответствуют равнобедренному графику скорости.

КПД, учитывающий потерю избытка кинетической энергии при механическом торможении в период замедления,

$$\eta_2 = \{1,0 + 0,5(\alpha - 1)[\gamma - (1 - \delta)(1 \pm s) - A_\eta]\}^{-1}. \quad (19)$$

Если в период пуска применяется реостат, а в период замедления – механическое торможение, то определяется общий КПД, учитывающий реостатную потерю энергии в период пуска и потерю избытка кинетической энергии в период замедления [3, 4].

$$\eta_{1+2} = [1,0 + (\alpha - 1)(\gamma \pm s + k_o \cdot \delta)]^{-1}, \quad (20)$$

где число 
$$k_o = \frac{[3 - (\alpha - 1)(1 + s^2)]}{3}. \quad (21)$$

При безреостатном управлении и рекуперативном торможении

$$\eta_{\text{р.э}} = \frac{F_{\text{ст.с}} \cdot H \cdot \eta_o}{0,5m \cdot V_{\text{max}}^2 + F_{\text{ст.с1}} \cdot h_1 + F_{\text{ст.с2}} \cdot h_2 - \Delta W_p \cdot \eta_o}, \quad (22)$$

где  $\Delta W_p$  – энергия рекуперации;  $F_{\text{ст.с1}}$ ,  $F_{\text{ст.с2}}$ ,  $F_{\text{ст.с3}}$  – средние статические усилия подъема за периоды ускорения, равномерного и замедленного движения.

$$\Delta W_p = (0,5m \cdot V_{\text{max}}^2 - F_{\text{ст.с3}} \cdot h_3) \cdot \eta_o. \quad (23)$$

В безразмерных величинах формула (23) имеет вид

$$\eta_{\text{р.э}} = \eta_o \{A_3 + 0,5(\alpha - 1)[\gamma(1 - \eta_o^2) + B_3 + C_3]\}^{-1}, \quad (24)$$

где при значении  $a_1 > a_3$  коэффициенты  $A_3$ ,  $B_3$ ,  $C_3$  будут соответственно равны

$$A_3 = (2 - \alpha)[1 + (\alpha - 1) \cdot \delta \cdot s], \quad B_3 = (1 - s)(1 + \delta_{\text{ср.1}}),$$

$$C_3 = (1 + s)(1 - \delta_{\text{ср.3}}) \cdot \eta_o^2,$$

а при  $a_1 < a_3$

$$A_3 = (2 - \alpha)[1,0 - (\alpha - 1) \cdot \delta \cdot s],$$

$$B_3 = (1 + s)(1 - \delta_{\text{ср.1}}), \quad C_3 = (1 - s)(1 - \delta_{\text{ср.3}}) \cdot \eta_o.$$

Рассмотренные КПД зависят от динамического режима уравновешенного и неуравновешенного подъема в условиях равнобедренных и неравнобедренных графиках скорости. Эти КПД, наряду с безусловными минимумами одноразовых и часовых потерь тепла в двигателях, определяют наименьший расход энергии в

шахтном подъеме. Кроме того, формулы КПД показывают, что для наименьшего расхода энергии при статически уравновешенном подъеме должны применяться равнобедренные графики скорости, а для неуравновешенного подъема необходимо применять неравнобедренные графики скорости с ускорением большим, чем замедление.

Это позволит снизить потери энергии на нагрев двигателя и торможение установки в процессе замедления. Однако, для неуравновешенного подъема при большой степени неуравновешенности, слабое торможение приводит к потере быстродействия, а большое ускорение к увеличению и без того больших пусковых перегрузок двигателей.

Это приводит к выбору двигателей с завышенной мощностью на 30% - 40% и более, по сравнению с эквивалентной мощностью. При этом КПД повышается незначительно, например, общий КПД при реостатных и тормозных потерях повышается на (2 – 3) %, а КПД рекуперации энергии повышается на десятые и даже сотые доли одного процента. Повышение мощности двигателя приводит к увеличению степени массивности установки и, следовательно, к повышению стоимости оборудования.

Теория подобия [1], положенная в основу номограмм подобия, позволяет решить задачи по снижению потерь энергии в условиях динамических режимов рудничного подъема.

#### Библиографический список

1. Кирпичев М. В. Теория подобия / М. В. Кирпичев. – М.: АН СССР, 1953. – 96 с.
2. Уманский, В. Б. Теоретические основы шахтной подъемной машины / В. Б. Уманский [и др.]. // Вопросы управления и защиты – Харьков; Днепропетровск: Гостехиздат, 1933. – Ч. 1. – 227 с.
3. Двинина Л. Б. Обоснование динамических режимов при проектировании шахтных подъемных установок / Л. Б. Двинина // Диссерт. к.т.н – Екатеринбург: УГГУ, 2008. – 150
4. Двинина Л. Б. Типовые диаграммы подобия при расчете и анализе переходных режимов шахтных подъемных установок / Л. Б. Двинина, Л. А. Двинин, С. А. Ляпцев // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: материалы Четвертой междунар. научн. – техн. конф. 15–17 мая 2006, Екатеринбург: УГГУ, 2006. – С.160...163.
5. Двинина Л. Б. Выбор динамического режима шахтных подъемных установок по скорости подъема / Л. Б. Двинина, Л. А. Двинин С. А. Ляпцев // Математическое моделирование механических явлений: материалы научн. – техн. конф., 10-11 апреля 2008, Екатеринбург: УГГУ, 2008. – С. 268...274.
6. Еланчик, Г. М. Выбор наилучших параметров шахтных подъемных установок / Г. М. Еланчик. – М.: МГИ, 1971. – 89 с.

# КЛАССИФИКАЦИЯ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ОЧИСТКИ ШЛАМОВЫХ ЕМКостей И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ

Долганов А.В., Потапов В.Я., Упоров С.А., Юсупов Т.И., Соколова А.В.  
ФГБОУ ВО Уральский Государственный Горный Университет

**Аннотация.** В статье приведен обзор способов и средств очистки шламовых емкостей. Приведена методика и расчеты основных конструктивных параметров струйных насосов для удаления шламовых смесей. Представлены уравнения для оценки кавитационного запаса водоотливной установки.

**Ключевые слова:** способы и средства очистки шламовых емкостей, методика расчета, уравнения кавитационного запаса, струйный насос.

Очистка водосборников действующих водоотливных комплексов по настоящее время требует значительной доли ручного труда при низком уровне механизации этих работ. По опыту эксплуатации ВУ медно-колчеданных рудников для чистки водосборников ежегодно от основных (добычных, транспортных и др. работ) отвлекаются погрузо-доставочные и транспортные машины ПДМ и ПТМ на 90 и более машино-смен, что безусловно снижает годовую производительность рудников.

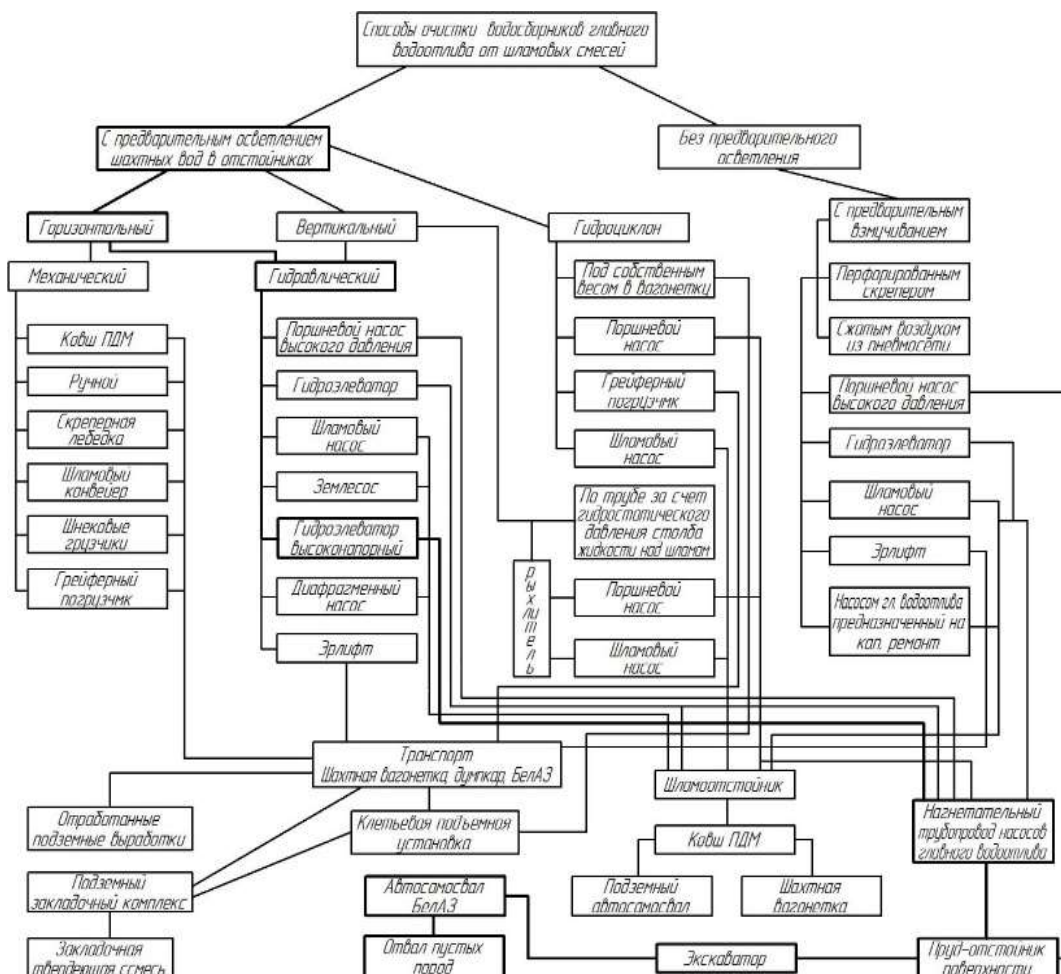


Рис. 1. Классификация способов и средств очистки шламовых емкостей

Классификация (рис. 1.) позволяет обоснованно выбирать способ очистки водосборника от шлама для обеспечения степени осветления перекачиваемых вод от механических примесей до значений, соответствующих требованиям заводов-изготовителей насосного оборудования /1/.

В настоящее время на ПР широко используются цикличные способы очистки (вагонетка, автосамосвал, ковш ПДМ и т.д.), хотя они мало приемлемы, несвоевременности очистки водосборников эффект осветления вод уменьшается, что приводит к их интенсивному заиливанию и гидроабразивному износу насосов и необходимости их работы в период часов максимума энергосистемы.

Предлагаемая классификация позволила выбрать ВГЭУ для установки в технологических схемах главного водоотлива рудников.

Включение ВГЭУ, предназначенных для очистки водосборников от шламовых смесей, в технологические схемы насосных станций главного водоотлива шахт и рудников требует получения новых и уточнения существующих зависимостей для определения параметров струйных насосов (ГЭ)рис.2. В условиях нашей задачи примем общую подачу ГЭ, м<sup>3</sup>/с:

$$Q_c + Q = Q_n, \quad (2)$$

где  $Q$  - подача, поступающая в приемную камеру ГЭ из шламоборника (отстойника, водосборника водоотливной установки), м<sup>3</sup>/с, при этом примем, что  $\rho$  - плотность жидкостей  $Q$  и  $Q_c$  считаем примерно одинаковой и равной общей подаче  $Q_c + Q = Q_n$ . Примем следующие конструктивные (геометрические и кинематические) допущения:

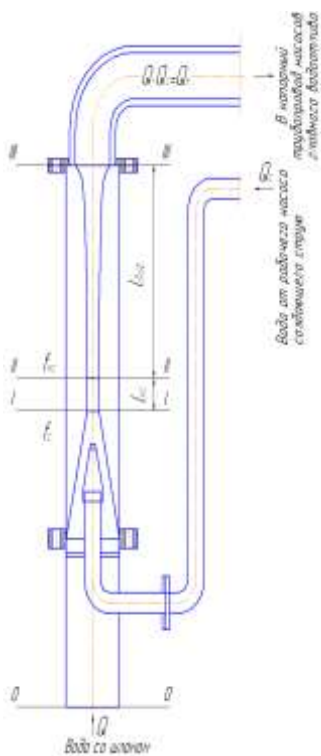


Рис. 2. Гидравлическая схема ВГЭУ

- камеру смешения (КС) принимаем цилиндрической формы;

- силы трения между жидкостью и стенками камеры не учитываются.

С учетом вышеприведенных условий и допущений найдем соотношения, определяющие рациональные параметры ГЭУ рудничной водоотливной станции. Рассмотрим параметры КС (площадь  $f_{кc}$ , длина  $l_{кc}$ ) (см. рис. 2), так как в ней происходит преобразование энергии жидкости, и она является основным элементом ГЭУ.

На основе принятого перепада напора  $\Delta H_{кc}$  в КС между сечениями I-I; II-II, (см. рис. 9) запишем выражение баланса количества движения:

$$\rho \cdot Q_c \cdot v_c + \rho \cdot Q \cdot v_1 - \rho \cdot Q_n \cdot v_2 = f_{кc} \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta H_{кc}, \quad (3)$$

где  $v_c$ ;  $v_1$ ;  $v_2$  - скорости соответственно на выходе из сопла, на входе в КС (сечения I-I), на выходе из КС (сечение II-II).

С учетом принятой формы поперечного сечения КС её диаметр  $d_{кc}$  может быть определен по следующей формуле:



$$d_{\text{кк}} = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot f_c \cdot g \cdot \Delta H_{\text{кк}}} \left[ Q_c^2 + \frac{Q^2}{S-1} - \frac{Q_H^2}{S} \right]} \quad (4)$$

где  $S$  - геометрический параметр, определяемый отношением площадей  $S=f_{\text{кк}}/f_c$ , причем всегда  $S > 1$ .

Для случаев, когда необходимо определение параметра  $\Delta H_{\text{кк}}$ , решение уравнения (3) может быть выполнено относительно этой величины, с предварительным принятием, что режимный параметр в условиях нашей задачи целесообразнее обозначить как отношение  $Q_H/Q_c=q_1$  в отличие от общепринятого подхода, при котором  $q=Q/Q_c$ , так как в наших условиях ГЭ входит в технологическую схему водоотлива, а шламовые смеси транспортируются по нагнетательным трубопроводам главных ВУ со скоростью, соответствующей номинальной подаче насоса.

Согласование параметров шламовой ГЭУ с параметрами насосной станции водоотлива шахты требуется также для обеспечения безкавитационных режимов работы установки, поэтому представляет интерес оценка кавитационного запаса установки, который в общем случае возможно определить по выражению

$$\Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} = (1 + \xi_{\text{вх}}) \cdot \frac{v_{1\text{max}}^2}{2g}, \quad (5)$$

где  $\xi_{\text{вх}}$  - коэффициент сопротивления входного участка в КС;

$v_{1\text{max}}$  - максимальная скорость транспортируемого потока на входе в КС.

Коэффициент кавитации  $\sigma$  для условий ГЭУ может быть записан как отношение

$$\sigma = \Delta h_{\text{кав}}^{\text{кр}} / \left( \frac{v_c^2}{2 \cdot g} \right) \quad (6)$$

После подстановки в это выражение (5) и преобразований получим

$$\sigma = (1 + \xi_{\text{вх}}) \cdot \frac{(q_1 - 1)^2}{S^2 - 2 \cdot S + 1} \quad (7)$$

Полученные уравнения необходимы для обоснования проектных параметров ГЭУ насосных станций. Внедрение ГЭУ повышенной напорности в схемы рудничных водоотливных станций будет способствовать полной механизации трудоемкого процесса очистки водосборников от шламовых смесей при обеспечении долговечности работы шахтных насосов.

#### Библиографический список

1. Долганов А.В. Повышение эффективности эксплуатации водоотливных установок медно-колчеданных рудников. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Екатеринбург 2012, с.18

# РОЛЬ ИСКУССТВЕННОГО ИНТЕЛЛЕКТА И ЦИФРОВЫХ ПОДКЛЮЧЕНИЙ В ОПТИМИЗАЦИИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Абдрахманова К. В., Абдрахманов И. Д.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Автомобили большой грузоподъемности (HDV) постоянно сталкиваются с проблемой снижения затрат на топливо, что побуждает производителей сосредоточить свои усилия на улучшении аэродинамических характеристик HDV. Однако внедрение искусственного интеллекта (ИИ) на борту транспортного средства дает возможность оптимизировать процесс транспортировки, что приводит к более эффективному подходу к решению этой проблемы. Это стало возможным благодаря электронной системе, которая может определить и установить наиболее экономичный режим работы транспортного средства. Более того, HDV, использующие цифровое подключение к сети, могут удаленно контролировать состояние важнейших компонентов, влияющих на расход топлива, а также помогают оперативно определять требования к техническому обслуживанию.

Расходы на топливо составляют значительную долю эксплуатационных расходов для HDV, и колебания цен на топливо могут существенно повлиять на прибыльность компаний, занимающихся перевозкой грузов. Кроме того, экологические проблемы, связанные с выбросами парниковых газов в транспортном секторе, оказывают огромное давление на производителей и операторов, вынуждая их сокращать свой углеродный след. Задача повышения топливной экономичности вызвала интерес производителей к разработке инновационных решений, оптимизирующих производительность HDV, что привело к внедрению искусственного интеллекта и цифровых подключений.

Современный грузовой автомобильный транспорт оснащен электронными системами, которые позволяют водителям определять и устанавливать наиболее экономически выгодный режим движения. Данные, поступающие с системы показателей работы HDV позволяют производить корректный учёт ГСМ, своевременный возврат путевых листов и анализ работы водителя. Также имеется возможность предусмотреть возможность учёта хронометража (время, затраченное на каждую трудовую операцию) работы каждой единицы транспортного средства, а именно:

- время пути до карьера;
- ожидание погрузки;
- время под погрузкой;
- транспортировка груза до фабрики;
- ожидание выгрузки;
- время выгрузки.

Кроме того, оцифровка позволила осуществлять удаленный мониторинг состояния автомобиля, что позволяет быстро определять и планировать необходимые мероприятия по техническому обслуживанию.

Ключевым преимуществом электронных систем на борту грузовых автомобилей является способность оптимизировать топливную экономичность с помощью алгоритмов искусственного интеллекта. Эти алгоритмы используют данные от бортовых датчиков, включая ЛИДАР и видеокамеры, для сканирования окружающей среды и адаптации к динамичным условиям вождения, а также различные системы мониторинга. Сложные алгоритмы также могут учитывать геопространственные данные и климатические условия для определения оптимальных настроек скорости и ускорения транспортного средства. Этот подход также может быть использован для оптимизации маршрутных решений, выбора наиболее экономичного маршрута на основе данных о плотности движения и высоте дороги.

На практике было разработано несколько моделей интеллектуальных грузовиков, которые используют электронные системы и алгоритмы искусственного интеллекта для повышения топливной экономичности. Например, технология I-See для анализа данных о рельефе местности и выбора наиболее подходящего передаточного числа, позволяющего максимально использовать механическую энергию автомобиля. Или технология с использованием GPS-навигации для определения оптимальных настроек скорости и ускорения для эффективного вождения, например, система мониторинга марки Galileosky, параметризация которого производится в программе «Конфигуратор», разработанной изготовителем данного устройства.

Оборудование грузовых автомобилей цифровыми коммуникационными системами приводит к снижению расхода топлива и повышению эффективности перевозок. Данные по техническим показателям и эксплуатации всех подключенных грузовиков передаются и обрабатываются в реальном времени, что позволяет специалистам анализировать результаты и делать рекомендации водителям по наиболее эффективному стилю вождения. Водители имеют доступ к персональным инструктажам по управлению автомобилем и периодически получают отчеты об использовании автомобиля на свои телефоны. Дистанционное управление подключенными транспортными средствами обеспечивает контроль и своевременное техническое обслуживание, что обеспечивает оптимизацию энергопотребления. С помощью датчиков давления в шинах TPMS, контролируется давление в реальном времени и поддерживается надлежащее давление, обеспечивая экономичность топлива. Датчики нагрузки на оси транспортных средств обеспечивают оптимальное распределение перевозимого груза и избежание перегрузок, что также повышает топливную экономичность.

Появление на рынке гибридных грузовых автомобилей позволяет сокращать вредные выбросы в атмосферу, но стиль вождения остается определяющим фактором в эффективном использовании энергоносителей. Для

этого используются безопасные технологии и виртуальные программы обучения экологическому стилю вождения, а также новые учебные методики. Это требует адаптации бортового программного обеспечения к использованию новых энергоносителей.

Результаты показывают, что внедрение искусственного интеллекта и цифровых подключений в HDV значительно повышает топливную экономичность этих транспортных средств, в конечном счете снижая эксплуатационные расходы. Благодаря интеграции электрических и гибридных силовых агрегатов в HDV, внедрение искусственного интеллекта и цифровых подключений дополняет работу этих систем, обеспечивая анализ данных в режиме реального времени, позволяя водителю регулировать режим вождения и оптимизировать топливную экономичность. Кроме того, цифровое подключение позволяет дистанционно контролировать состояние автомобиля, обеспечивая прогнозируемое техническое обслуживание, сокращая время простоя и снижая затраты на техническое обслуживание.

Применение искусственного интеллекта и цифровых подключений в автомобилях большой грузоподъемности является перспективным направлением, решающим проблемы, связанные с экономией топлива.

Позволяя оптимизировать транспортные процессы в режиме реального времени, он предлагает более экономичный и устойчивый подход к эксплуатации HDV. Внедрение этих технологий потребует стратегического партнерства между транспортными компаниями, производителями и разработчиками программного обеспечения для эффективной интеграции этих решений.

#### Библиографический список

1. Хиллиард Д., Спрингер Дж. «Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями» М.: Машиностроение, 1988. 504 с.: ил.;
2. Черепанов Л. А. «Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля». Тольяттинский государственный университет, 2016

# ВОПРОСЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОМПРЕССОР-ВОЗДУХОПРОВОДНАЯ СЕТЬ

Копачев В.Ф.<sup>1</sup>, Жаткин А. Н.<sup>2</sup>, Никитин А.В.<sup>1</sup>  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»<sup>1</sup>  
ПАО «Гайский ГОК»<sup>2</sup>

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены процессы моделирования работы компрессорной станции при переменном расходе потребителей. Установлены основные математические закономерности, описывающие протекающие физические процессы в системе компрессор-воздухопроводная сеть-потребитель. Приведены результаты моделирования протекающих процессов на полученной математической модели. Приведенные сведения позволяют оптимизировать работу компрессорных станций в условиях переменного расхода воздуха.

**Ключевые слова:** компрессорная станция, сжатый воздух, математическая модель, оптимизация, моделирование.

Компрессорные станции (КС) на горно-обогатительных предприятиях являются крупными потребителями электрической энергии. Снижение энергетических затрат на производство сжатого воздуха является актуальной задачей, так как они напрямую влияют на себестоимость выпускаемой продукции и позволяют быть предприятию конкурентоспособным на внутреннем и зарубежном рынках [1].

Оптимизация работы компрессорной станции не может быть осуществлена, без рассмотрения физических процессов, протекающих в системе компрессорная станция-воздухопроводная сеть.

Математическую модель работы компрессорной станции на внешнюю сеть принято строить на основе теории графов, представляя исследуемую систему как некоторую совокупность турбоагрегатов, системы трубопроводов, запорно-регулирующей аппаратуры, потребителей сжатого воздуха. В данной модели задаются необходимыми параметрами по расходам сжатого воздуха, требуемому давлению, и другими необходимыми параметрами. В некоторых случаях в таких моделях работу отдельных компонентов принято представлять в виде эмпирических зависимостей основных параметров турбоагрегатов, трубопроводов от режимных параметров работы КС в совокупности.

Рассмотрим вопросы построения математической модели, описывающей совместную работу КС, воздухопроводной сети и потребителей.

В качестве основных допущений при разработке математической модели работы КС приняты следующие допущения:

- работа компрессорной станции рассматривается как одиночная работа турбоагрегата, обладающего уникальной гидравлической характеристикой, описываемой эмпирической формулой;

- процессы, протекающие во внешней сети и в потребителях сжатого воздуха, считаются установившимися;

- потери давления сжатого воздуха определяются внешней сетью КС.

С достаточным приближением характеристики воздухопроводных сетей могут быть выражены уравнением [2]:

$$p_c = \sqrt{p_2^2 + Aq^2 RT_c}, \quad (1)$$

где  $p_c$ ,  $p_2$  – давление в начале и конце сети;  $A$  – величина, пропорциональная коэффициенту сопротивления, зависящему от размеров и конфигурации воздухопроводной сети;  $q$  – расход воздуха;  $R$  – газовая постоянная;  $T_c$  – абсолютная термодинамическая температура газа.

Возмущающее воздействие  $f(t)$  на объект выражается в изменении по произволу потребителей некоторого эквивалентного выходного сечения на конечном участке сети. Данный параметр входит в уравнение сети (1) в качестве переменной величины  $A$ .

Учет динамической составляющей воздухопроводной учитывается следующим образом. Компрессорная станция вырабатывает сжатый воздух в объеме  $V_k$ , который расходуется на заполнение внешней воздухопроводной сети сжатым воздухом в объеме  $V_c$ , на работу текущих пневмопотребителей в объеме  $V_{\text{раб}}$ , а также на покрытие утечек в воздухопроводной сети в объеме  $V_{\text{ут}}$ . В нормальном режиме работы системы текущий расход сжатого воздуха может превышать выработку сжатого воздуха КС, при этом в воздухопроводной системе будет наблюдаться снижение давления. При текущем расходе сжатого воздуха меньше, чем вырабатывает КС – будет наблюдаться повышение давления сжатого воздуха в воздухопроводной системе. Для нормальной работы пневмотребителей давление в системе должно находиться в диапазоне от  $p_n$  до  $p_k$ , при этом функцию воздушного аккумулятора выполняет внешняя воздухопроводная сеть, которая может аккумулировать и впоследствии выдавать запас воздуха в объеме  $\Delta V_c$ .

Изменения давления в данной воздухопроводной сети во времени будут описываться следующими математическими моделями. Рассмотрим дифференцировано процессы нагнетания воздуха в систему и его расхода из системы.

Компрессор нагнетает воздух в воздухопроводную систему и давление в системе будет изменяться. Значение текущего давления воздуха, определяется точками 1 или 2 пересечения рабочей характеристики компрессора  $p = f(q)$  и характеристик воздухопроводной сети, например,  $pc1$  или  $pc2$  (рис. 1).

Характеристика турбоагрегата типа К-250-61-1 достаточно точно описывается полиномом третьей степени:

$$p = -3,2154q^3 + 28,391q^2 - 83,882q + 93,69 \quad (2)$$

Для данного уравнения достоверность аппроксимации  $R^2$  составляет 0,9922.

Потребители сжатого воздуха, за счет его отбора, будут понижать давление в воздухопроводной системе. При этом масса сжатого воздуха в системе будет уменьшаться с уменьшением давления.

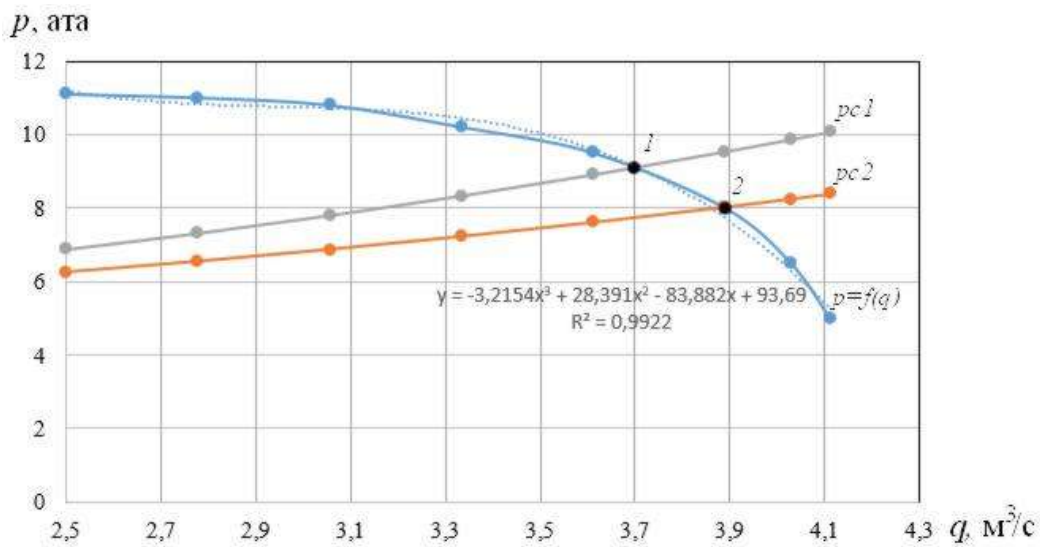


Рис. 1. Характеристики турбоагрегата и воздухопроводной сети

Таким образом, изменение давления в системе за счет работы механизмов определяется:

$$-\frac{dp}{p} = \frac{V_{\text{раб}}}{V_c} dt. \quad (3)$$

Изменение массы воздуха в системе за счет работы механизмов:

$$-dm = \frac{pV_{\text{раб}}}{RT_c} dt, \quad (4)$$

где  $p$  – абсолютное давление сжатого воздуха в системе,  $V_{\text{раб}}$  – объемный расход воздуха рабочими механизмами,  $T_c$  – абсолютная термодинамическая температура воздуха в системе.

Интегрирование уравнения (3) с учетом дополнительного расхода воздуха  $V_{\text{ут}}$ , связанного с утечками, дает нам следующее выражение:

$$p = p_0 e^{-(V_{\text{раб}}+V_{\text{ут}})V_c^{-1}t}. \quad (5)$$

Для определения абсолютной термодинамической температуры воздуха в системе используем осредненные данные и предположение о том, что трубопроводная системы сжатого воздуха частично отдает тепло в окружающую среду [3]. Предполагая процесс, протекающий с постоянным показателем политропы  $n = 1,2$ , температура в системе может быть определена:

$$T_c = T_H \left( \frac{p_c}{p_H} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (6)$$

Суммарное изменение давления в системе определяется решением уравнений (1), (2), (5), (6).

Результаты моделирования работы КС при переменном расходе воздуха потребителями на временном интервале от 1 до 20 час представлены на рис. 2.

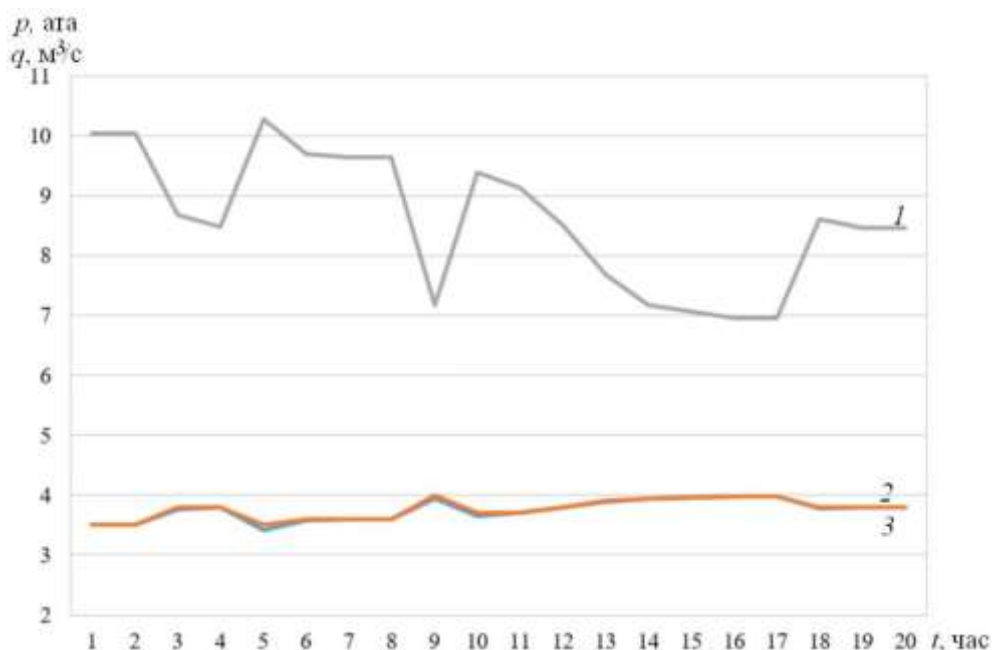


Рис. 2. Моделирование работы компрессорной станции при переменном расходе в системе: 1 – характеристика изменения давления в системе; 2 – зависимость изменения расхода потребителей; 3 – фактическое изменение расхода компрессорной станции.

Из графиков наглядно видно значительное изменение давления в системе при колебаниях расхода в воздухопроводной сети. Полученные результаты моделирования в достаточной степени согласуются с физическими замерами колебания давления в воздухопроводной системе при переменном расходе, которые приведены в [4]. Полученная математическая модель позволяет анализировать процессы, протекающие в системе КС-воздухопроводная сеть-потребитель, что, в конечном итоге, позволит оптимизировать работу компрессорной станции в части уменьшения непроизводительных расходов, связанных с несогласованной выработкой и потребления сжатого воздуха.

#### Библиографический список

1. Гендлер С. Г. Мониторинг потерь сжатого воздуха в разветвленных воздухопроводных сетях горных предприятий / С. Г. Гендлер, В. Ф. Копачев, С.В. Ковшов / Записки Горного института. Том 253. С. 3-11. DOI: 10.31897/PMI.2022.8
2. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М. – Л.: Изд. «Машиностроение». – 1964. 336 с.
3. Копачев В. Ф. Проектирование компрессорных установок / В. Ф. Копачев, Ю. Н. Миняев / Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010. 52 с.
4. Липчанский А. Ю. Анализ эффективности снабжения пневматической энергией потребителей сжатого воздуха подземного рудника ПАО «Гайский ГОК» / А. Ю. Липчанский, А. Н. Жаткин / Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 1. С. 76-82.



# ОСОБЕННОСТИ СПЕЦИАЛЬНОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ РОБОТОТЕХНИЧЕСКИМИ КОМПЛЕКСАМИ

Копачев В.Ф., Кобзев М.С., Мартыненко И.А., Никитин А.В., Ганбаров Г.Г.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В данной статье рассмотрено программное обеспечение, предназначенное для управления простейшими робототехническими комплексами, которое обладает понятным человеку интерфейсом, и решает проблему популяризации робототехники. Приведен обзор среды программирования Lego WeDo 2.0, показаны особенности использования основных функций программы. Приведенные сведения могут быть использованы при программировании простейших робототехнических устройств, создаваемых на базе конструкторов Lego.

**Ключевые слова:** робототехника, среда программирования, интерфейс.

В настоящее время, когда интенсивными темпами происходит внедрение информационных и робототехнических технологий во все сферы деятельности человека, актуальными становятся вопросы популяризации робототехники через реализацию упрощенных методов управления робототехническими комплексами с помощью графических интерфейсов, разработанных в специальных программных продуктах [1].

В настоящей работе рассмотрен один из таких программных продуктов, как среда программирования Lego WeDo 2.0 [2]. Программное обеспечение WeDo 2.0 состоит из специфических программных блоков, которые позволяют составить как простейшие линейные алгоритмы для управления двигателем, так и обработать информацию с датчиков и добавить в разрабатываемый проект необходимые изображения и аудио сигналы в виде различных звуковых эффектов.

Как было отмечено ранее, в основе самой платформы программного обеспечения WeDo 2.0 лежит графический язык программирования «G», заимствованный из среды программирования LabView. Но, если в оригинале блоки соединяются между собой проводниками (например, провода в физическом мире), то для данной программной среды был выбран более простой подход. Блоки соединяются между собой по принципу «вагончиков» в составе поезда – друг за другом, а расширители блоков имеют пазлообразный вид и даже не продвинутому пользователю интуитивно понятно, что, как и зачем необходимо соединять между собой [3].

Рассмотрим подробно, какие программные блоки можно встретить в каждом модуле рассматриваемого программного обеспечения.

Первый модуль: блоки управления мотором и индикатором смартхаба. Все блоки модуля имеют визуальную подсказку – на них нарисован мотор или смартхаб (рис. 1), поэтому сразу понятно, каким элементом управляет данный блок, если мы его включаем в свою программу управления робототехническим комплексом.



Рис. 1. Блоки управления мотором и индикатором смартхаба

Первый блок с символом, похожим на спидометр, задает скорость вращения двигателя. В программном обеспечении установлен диапазон изменения данного параметра от «0» до «10», хотя можно задавать и большие значения, однако, все значения, превышающие отметку в «10» будут соответствовать предустановленному максимальному значению.

Блок с песочными часами задает время работы мотора. Единица измерения времени – секунда.

Следующие два блока отвечают за задание направления вращения оси, подключенной к мотору – по часовой стрелке или против.

Блок с крестиком отвечает за остановку мотора. Остановить мотор можно еще несколькими способами: установив в нужном месте алгоритма блок мощности с уставкой «0» или остановить программу целиком.

И последний блок в модуле отвечает за изменение цвета свечения индикатора смартхаба. Причём эту функцию можно использовать как в мультимедийных целях (реализация светофора), так и для отладки алгоритма и установки в «контрольных точках» программы.

Второй модуль: блоки управления экраном, мультимедиа (звуки) и математическими вычислениями.

Красная палитра, в первую очередь, включает в себя блоки управления экраном (рис. 2).



Рис. 2. Блоки управления экраном

Блок экрана с облаком позволяет задать фон экрану из встроенной библиотеки изображений, которая содержит 28 доступных картинок различных категорий, определяемых пользователем. Это может быть природа, горы, океан и т.п.

Блок экрана с цифрами «123» позволяет работать с текстовыми и числовыми данными. При добавлении блока расширения «abc» мы переходим в режим вывода текстовых сообщений – на экране отобразится информация для пользователя, введённая в блок расширения. В случае добавления блока расширения «123» (цифры на белом фоне) активируется режим работы с числами. При этом введённое значение не только отображается на экране, но еще

и запоминается в памяти экрана. Последнее записанное значение хранится в блоке расширений «123» (полностью синий блок). Таким образом, получается аналог переменной из стандартных средств программирования.

Блок математических вычислений позволяет выполнять арифметические операции: сложение, вычитание, умножение, деление. Данный блок подходит для реализации таймеров и счетчиков, инверсии сигналов от датчиков.

Последний блок отвечает за размер экрана – его можно развернуть на всю рабочую зону программы, уменьшить, либо свернуть.

Блок с изображенной нотой – блок звуковых эффектов. У блока имеется встроенная библиотека разнообразных звуков, а также функция записи своего звукового файла.

Таким образом, использование среды программирования Lego WeDo 2.0 позволяет быстро и эффективно овладеть методами программирования простейших робототехнических комплексов, что повышает творческую активность обучающихся, позволяет им реализовывать собственные профессиональные творческие проекты [4, 5]. Следует отметить, что специалисты, владеющие методами программирования, отмечаются гибкостью, адаптивностью, развитостью критического мышления, компетентностью, а также высоким уровнем творческой активности.

#### Библиографический список

1. Желтова Д.В. Разработка новых методов в области искусственного интеллекта и робототехники / Д.В. Желтова. – Вестник науки. 2023. Т. 4. № 2 (59). С. 224-226.

2. Система обучения Lego // URL: <https://education.lego.com/ru-ru/learningsystem#чтособой-представляет-система-обучения-lego> (Дата обращения: 09.09.2023).

3. Агафонова Д.А. Возможности использования конструкторов Lego Wedo 2.0 в начальной школе / Д.А. Агафонова, Д.В. Толстова. – Матрица научного познания. 2023. № 1-2. С. 69-71.

4. Старцев С.С. Возможности формирования компетенций инженера будущего при помощи набора Lego Wedo 1.0 на занятиях робототехникой в объединениях системы дополнительного образования / С.С. Старцев. – В сборнике: Молодежь и XXI век - 2022. Материалы 12-й Международной молодежной научной конференции. В 4-х томах. Отв. редактор М.С. Разумов. Курск, 2022. С. 283-286.

5. Смагулов Е.Ж. Использование возможностей робототехники для формирования математических исследовательских навыков обучающихся / Е.Ж. Смагулов, С.М. Серикова. Central Asian Scientific Journal. 2021. № 4 (4). С. 29-34.

# ВОПРОСЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЛОГИСТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА СКЛАДАХ

Копачева Е. А., Чиканцев Д. М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены вопросы оптимизации логистических операций на складах готовой продукции. Предложен сетевой график реализации технологических операций, созданный на основе графов. Приведены основные преимущества данной схемы. Указанные сведения могут быть полезны для моделирования логистических бизнес-процессов на предприятиях разных отраслей промышленности.

**Ключевые слова:** логистика, моделирование, склад, оптимизация, логистические процессы.

В настоящее время, когда интенсивно развиваются информационные технологии, логистика, под которой ранее понималось простое перемещение материалов, превращается в интегральную науку, которая занимается проблемами оптимизации управления движениями материальных потоков. Логистика является подсистемой производственного процесса, при оптимизации затрат в которой, позволяет добиться значительных конкурентных преимуществ [1].

Рассмотрим вопросы оптимизации логистических операций на складе готовой продукции методом моделирования происходящих технологических процессов. Логистический процесс на складе отличается сложностью и сопряжен с большими затратами труда и средств. Он требует полной согласованности функций снабжения запасами, переработки груза и выполнения заказов. Условно его можно разделить на три основных этапа:

- ✓ операции, направленные на обеспечение склада запасами товаров;
- ✓ операции, связанные с переработкой груза и оформлением документации;
- ✓ операции, направленные на реализацию товаров в соответствии с заказами потребителей.

Для оптимизации сроков и методов исполнения складских операций применяют моделирование при помощи различных методов. Моделирование процессов на складе служит для определения маршрутов товарных потоков, выбора стандартов документооборота, формирования организационно-штатной структуры и алгоритмов функционирования. Моделирование логистических процессов на складе начинается со стандартизации складских процессов. Стандартизация предполагает разработку и использование стандартов на технологические операции, включая погрузочно-разгрузочные работы, приемку грузов по количеству и по качеству, комплектацию, хранение, а также многие другие складские операции. Стандартизация помогает проводить на складе сетевое планирование складских процессов [2].

Сетевая модель отображает процесс выполнения комплекса работ, направленного на достижение конечной цели. Конечной целью логистического процесса на складе, рассматриваемого от момента поступления до момента

отпуска груза, является погрузка товаров на транспортное средство для доставки его грузополучателю.

Сетевая модель представляет собой графическое изображение процессов, выполнение которых необходимо для достижения одной или нескольких целей, с указанием взаимосвязей между этими процессами. Рассмотрим процесс приемки товара на склад, который изобразим в виде графов (рис. 1).

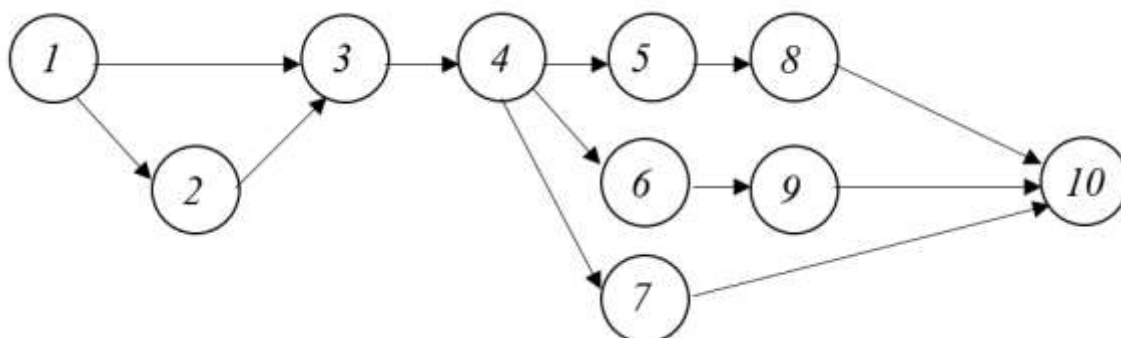


Рис. 1. Логистический процесс приемки товара на склад

1 – прибытие товара, 2 – оформление документации, 3 – разгрузка товара, 4 – проверка качества товара, 5 – фасовка товара, 6 – приемочный контроль, 7 – претензионная работа по некачественному товару, 8 – размещение товара по местам хранения, 9 – истребование недостающих документов с поставщика, 10 – конец процесса приемки

За основу графиков берется логическая последовательность складской обработки грузов. Таким образом, сетевая модель устанавливает логическую взаимообусловленность и технологическую взаимосвязь всех складских операций. Представление логистического процесса на складе в виде сетевой модели позволяет определить структуру процесса, состав технологических участков и подразделений, их функции, трудоемкость выполняемых работ, место выполнения отдельных работ, установить взаимосвязь всех комплексов работ, провести общий анализ логистического процесса, что создает возможность эффективного управления отдельными операциями [3].

Сетевая модель логистического процесса на складе составляется с терминированной структурой и с использованием вероятностных методов оценки параметров работ. Использование математических методов для определения параметров не только движения груза, но и для прогнозирования необходимых запасов, позволяет выйти на новый уровень логистических процессов [4, 5].

Исходное событие в сетевых графиках складских – это прибытие транспортного средства с грузом от поставщика, в качестве завершающего события – отпуск груженого транспортного средства получателю.

Сетевые графики обладают важным свойством – наглядностью. Отражение в них логической последовательности работ, четкости их взаимосвязей позволяют руководителям и исполнителям анализировать состав и порядок проведения комплекса работ, уже этим оказывая управляющее

воздействие на их ход. Вариации структур технологических процессов ведут к изменению затрат труда [6].

Предлагаемые сетевые модели дают возможность повысить эффективность управления технологическим операциями логистического процесса за счет: рационального выбора оптимальных вариантов структур этапов, устранения дублирования операций, устранения непроизводительных операций на основе их совмещения и рационализации, рационального учета материальных ценностей и своевременного оформления необходимых транспортных документов.

Современные технологии позволили сделать моделирование в логистике простым и доступным в использовании, что позволяет без лишних затрат времени, сил и финансов увидеть проблемные места и найти оптимальные варианты для их решения.

### Библиографический список

1. Рогачев А.Ф. Логистическое моделирование производственных процессов на предприятиях АПК / А.Ф. Рогачев, Р.Е. Бабнюхов // Известия Нижневолжского агроуниверситетского комплекса: Наука и высшее профессиональное образование. 2006. № 3 (3). С. 91-96.

2. Храмов А.В. Логистический процесс на складе и основы его моделирования / А.В. Храмов, Р. А. Данилов // Вестник молодых ученых Самарского государственного экономического университета. 2017. № 1 (35). С. 172-174.

3. Мустафаева Д. И. Оптимизация логистических процессов с использованием метода имитационного моделирования / Д. И. Мустафаева // Вестник научных конференций. 2019. № 4-3 (44). С. 90-92.

4. Пантелеева О. Б. Моделирование логистических процессов организации / О.Б. Пантелеева, М. О. Боровская, Т. А. Трифонова // Сфера услуг: инновации и качество. 2019. № 42. С. 76-83.

5. Сулимин А. А. Анализ применимости нормального и логнормального законов распределения случайных величин для имитационного моделирования логистических процессов в строительстве / А. А. Сулимин, А. В. Богомолова, Э.А. Гаммершмидт, Н.А. Иванов // Перспективы науки. 2018. № 5 (104). С. 33-39.

6. Горецкая Е. С. Моделирование логистических бизнес-процессов на предприятии / Е. С. Горецкая, Н. И. Стрих // Тенденции развития науки и образования. 2022. № 85-6. С. 76-79.

## СПЕЦИАЛЬНЫЕ СРЕДСТВА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Котельников А. П., к.т.н., доцент каф ТМ,  
Гильфанов Т.З., студент гр. МР-22  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Описываются возможности использования специальных пленочных датчиков усталости, цифровой фотометрии и искусственного интеллекта определения характеристик выносливости исследуемых материалов ускоренным методом, осуществления качественной и количественной оценки нагрузок на диагностируемую деталь, прогнозирования остаточного ресурса деталей машин и любых других металлоконструкций подверженным циклическим деформациям.

**Ключевые слова:** детали машин, пленочные датчики усталости, дислокации, цифровая фотометрия, нейросети.

Как известно, наиболее неблагоприятными нагрузками на детали машин являются циклические знакопеременные нагрузки. При этом многие детали машин работают именно при таких нагрузках, например, детали приводов. Это может вызвать накопление усталостных повреждений, которые практически недоступны для наблюдения в отличие от других процессов деградации материалов (таких как коррозия или изнашивание). В то же время существуют специальные технические средства, позволяющие производить диагностирование усталости деталей и металлоконструкций машин [1]. Например, образцы-свидетели, тензометрические датчики, ультразвуковые методы и т.д. Однако особого внимания заслуживают так называемые датчики деформаций интегрального типа или пленочные датчики усталости (ПДУ), изготавливаемые из алюминиевой или медной фольги толщиной пленки 40 мкм по специальным технологиям. Такие датчики позволяют превратить ненаблюдаемый процесс накопления усталостных повреждений в наблюдаемый. Происходит это по следующим физическим свойствам этих пленочных датчиков: на их поверхности в процессе циклических деформаций (вместе с диагностируемой деталью появляются дислокации зерна измененной структуры) в виде микротрещин, которые являются результатом расслоения зерна металла датчика и могут распознаваться под микроскопом с увеличением в 60-100 раз (см. рис. 1). Размер, ориентация и плотность этих дислокаций определяются величиной и видом механических напряжений, которые испытывает диагностируемая деталь. Так, например, если деталь цилиндрической формы (вал) испытывает циклическое закручивание, то дислокации располагаются под углом 90 градусов к продольной оси детали. Таким образом, ориентация и размер дислокаций на изначально зеркальной поверхности ПДУ позволяют качественно и количественно оценивать вид и величину действующих циклических нагрузок на диагностируемую деталь.



Рис.1 – Характерный вид реакции ПДУ

Вообще, существуют несколько существенных преимуществ описываемых датчиков усталости для прогнозирования ресурса деталей машин:

- возможность расположения на труднодоступных участках диагностируемых деталей машин;
- отсутствие в необходимости применения электропроводов, что позволяет использовать в реальных условиях эксплуатации;
- высокая информативность реакции датчиков.

Известны разработки отечественных ученых для количественной обработки реакции описываемых датчиков, например, использование инфракрасного излучения, применение методов химического травления для оценки относительной площади изменения состояния поверхности пленки по мере роста числа и размеров дислокаций и др. [2,3]. Однако эти методы характеризуются существенной трудоемкостью, не отличаются высокой точностью и, как правило, могут быть реализованы исключительно в лабораторных условиях, а также связаны с вредными для здоровья исследователя условиями работы (методы химического травления).

Современные средства и методы цифровой фотометрии и соответствующие программные продукты позволяют на принципиально новом уровне осуществлять качественную и количественную обработку реакции пленочных датчиков усталости. Используя методы цифровой фотометрии и физические свойства ПДУ, становится возможным развивать методики ускоренного определения характеристик выносливости материала детали (образца), в частности предел выносливости для заданной наработки.

Это обстоятельство имеет существенное значение в условиях дефицита времени при освоении новых образцов техники. Для этого можно использовать образец с установленным на него ПДУ и подвергая циклическим деформациям при разных уровнях нагрузки, определять по реакции датчиков через каждое фиксированное число циклов деформирования закон распределения напряжений в испытываемом образце (см. рис.2, 3). В качестве диагностического параметра можно использовать, например, относительную площадь занимаемую дислокациями по мере накопления усталостных повреждений. Используя свойства ПДУ можно также учитывать разброс механических свойств испытываемого материала, например, применяя образец, выполненный в виде балки равного сопротивления.



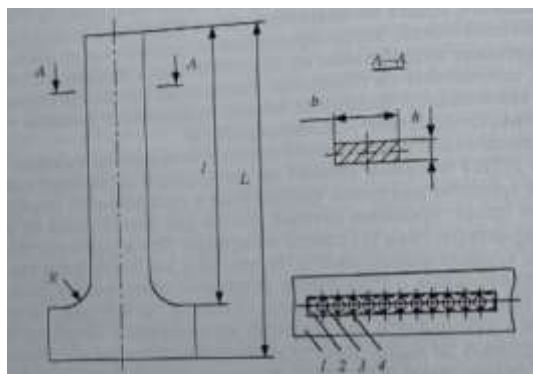


Рис.2 – Схема образца для усталостных испытаний: 1 – фрагмент образца, повернутый на  $90^{\circ}$ ; 2 – сепаратор; 3 – окно для цифрового фотоснимка; 4 – датчик

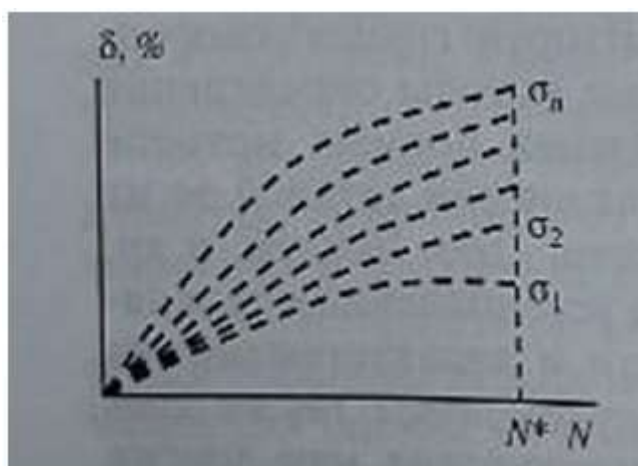


Рис.3 – Характерная диаграмма интенсивности накопления повреждений в материале образца при разных величинах напряжения

Опираясь на энергетическую теорию усталости материалов в качестве критерия для оценки величины накопленных повреждений моно использовать площадь под кривой на диаграмме (рис.3), то есть

$$A = \int_0^N \delta(N) dN$$

Это позволяет построить кривую усталости материала, где предел выносливости исследуемого материала будет соответствовать некоторому нижнему пороговому значению критерия  $A^*$  для заданной наработки без разрушения, остальные же значения этого критерия будут определять форму кривой усталости материала.

Особого внимания заслуживает использование ПДУ для оценки остаточного ресурса деталей машин тем более при отсутствии зарегистрированной истории её нагружения (то есть в абсолютном большинстве случаев). Для этого можно использовать искусственный интеллект, а именно реализуемый посредством применения нейросетей. Уже известны примеры использования искусственного интеллекта и нейросетей для создания диагностических систем [X]. Это позволяют основные принципы присущие нейросетям. Один из которых заключается в

способности обучения нейросети на основе предоставленных данных. А также принцип самообучения, при котором искусственный интеллект способен извлекать данные из предоставленного объема данных и использовать их в зависимости от поставленной задачи. Проиллюстрировать это можно следующим образом. Например, получена база данных в виде таблицы, в которой для каждого уровня действующего напряжения и числа циклов деформирования соответствует цифровой фотоснимок реакции ПДУ:

$N$ , тыс. циклов	$N_1$	$N_2$	...	$N_n$
$\sigma_1$	$A_{11}$	$A_{12}$	...	$A_{1n}$
$\sigma_2$	$A_{21}$	$A_{22}$	...	$A_{2n}$
...	...	...	...	...
$\sigma_n$	$A_{n1}$	$A_{n2}$	...	$A_{nn}$

Далее, применяя обученную нейросеть, можно по цифровому фотоснимку реакции ПДУ, сделанному в произвольный момент эксплуатации диагностируемой детали, получить оценку действующего напряжения и наработанного числа циклов. Таким образом можно получить координату на кривой усталости материала и выполнить оценку остаточного ресурса.

Итак, использование известных свойства писанных ПДУ, современных средств цифровой фотометрии, возможности искусственного интеллекта на основе нейросетей и технологии распознавания образов становится возможным: определять характеристики выносливости исследуемых материалов ускоренным методом, осуществлять качественную и количественную оценку нагрузок на диагностируемую деталь, выполнять прогнозирование остаточного ресурса деталей машин и любых других металлоконструкций подверженным циклическим деформациям.

#### Библиографический список

1. Копнов В.А. Датчики усталостного повреждения / В.А. Копнов, С.А. Тимашев. – Екатеринбург: Наука. Урал. отд-ние, 1992.–87 с.
2. Сызранцев В.Н. Методы экспериментальной оценки концентрации циклических деформаций и напряжений на поверхностях деталей машин: учеб. пособие / В.Н. Сызранцев. – Курган: КМИ, 1993.–83с.
3. Кузнецов, В.П. Применение оптоэлектронного световодного преобразователя для оценки состояния пленочных датчиков деформаций / В.П. Кузнецов, В.Н. Сызранцев, А.А. Иванов // Датчики электрических и неэлектрических величин: тез. докл. – Курган, 1993.–Ч.1.–С.49...50.

# ПОИСК РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛОК НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВИБРАЦИИ ПОДВИЖНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Пожидаев Ю.А., Потапов В.Я., Потапов В.В., Кузнецов А.М., Соколов Р.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

В качестве переменных величин при моделировании примем основные характеристики динамической системы двухвалковой дробилки (масса вала в сборе, частота вращения валков, коэффициент жёсткости пружин) и механические свойства кокса (коэффициент сопротивления дроблению, коэффициент жёсткости при раздавливании кокса), а параметром будет коэффициент сопротивления вибрации, развиваемый электромеханическим модулем виброзащиты.

Величины, определяющие условия опыта, обычно называют факторами, их совокупность – факторным пространством. Набор значений факторов характеризует некоторую точку факторного пространства, а совокупность всех опытов составляет факторный эксперимент. Расположение точек в факторном пространстве определяет план «модельного» эксперимента, который задаёт число и условия проведения опытов с регистрацией их численных результатов.

Были выделены шесть факторов варьирования, причём каждый фактор имеет разное количество уровней варьирования, что затрудняет применение ротатбельных планов при исследовании модели. Поскольку исследование направлено на конкретный объект, предпочтительно работающий в монотонном режиме, то можно ранжировать варьируемые факторы, тем самым предварительно упорядочить их. Тогда, рассматривая дробилку Д4Г 900×700, можно сказать, что размер куска кокса и соответственно порция являются случайными величинами, причём время реализации случая очень мало, что говорит о лидерстве в варьировании. Ещё один фактор варьирования, на который реже влияют при плановой эксплуатации – масса верхнего подвижного вала в сборе. Остальные факторы стабильны достаточно длительное время, однако это справедливо при рассмотрении действующего объекта по налаженной технологии.

Выше поставленная задача подразумевает поиск решения во всей области, сформированной шестью факторами ( $d$ ,  $m$ ,  $n$ ,  $c$ ,  $c_M$ ,  $k_M$ ), для нахождения связанных параметров ( $k_{эл}$ ,  $\sigma_r$  и  $\sigma_f$ ) каждой случайной реализации среднего размера куска  $d$  порции материала (кокса)  $V$ . Воспользуемся методом многостадийного группового отбора [1-3] для исследования разработанной математической модели.

Применение многостадийного группового отбора позволит извлечь выборку типовых элементов из факторного пространства таким образом, чтобы сформировать кластеры (группы). При формировании кластеров следует руководствоваться единичным объёмом выборки, который будет влиять, в конечном счёте, на число математических опытов над моделью, а значит, и точность итоговых результатов.

Принимая во внимание первооснову при конструировании (требование к производительности) большинства горных машин, к которым относится дробилка Д4Г 900×700, вычленим элементы, которые могут образовать кластер подходящего размера в исследуемом факторном пространстве. Наиболее крупные кластеры можно сформировать по энергетическим спектрам  $\Phi_i(\omega)$ , которых в нашем случае 14. Каждый энергетический спектр воздействия  $\Phi_i(\omega)$  характеризует природу возбуждения при конкретной частоте вращения валков  $n$ . Если рассматривать процесс дробления при постоянной производительности  $Q$  и соответствующей частоте вращения при каждом спектре возбуждения, то размеры этих кластеров будут одинаковыми. Однако такое исследование модели будет неполным. Следует расширить выборку, учитывая, что  $Q \geq [Q]$ , т.е. для каждого энергетического спектра возбуждения  $S_{ri}(\omega)$  будут проанализированы настройки дробилки с учётом возможного повышения частоты вращения валков  $n$ . Это мероприятие увеличит выборку опытного материала, что расширит объём знаний об объекте.

Таким образом, размеры кластеров будут различными, а учитывая постановку динамической задачи, возможно рассмотреть процесс раздавливания порции по фазам, тогда каждый кластер приобретёт ряд обликов, соответствующих количеству рассматриваемых фаз рис. 1. Каждый облик кластера – это одинаковая по размеру группа, содержащая информацию с другими уровнями варьирования факторов ( $c_M$  и  $k_M$ ), которые характеризуют фазу процесса.

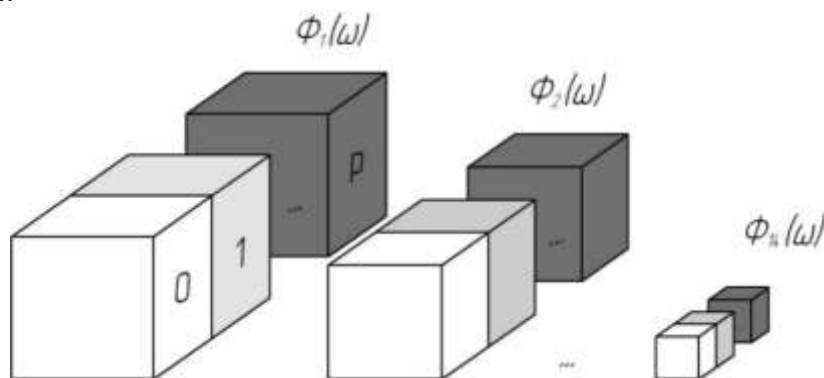


Рис. 1. Иллюстрация многостадийной выборки для исследования математической модели динамических явлений в процессе дробления

Такое разбиение выборки опытного материала из решений математической модели позволяет отыскать рациональные режимы работы объекта по динамическим характеристикам, а затем, учитывая критерий энергоэффективности, отыскать подходящий режим и сконструировать виброзащитное устройство диагностирования вибрации. Для перехода к поиску характеристических параметров виброзащиты необходимо разбить выделенные кластеры, каждый из которых сформирован четырьмя варьруемыми факторами ( $d, m, n, c$ ).

В конечном итоге необходимо получить зависимость  $k_{onm} = f(d)$ , по которой можно судить о каждом кластере и определять пределы варьирования настроек активной виброзащиты в каждом подкластере.

Тогда в качестве подкластера назначим элемент поверхности отклика параметра  $k_{onm}$ , зависящего от двух варьируемых факторов  $d$  и  $n$ , т.е. подкластером является найденное решение  $k_{i,j,p}$  при некотором сочетании уровней варьирования  $d_i$  и  $n_j$ . Каждый подкластер можно охарактеризовать двумя типами обликов, реализуемых при варьировании [4] факторами  $m_i$  и  $c_i$  рис. 2.

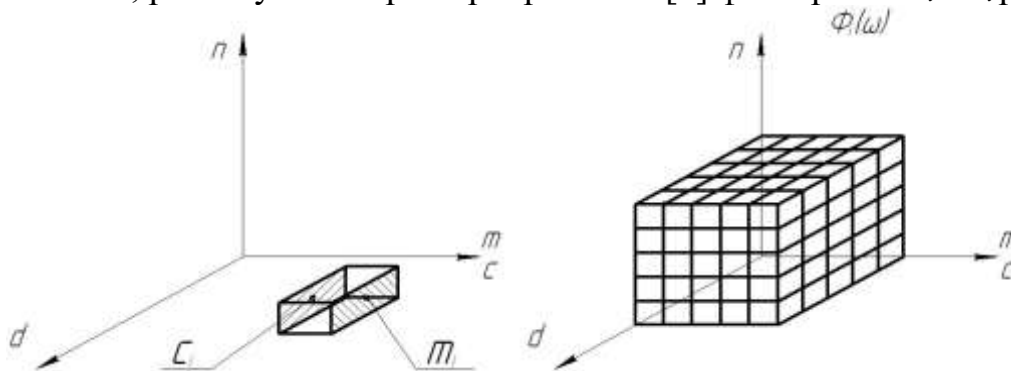


Рис. 2. Разбивка кластера на подкластеры

Для поиска наилучшего решения в данном факторном пространстве следует воспользоваться численными методами оптимизации, в основе которых положены безградиентные способы исследования математической модели.

Тогда постановку задачи параметрической оптимизации для представленного выше факторного пространства сформулируем на математическом языке следующим образом: требуется найти в  $n$ -мерном пространстве, сформированном многообразными кластерами, область рациональных подкластеров, причём в каждом существует диапазон наилучших значений параметра.

#### Библиографический список

1. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Т.2. / Методы планирования эксперимента. — М.: Мир, 1981 г., 520 с.
2. Пожидаев Ю. А., Кадошников В. И. Проектирование экспериментальной установки для оценки доли рекуперации кинетической энергии колебательных процессов // Процессы и оборудование металлургического производства: межрегион. сб. науч. тр./ ГОУ ВПО «МГТУ». – Магнитогорск, 2009. – Вып.8. – С. 177-179.
3. Семашко В. В., Пожидаев Ю. А. Оптимизация параметров конструкции при проектировании // Вестник машиностроения, 2012. – № 8. – С. 34-37.
4. Thomas Dan A. Mechanical impedances forthin plates. J. Acoust Soc. America, 1960, no. 10.

# ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ УГЛЕЙ В ПОДЗЕМНЫХ УСЛОВИЯХ С ПРИВЕДЕННЫМИ ЗАТРАТАМИ

Потапов В.Я., Потапов В.В., Юркова Е.И., Пустохина Н.Г., Соколова А.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В статье изложены результаты исследования влияния горно-геологических факторов на разделения угля в различных аппаратах при подземном обогащении. Оценка этого влияния была проведена на основе анализа зависимости приведенных затрат от количественных и качественных параметров технологических схем разработки шахт с подземным обогащением.

Внедрение в технологическую схему подземных горных работ процессов обогащения позволяет исключить полностью или частично переработку горной массы на поверхности.

В работе предложено использовать сухие методы разделения углей с использованием сепаратора по трению и упругости (СПРУТ) в сравнении с применением круто наклонного сепаратора КНС.

Наиболее экономична технологическая схема с использованием сепаратора СПРУТ. Применение которого в схеме позволяет иметь минимальные затраты на собственное обогащение, далее следует технология гидростатического подъемом с сепаратором КНС. Приведена технологическая схема подземного обогащения угля с применением сепараторов КНС и схема установки сепаратора СПРУТ в технологической цепочке добычи угля.

Использование малогабаритных установок СПРУТ позволяет встраивать их в технологическую последовательность движения угольной массы от забоя до погрузочных пунктов в пределах добычных участков, а в сочетаниях с пневмозакладочными комплексами осуществлять размещение пустой породы в погашаемых выработках и закладку выработанных пространств при любых способах управления горным давлением (кровлей). Представлена калькуляцию эксплуатационных затрат по всем процессам добычи, обогащения, и транспортировки угля., для схем с установкой сепараторов СПРУТ и КНС. Приведены гистограммы иллюстрирующие структуру эксплуатационных затрат. В результате экономической оценки определены эффективности технологические схемы разделения.

**Ключевые слова:** геологические факторы, сепараторы, экономическое сравнение, технологическая схема, подземное обогащение, разделение угля, затраты, гистограмма, калькуляция, пневмозакладка.

В ряде работ [1-10] изложены результаты исследования влияния горно-геологических факторов на разделения угля в различных аппаратах при подземном обогащении. Оценка этого влияния была проведена на основе анализа зависимости приведенных затрат от количественных и качественных параметров технологических схем разработки шахт с подземным обогащением угля с использованием круто наклонного сепаратора КНС (рис.1.) [1-3].

Ранее было установлено, что эффективность подземного обогащения углей целесообразно осуществлять при размере шахтного поля по простиранию не менее 2 км, с установкой разделительных аппаратов в бремсберге.

В качестве подземного обогащения были предложено использования гидростатического подъема и круто наклонного сепаратора КНС [1] (рис.1.).

Использование данных способов не прошло промышленную апробацию, поэтому они не могут быть рекомендованы для широкого внедрения.

В представленной работе рассматривается использования сухого метода разделения углей с применением сепаратора по трению и упругости (СПРУТ) в сравнении свыше упомянутым сепаратором КНС [3-4]. (рис. 2.)

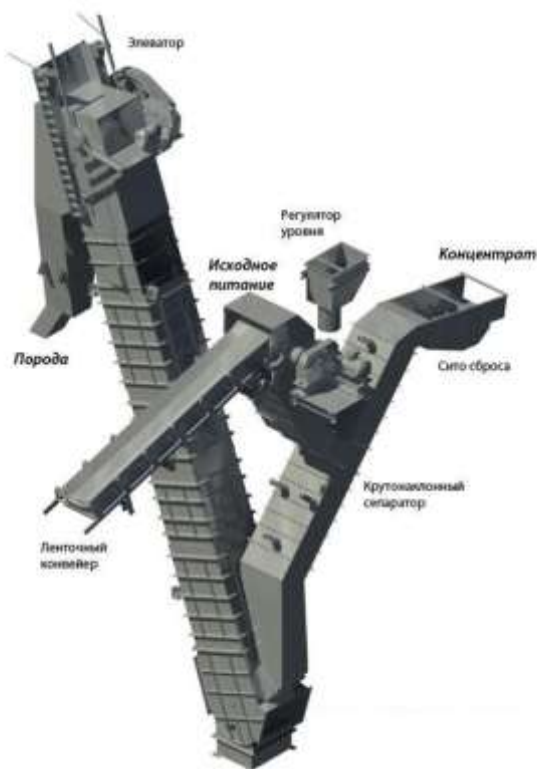


Рис.1. Принципиальная схема сепаратора КНС подземного обогащения угля с применением

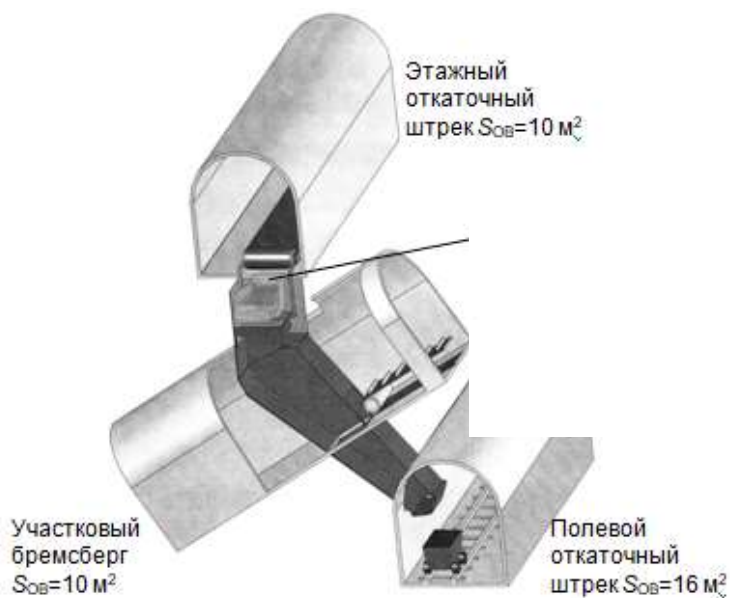


Рис. 2. Установка сепаратора СПРУТ в технологической цепочке

## Сравнение затрат на технологические решения

Показатель	Технологические схемы подземного углеобогащения				
	1(СПРУТ)			2(КНС)	
	в бремсберге	в районе сопряжений (приемная площадка)	в около- ствольном дворе	в бремсберге	в около- ствольном дворе
Суммарные капитальные затраты, тыс. р.	878205,6	888393,6	916920	918958	957672
Эксплуатационные расходы, р./т	49,242	55,185	57,732	57,732	61,977
Эксплуатационные затраты на подземное углеобогащение, р./т.	7,2165	10,1031	14,6877	11,037	17,9988
Капитальные затраты на подземное углеобогащение, тыс. р.	43604,64	43604,64	49717,44	47679,8	57867,84

Как было установлено на основании приведенных в табл. I затрат - наиболее экономична технологическая схема с использованием сепаратора СПРУТ. Использование данного сепаратора в схеме позволяет иметь минимальные затраты на собственное обогащение, далее следует технология гидростатического подъемом с сепаратором КНС.

Сравнивая технологические схемы с установкой сепараторов при подземном обогащении - следует отметить, что, установка СПРУТ имеет меньшие эксплуатационные расходы и рост капитальных затрат. Возрастание капитальных затрат связано с затратами на транспорт пустой породы и закладку ее в выработанное пространство.

Интерес представляет калькуляцию эксплуатационных затрат по всем процессам добычи, обогащения, и транспортировки угля, для схем с установкой сепараторов СПРУТ и круто наклонного КНС. Гистограммы иллюстрирующие структуру эксплуатационных затрат для рассмотренных процессов представлены на рис.3 - рис.4.

Как видно из гистограммы наиболее существенными из учитываемых затрат являются затраты на обогащение (КНС), транспорт горной массы и размещение породы в выработанное пространство.

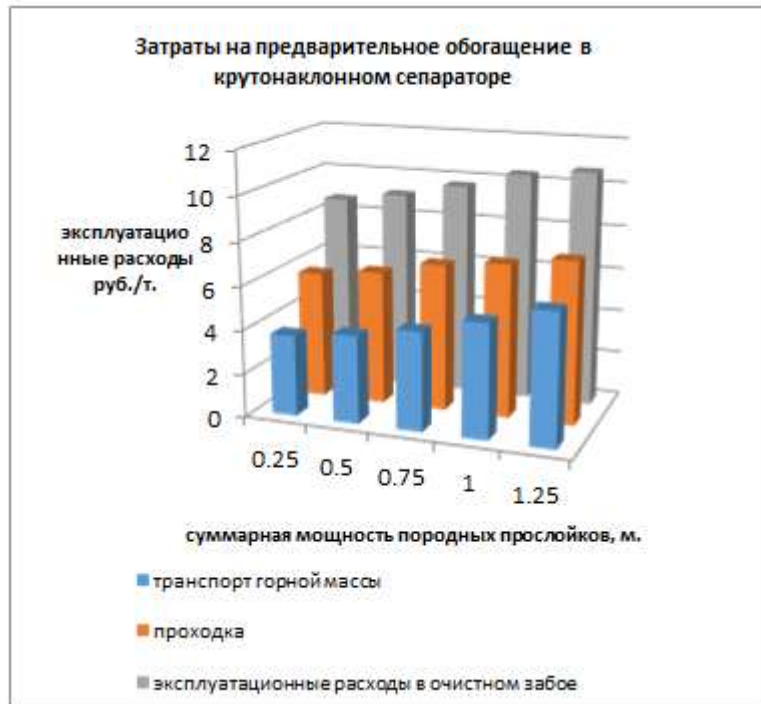
Затраты на подъем полезного ископаемого будут зависеть от количества выхода низкочольного продукта.

В результате экономической оценки эффективных схем повышения качества угля, нами установлено, что наиболее перспективны технологические схемы с использованием в подземных условиях современных сепараторов по

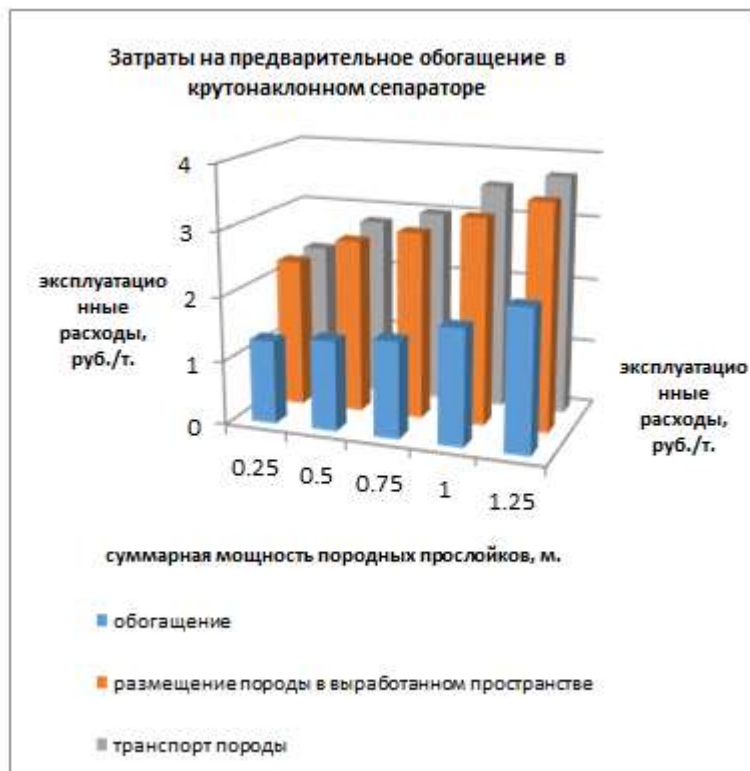


трению и упругости, обеспечивающих выделение значительной части высокозольных продуктов.

а)



б)



в)

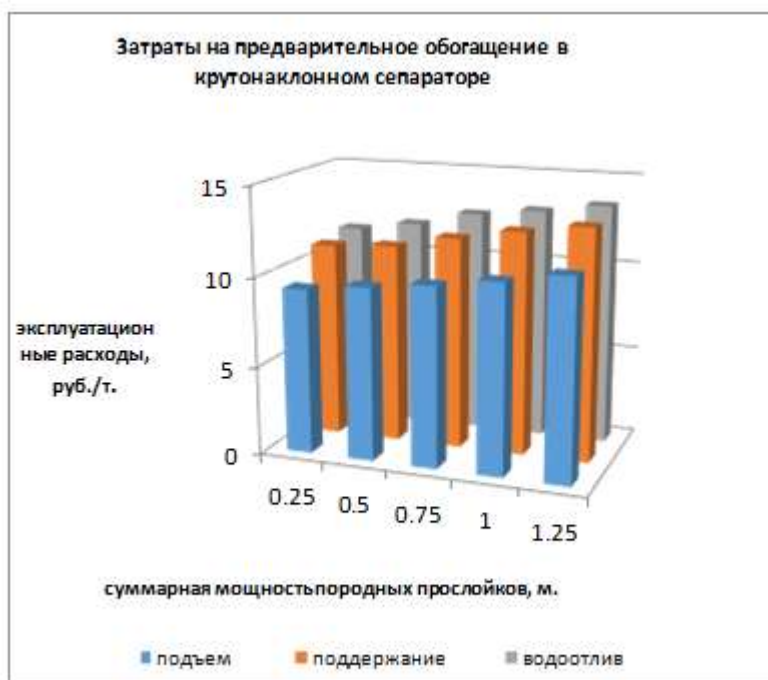
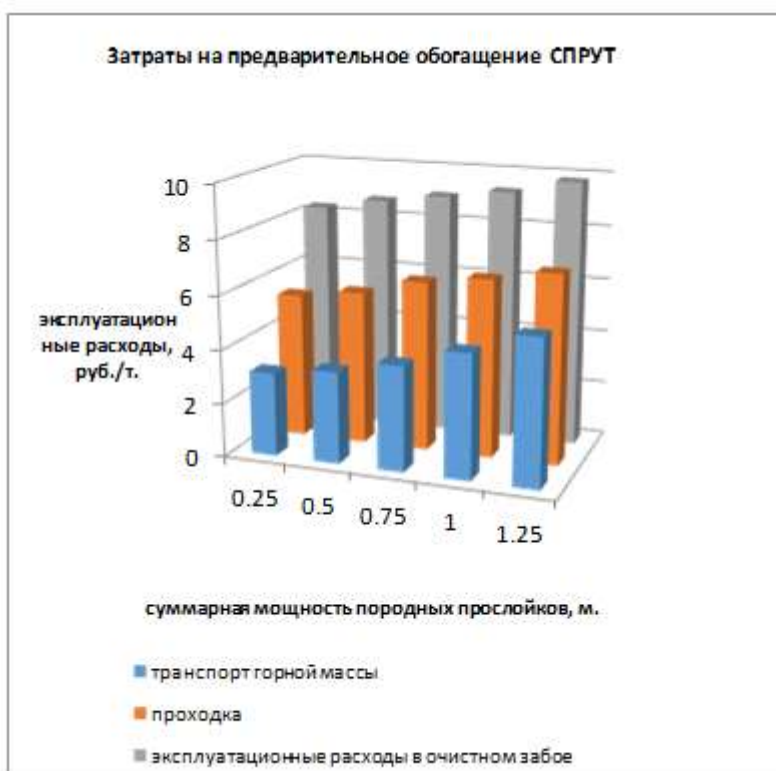
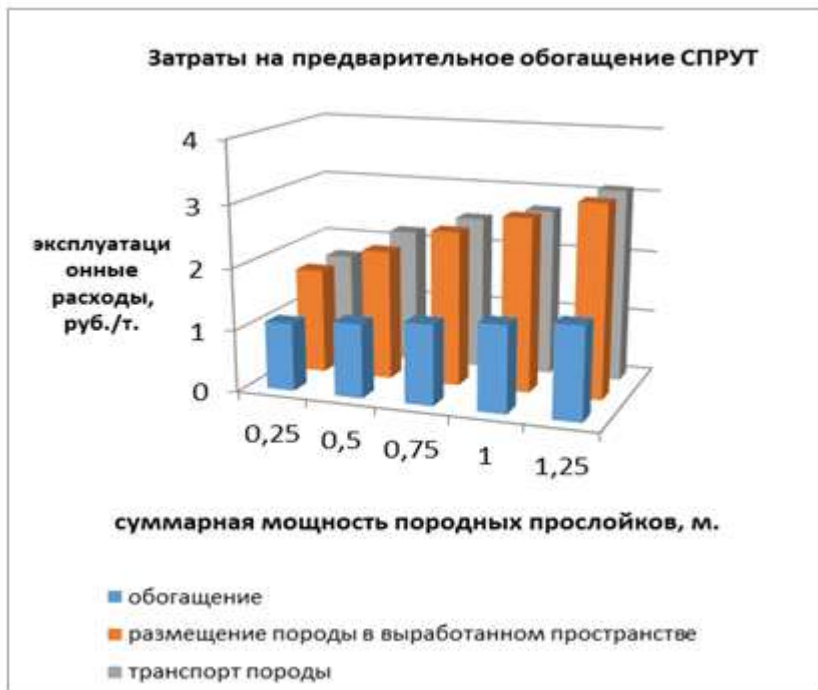


Рис. 3. Гистограммы распределение затрат на обогащение КНС при различных технологических процессах: а), б), в)

а)



б)



в)



Рис.4. Гистограммы распределение затрат на обогащение СПРУТ при различных технологических процессах: а), б), в)

Использование малогабаритных установок СПРУТ позволяет встраивать их в технологическую последовательность движения угольной массы от забоя до погрузочных пунктов в пределах добычных участков, а в сочетаниях с пневмозакладочными комплексами осуществлять размещение пустой породы в погашаемых выработках и закладку выработанных пространств при любых способах управления горным давлением (кровлей).

#### Библиографический список

1. Пацук В.Е. Обоснование параметров технологических схем с подземным обогащением угля: Автореф. дис. канд. техн. наук. - М., 1994, - 30 с.
2. Акимов Л. М. Обоснование эффективности технологических схем, обеспечивающих повышение качества добываемого угля: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – Новочеркасск, 2002. – 22 с.
3. Валиев Н. Г., Потапов В. Я., Потапов В. В. Технология разработки угольных месторождений, обеспечивающая экологическую и промышленную безопасность горных работ // Изв. вузов. Горный журнал, 2011. № 6. С. 101 -107.
4. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости, пат. Ru №111780. заявл 24.06. опубл. 27.12.2011. Бюл. № 36, В.Я. Потапов. А.И. Афанасьев, С.А. Ляпцев, Е.Ф. Цыпин, В.В. Потапов, В.В. Иванов.
5. Измалков А.В., Лаврухина Л.Я., Попов С.Ф., Лиманский А.В. Перспективы развития высоко - производительных энергосберегающих технологий выемки пологих пластов на шахтах России // Техника и технология открытой и подземной разработки месторождений: Науч. сообщ. / ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского. – М., 2004. – Вып. 328. – С. 65-73
6. Юркова Е.И. Формирование системы нормирования затрат на горнодобывающем предприятии/ Горный информационно-аналитический бюллетень, 2004. № 11 - С. 102-104.
7. Hao S. L., Ding Z. X. Design of Internal Control Risk Management System of Coal Mining Enterprises Based on Systems Engineering // Advanced Materials Research, 2012, Vols. 424–425, pp. 890–893.
8. Răvaş V. Aspects regarding the implementation of internal control in mining companies// Annals of the University of Petrosani, Economics 14(1), 2014, 305-316.
9. Бокатая С. В., Кукушкина Н. С. Оценка факторов, влияющих на финансовое положение угледобывающих организаций России // Вестник профессиональных бухгалтеров, 2016. – № 3. – С. 44–51.
10. Яроцкая Е.В., Потапова А.А. Риски предприятий угледобывающей отрасли РФ в современных экономических условиях//Вестник науки Сибири, 2012. -№ 4(5) - С. 203-208.

# ОПТИМИЗАЦИЯ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВИЖНОГО ЭЛЕМЕНТА ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ

**Пожидаев Ю.А., Потапов В.Я., Потапов В.В., Кузнецов А.М., Соколова А.В.**  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В статье предложен возможный способ сравнения полной механической энергии парциальной системы и доли энергии, которая рекуперирована посредством демпфирования колебаний электромеханическим виброгасителем, а также для поиска решений математической модели разработан типовой алгоритм последовательности вычислений.

**Ключевые слова:** Дробилка, математическая модель, виброгаситель, матрица вычислений.

Запишем примерную задачу оптимизации, где коэффициент сопротивления системы зависит от пропорционального соотношения величин, характеризующих динамическую систему, и варьируемых факторов, отражающих конструктивные и технологические особенности объекта:

$$k_{onm} = \left\{ \begin{array}{l} x \leq [\sigma_x] \\ \ddot{x} \leq [\sigma_{\ddot{x}}] \end{array} \right. \xrightarrow{\min} opt \text{ при } \left[ \begin{array}{l} m_{i\min} \leq m_i \leq m_{i\max} \\ c_{i\min} \leq c_i \leq c_{i\max} \\ k_{i\min} \leq k_i \leq k_{i\max} \\ \dots\dots\dots \end{array} \right], \text{ где } i=1 \dots n. \quad (1)$$

Значения коэффициента сопротивления системы  $k_{onm}$  справедливы для каждого силового сопротивления динамической системы, вынужденные колебания которой описаны конкретным энергетическим спектром возбуждения  $S(\omega)$ . Коэффициент сопротивления системы  $k_{onm}$  требует уточнения при изменении конструктивных и технологических параметров, таких как инертная масса  $m_i$  подвижных элементов, жёсткость упругих связей  $c_i$ , коэффициент сопротивления отдельных демпферов  $k_i$ , скорость подвижных звеньев машины и др.

В выражении (1) не формализован критерий оценки эффективности аналогового сигнала, вырабатываемого электромеханическим виброгасителем. Поэтому был предложен следующий способ сравнения полной механической энергии парциальной системы и доли энергии, которая рекуперирована посредством демпфирования колебаний электромеханическим виброгасителем. Рассмотрим выражение, описывающее изменение полной энергии механической системы, испытывающей вынужденные колебания:

$$\frac{dW}{dt} = -r\dot{x}^2 + \dot{x}F_o \cos(\Omega t), \quad (2)$$

где  $-r\dot{x}^2$  – диссипативная функция;  $\dot{x}F_o \cos(\Omega t)$  – мощность внешнего источника энергии. Дополним выражение (2), которое будет справедливо при определении изменения энергии механической системы электромеханического модуля в режиме виброгасителя:

$$\frac{dW}{dt} = -r\dot{x}^2 + \dot{x}F_o \cos(\Omega t) - \frac{dE}{dt}.$$

Отношение количественных значений энергий  $E/W$  показывает эффективность применения электрической машины в виброзащитной системе объекта. В частности, коэффициент эффективности рекуперации аналогового сигнала – это энергоэффективность электромеханического модуля в режиме виброгасителя. Под энергоэффективностью понимаем рациональное использование энергетических ресурсов, достижение экономически оправданной результативности использования топлива и энергетических ресурсов при существующем уровне развития техники и технологии, соблюдая требования к охране окружающей среды [1, 2].

Ещё одним из критериев суждения о парциальной системе является относительное демпфирование  $\psi$ , выраженное через отношение коэффициента демпфирования системы  $h$  к её критическому коэффициенту демпфирования  $\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ , т.е.  $\psi = \frac{h}{\omega_k}$ .

Параметр  $\psi$  является критерием подобия колебательных систем. Он может служить критерием сравнения парциальных систем, а также способствует выявлению рациональных и оптимальных режимов демпфирования колебаний при варьировании характеристическими параметрами системы –  $c$  и  $m$ .

В исследованиях многих учёных [3-9] доказано, что даже незначительное сопротивление колебательному движению системы вызывает скоротечное затухание колебаний. Так, при номинальном значении параметра  $\psi$  в интервале от 0,25 до 0,30 за один период колебаний поглощается около 95% кинетической энергии парциальной системы [10].

В нашем случае затруднительно определить численно собственную частоту колебаний парциальной системы, поэтому параметр  $\psi$  представим конвертированным выражением, т.е.  $\psi = \frac{k}{2\sqrt{cm}}$ . Отсюда понятно, что увеличение инертной массы  $m$  требует увеличения коэффициента сопротивления, чтобы парциальная система не изменяла свои характеристики. Снижение массы  $m$  ведёт к интенсивному затуханию колебаний. Аналогично и с коэффициентом жёсткости  $c$ .

Относительное демпфирование механической системы можно варьировать в интервале от 0 до  $\infty$  посредством суммирования характеристик коэффициента сопротивления, т.е. выражение относительного демпфирования принимает вид:

$$\psi = \frac{\sum_{i=1}^s k_i f_i(\dot{x})^{n_i}}{2m\omega},$$

где  $n_i$  – характеристика затухания колебаний (при постоянном трении  $n=0$ ; при регрессивной характеристике  $n=0,5$ ; при линейной зависимости  $n=1$ ; при квадратичной  $n=2$ );  $s$  – число учитываемых виброизоляторов при многокаскадной виброизоляции.

Процесс вибрации подвижного вала имеет несколько фаз в течение одного периода колебаний. В зависимости от фазы меняется суммарный коэффициент сопротивления системы. Первую (начальную) фазу можно

охарактеризовать временем протекания начальной стадии разрушения куска материала, когда происходит раздавливание с усилием, не превышающим силу, создаваемую пружинами в начальном положении. Тогда суммарный коэффициент сопротивления системы равен коэффициенту сопротивления материала дробления, т.е.  $k_{\Sigma}=k_M$ .

Вторую фазу характеризует процесс раздавливания материала, который сопровождается возрастанием усилия сжатия, и по этой причине смещением подвижного вала в сторону блока пружин, сжимая их. Тогда выражение суммы функций коэффициентов сопротивления от скорости имеет вид:

$$\sum_{i=1}^s k_i f_i(\dot{x})^{n_i} = \frac{k_M f_M(\dot{x})^{n_M} (k_f f_f(\dot{x})^{n_f} + k_{onm} f_{onm}(\dot{x})^{n_{onm}})}{k_M f_M(\dot{x})^{n_M} + k_f f_f(\dot{x})^{n_f} + k_{onm} f_{onm}(\dot{x})^{n_{onm}}},$$

где  $k_M f_M(\dot{x})^{n_M}$  – функциональная зависимость динамического коэффициента сопротивления дроблению материала от скорости сжатия порции;  $k_f f_f(\dot{x})^{n_f}$  – функциональная зависимость коэффициента сопротивления от обобщённой скорости системы в узлах трения механической системы;  $k_{onm} f_{onm}(\dot{x})^{n_{onm}}$  – функциональная зависимость коэффициента сопротивления вибрации электромеханического виброгасителя от обобщённой скорости системы.

Первая и вторая фазы протекают в первую половину периода колебаний и определяют отклонение механической системы из положения равновесия. Третья фаза содержит вторую половину периода колебаний, когда происходит возврат подвижного вала в исходное положение. Тогда сумма коэффициентов сопротивления описывает выражение:

$$\sum_{i=1}^s k_i f_i(\dot{x})^{n_i} = k_M f_M(\dot{x})^{n_M} + k_f f_f(\dot{x})^{n_f} + k_{onm} f_{onm}(\dot{x})^{n_{onm}}. \quad (3)$$

По нормам конструирования виброзащитных устройств основное сопротивление (демпфирование) вибрации  $k$  закладывают на возвратное движение [10]. Поэтому моделирование направлено в первую очередь на поиск конструктивных решений применительно к системе виброзащиты подвижного элемента валковой дробилки при возврате в исходное положение.

С учётом вышесказанного реализуем формулировку на математическом языке, взяв за основу выражение (2), тогда оптимальная характеристика демпфирования вибрации будет найдена для каждого подкластера при определённом энергетическом спектре вынужденных колебаний  $S_i(\omega)$ , т.е. для каждого кластера. Учитывая дополнительные граничные условия, математическая формулировка задачи оптимизации примет вид:

$$k_{onm} = f(\dot{r}) = \left\{ \begin{array}{l} \left( \begin{array}{l} \sigma_r \leq [\sigma_r] \\ \sigma_{\dot{r}} \leq [\sigma_{\dot{r}}] \end{array} \right) \rightarrow \min \\ \frac{E}{W} \rightarrow 1 \\ 0 < \psi \leq 0,25 \end{array} \right\} \rightarrow opt \text{ при } \left[ \begin{array}{l} m_{i \min} \leq m_i \leq m_{i \max} \\ c_{i \min} \leq c_i \leq c_{i \max} \\ c_{Mi \min} \leq c_{Mi} \leq c_{Mi \max} \\ k_{Mi \min} \leq k_{Mi} \leq k_{Mi \max} \\ n_{i \min} \leq n_i \leq n_{i \max} \\ d_{i \min} \leq d_i \leq d_{i \max} \end{array} \right]. \quad (4)$$

Сложность задачи (4) заключается в том, что объём кластера достаточно внушительный, даже при трёхуровневом варьировании шестью факторами получается  $N=3^6=729$  решений в одном кластере только приблизительно. В нашем случае есть смысл формировать кластер слоями, т.е. слой содержит совокупность подкластеров, которые характеризует зависимость  $k_{onmi}=f_i(d, n)$ .

Для поиска решений математической модели разработан типовой алгоритм последовательности вычислений рис. 1. Цикл формирования факторного пространства коэффициента демпфирования для каждой реализации конструктивного и технологического решения выбирают с учётом варианта планированного эксперимента [11]. В нашем случае цикл будет строиться на безградиентном поиске оптимального решения в одном слое кластера. После сделанной выборки решений из каждого слоя кластера необходимо провести статистический анализ и выявить наиболее рациональный режим и оптимальные характеристики динамической системы.

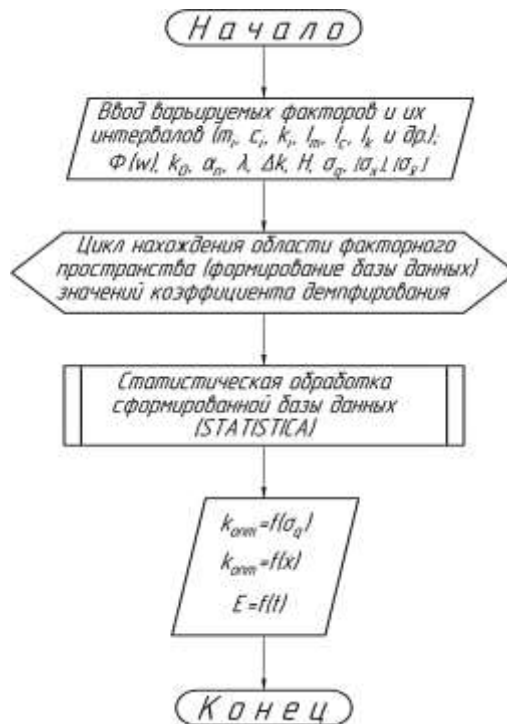


Рис. 1. Типовой алгоритм по нахождению решений модели динамики подвижного элемента дробилки



Взяв за основу конструкцию алгоритма рис. 1., можно разработать субъективный алгоритм численного решения математической модели для конкретной дробилки.

#### Библиографический список

1. Безопасность жизнедеятельности / под ред. Э.А. Арустамова. – М.: Дашков и Ко, 2004. – 496 с.
2. Хван Т.А., Хван П.А. Безопасность жизнедеятельности. – Ростов н/Д.: Феникс, 2004. – 415 с.
3. Алексеев А. М., Сборовский А. К. Судовые виброгасители. – Л.: Судпромгиз, 1962. – 196 с.
4. Писаренко Г.С. Рассеяние энергии при механических колебаниях. — Киев: Изд-во АН УССР, 1962. – 320 с.
5. Безухов Н. И., Лужин О.В., Колкунов Н.В. Устойчивость и динамика сооружений в примерах и задачах. — М.: Высш. шк., 1987. – 424 с.
6. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. – М.: Госстройиздат, 1960. – 131 с.
7. ThomasDanA. Mechanical impedances for thin plates. J. Acoust Soc. America, 1960, no. 10.
8. Gladwell G. M. L., Bishop R. E. D. The receptances of uniform and nonuniform rotating shafts. J. Mech. Engng. Sci, 1959, no. 1.
9. De Har, R. C. J., Struct. Div. Response of rigid frame to a distributed transient load. Proc. Amer. Soc. Civil Engrs, 1956, no. ST5.
10. Фурунжиев Р.И. Проектирование оптимальных виброзащитных систем. – Минск: Высшэйшая шк., 1971. - 318 с.
11. Нинул А.С. Оптимизация целевых функций. Аналитика. Численные методы. Планирование эксперимента. – М.: Физматлит, 2009. – 336 с.

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИВЕДЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

Потапов В.Я., Потапов В.В., Волков Е.Б., Гребенкин С. М., Майнингер В. А.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Для количественной оценки упругих и фрикционных свойств частиц разделяемого материала в настоящее время пользуются методикой, основанной на исследованиях Тимченко Н.К. В зависимости от угла наклона, кусок может в конце плоскости остановиться или разогнаться до определенной скорости, что позволяет управлять процессом разделения горных пород. Частицы минералов перемещаются по наклонной плоскости не только со скольжением, но и с качением, что влияет на эффективность процесса разделения.

**Ключевые слова:** трение качения, частица, коэффициент, эффективность.

Наиболее перспективным направлением в совершенствовании и проектировании разделительных аппаратов является создание аппаратов, использующих комплексную физико-механическую характеристику горных пород, что обеспечивает более полное разделение полезных ископаемых в одном аппарате [1].

Для количественной оценки упругих и фрикционных свойств частиц разделяемого материала в настоящее время пользуются методикой, основанной на исследованиях Тимченко Н.К. [2]. Данная методика уточнена в части определения коэффициентов восстановления и мгновенного трения. Которая описывает движение частиц разделяемого материала в фрикционных аппаратах. Фрикционное разделение основывается на различиях в коэффициентах трения различных материалов. Основным узлом, на котором происходит фрикционное разделение, является узел стратификации, представляющий собой наклонную плоскость, покрытую защитным материалом, по которой перемещаются частицы горной массы, приобретающие в ее конце различные скорости.

В результате экспериментов установлено, что при прочих равных условиях, дальность отскока частицы зависит не только от коэффициентов восстановления и трения при ударе, но и от формы и размеров куска горной породы. Удар частицы о наклонную плоскость практически не бывает центральным. Поэтому после удара частица начинает двигаться с вращением, т.е. совершать плоскопараллельное движение. При этом изменяется траектория движения и, соответственно, дальность отскока, а также время движения куска по наклонной плоскости. В зависимости от угла наклона, кусок может в конце плоскости остановиться или разогнаться до определенной скорости, что позволяет управлять процессом разделения горных пород. Частицы минералов перемещаются по наклонной плоскости не только со скольжением, но и с качением, что влияет на эффективность процесса разделения. В зависимости от угла наклона этой плоскости возможны различные режимы движения: чистое скольжение, качение без проскальзывания, качение со скольжением. При проведении экспериментов было зафиксировано, что вид движения частицы после падения на наклонную плоскость зависит от формы частицы: кубообразной, столбчатой, плитчатой. Качение без проскальзывания характерно

для частиц кубовидной формы. Данный процесс характеризуется, главным образом, условным приведенным коэффициентом трения качению [3].

$$\delta = R \left( \operatorname{tg} \alpha - \frac{2,8L}{gt^2 \cos \alpha} \right) \quad (1)$$

где  $\alpha$  - угол наклона плоскости;  $L$  - длина пройденного пути;  $t$  - время движения;  $R$  - эквивалентный радиус частицы.

Результаты экспериментального определения коэффициента трения качения представлены на рис. 1, 2. Исследования показывают, что существует закономерная взаимосвязь между крупностью подвижного куска и коэффициентом трения качения: чем больше размер, тем выше коэффициент трения качения. Данная закономерность справедлива для стальной и резиновой поверхностей качения. При этом коэффициент трения качения связан с крупностью перемещающихся угольных кусков прямой пропорциональной зависимостью (рис. 3).

$$\delta = k_M d \quad (2)$$

где  $k_M$  - безразмерный коэффициент пропорциональности;  $d$  - диаметр.

Для исследованных случаев  $k_M = 2,23 \cdot 10^{-4}$  как для резиновой, так и для стальной поверхности качения. Корреляционное отношение при этом составляет  $r = 0,93$ .

Уравнение взаимосвязи указанных параметров для асбестсодержащих этих руд аппроксимируется полиномиальной функцией с корреляционным отношением  $r = 0,87$ .

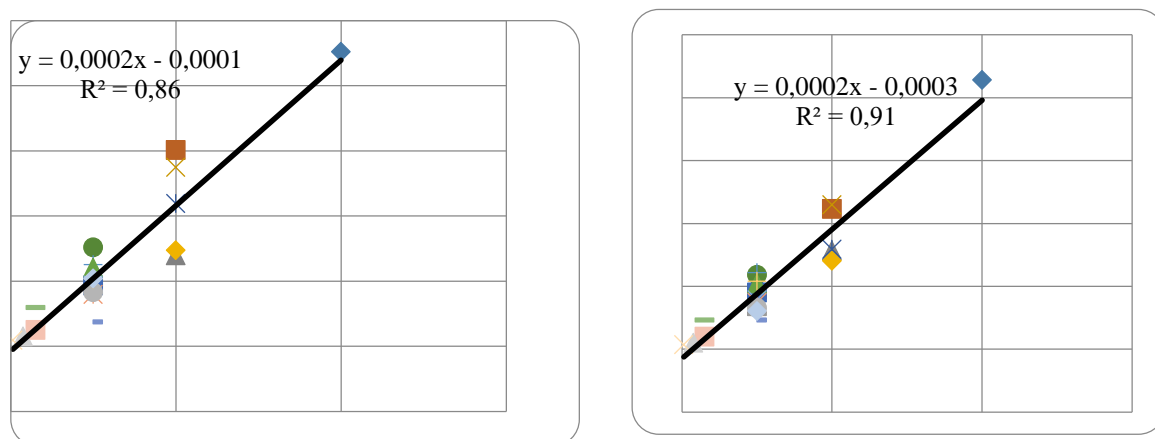


Рис. 1. Зависимость приведенного коэффициента трения качения для угольных формаций: а) – резина б) – сталь

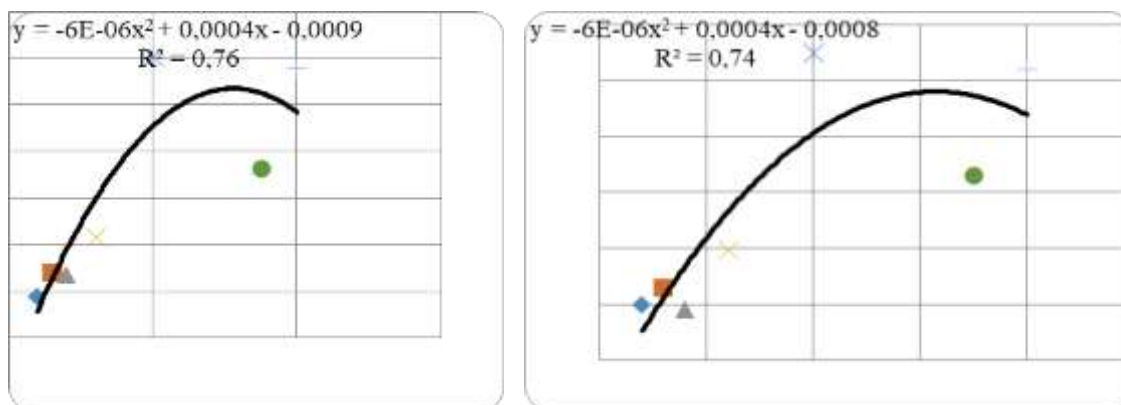


Рис. 2. Зависимость приведенного коэффициента трения качения для асбестосодержащих продуктов: а) – резина б) – сталь

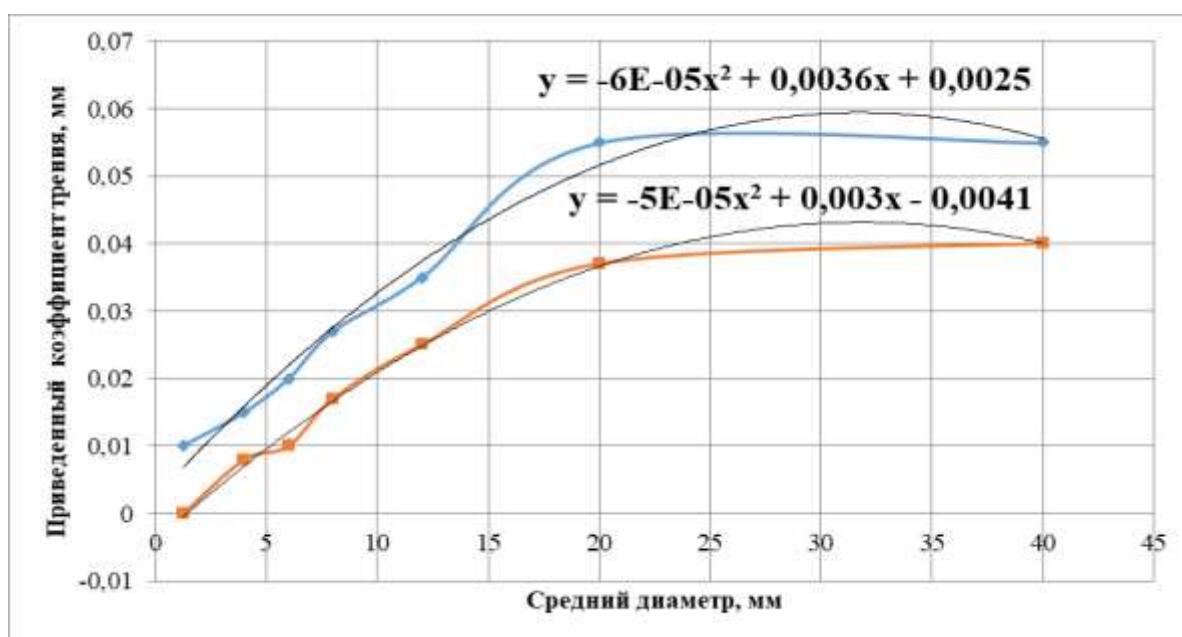


Рис. 3 Зависимость коэффициент трения качения от среднего диаметра угольных кусков

Полученные значения приведенного коэффициентов трения качения были использованы при составлении математической модели процесса разделения многокомпонентных материалов на фрикционных аппаратах.

#### Библиографический список

1. Цыпин Е. Ф., Потапов В. Я., Пелевин А. Е., Иванов В. В., Слесарев О. Ю. Коэффициенты трения частиц асбестосодержащих продуктов // Научные труды ВНИИ Проект асбест «Совершенствование технологии обогащения асбестовых руд». – Асбест, 1990. – с. 110-115.
2. Потапов В. Я. Обоснование методов экспериментального определения коэффициентов трения качения для горных пород / С. А. Ляцнев, В. Я. Потапов // Фундаментальные исследования. М.: РАЕ, № 3, 2012. – С.102-105.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕЖИМНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Потапов В. Я<sup>1</sup>., Упоров С. А<sup>1</sup>., Потапов В. В<sup>1</sup>., Парамонова А.А<sup>2</sup>., Трутнев П. В<sup>1</sup>.,  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»<sup>1</sup>  
ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет»<sup>2</sup>

**Аннотация.** Приведены определения режимных характеристик и обоснование упрощенного практического метода расчёта центробежных насосов. Представлены результаты проведенных опытов, направленных на определение характеристик режимных центробежных насосов.

**Ключевые слова:** центробежные насосы, однопоточные насосы ЦНС, полный КПД, напор от подачи насоса, условный обрыв, расход условного насоса, КПД условного насоса.

Уточненный метод расчета характеристик реальных центробежных насосов, основанный на расчете всех параметров схемы замещения (рис. 1), требует применение численных методов решения системы нелинейных уравнений, дополненной уравнениями связи, что представляет собой значительные трудности. В связи с этим нами выполнено математическое моделирование серии однопоточных насосов ЦНС, что предоставило возможность предложить удобные для практического применения упрощенные тригонометрические зависимости характеристик насосов, т.е. зависимостей напора, мощности и полного КПД в функции подачи машин.

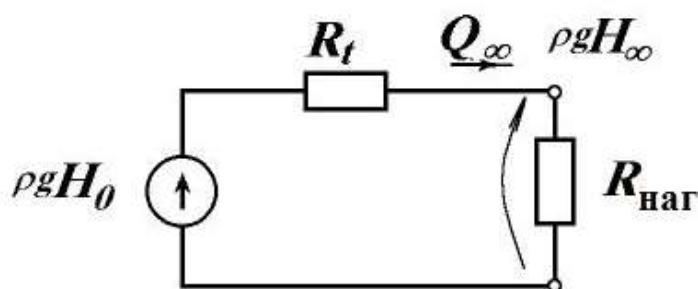


Рис. 1. Принципиальная схема замещения идеального центробежного насоса

Действительный напор в системе относительных единиц определяется по формуле:

$$H_{*Д} = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} \cdot Q_{*Д})}{Q_{*Д} \cdot \sin(\gamma_p^{ном})} \quad (1)$$

Задаваясь различными значениями  $Q_{*Д}$  от 0 до  $Q_{*Д}^{обр}$  мы строим график зависимости напора от подачи насоса.

Для определения расхода в режиме условного обрыва, для начала необходимо определить напор холостого хода по формуле:

$$H_{*Д}^{XX} = \frac{\gamma_p^{НОМ}}{\sin \gamma_p^{НОМ}} = \frac{1,08}{\sin 1,08} = 1,22 \quad (2)$$

Расход в режиме условного обрыва определяется по формуле:

$$Q_{*Д}^{обр} = \sqrt{\frac{H_{*Д}^{XX}}{H_{*Д}^{XX}-1}} = \sqrt{\frac{1,22}{1,22-1}} = 2,34 \quad (3)$$

Переход к системе размерных единиц производится по формулам:

$$H_{Д} = H_{*Д} \cdot H_{Д}^{НОМ}, \text{ м} \quad (4)$$

$$Q_{Д} = 3600 \cdot Q_{*Д} \cdot Q_{Д}^{НОМ}, \text{ м}^3/\text{час} \quad (5)$$

Полученные данные занесены в таблицу 1. График зависимости показан на рис.2.

Таблица 1

$Q_{*Д}^{*}$	0	0,234	0,468	0,703	0,937	1,171	1,405	1,639	1,874	2,108	2,342
$H_{*Д}^{*}$	1,223	1,210	1,172	1,110	1,026	0,924	0,807	0,680	0,547	0,413	0,282
$Q_{Д}$	0	6,089	12,179	18,268	24,357	30,447	36,536	42,625	48,715	54,804	60,894
$H_{Д}$	214,07	211,756	205,059	194,181	179,530	161,655	141,219	118,965	95,691	72,209	49,313

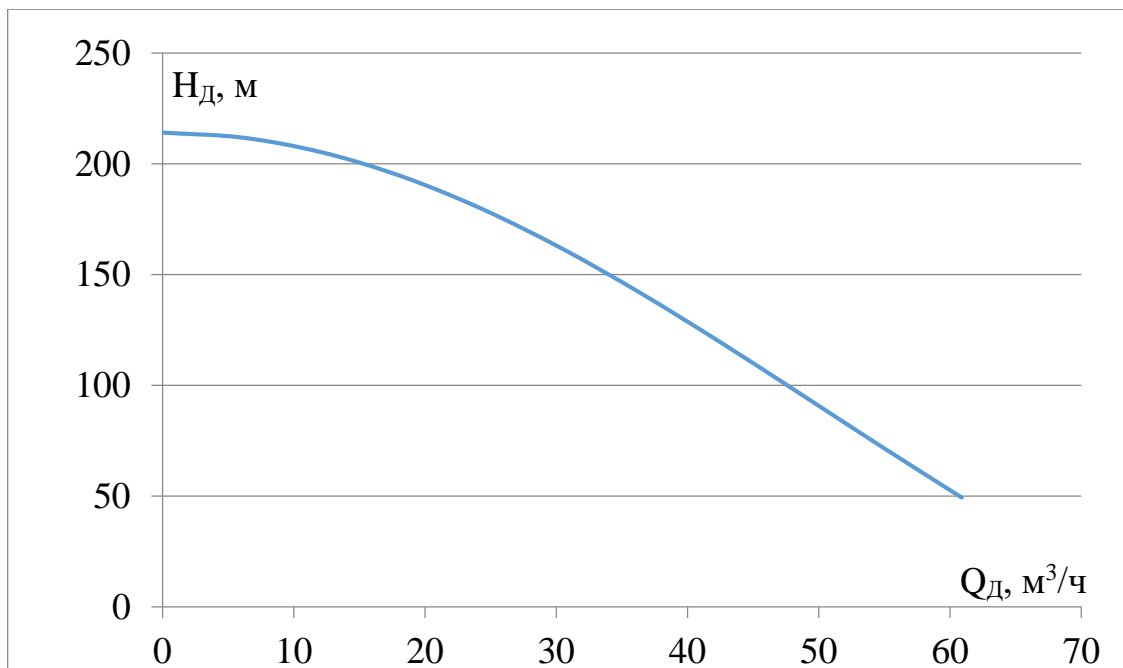


Рис. 2 Зависимость напора от расхода условного насоса

В практических расчетах, обычно, довольствуются линейным законом зависимости от расхода снимаемой с вала приводного механизма мощности насоса  $N_C$  [98,63,114]. Относительное значение определяется по формуле:

$$N_{*C} = \left[ 1 + (Q_{*D} - 1) \cdot \gamma_p^{ном} \cdot ctg \gamma_p^{ном} \right] \cdot \frac{1}{\eta^{ном}} \quad (6)$$

Задаваясь значениями расхода строится график зависимости мощности от расхода. Расчетные данные занесены в таблицу 2. Характеристика изображена на рис. 3.

Таблица 2

$N_{*C}$	0,57	0,75	0,93	1,12	1,30	1,49	1,67	1,85	2,04	2,22	2,40
$N_C$	9,97	13,20	16,43	19,65	22,88	26,11	29,33	32,56	35,78	39,01	42,24

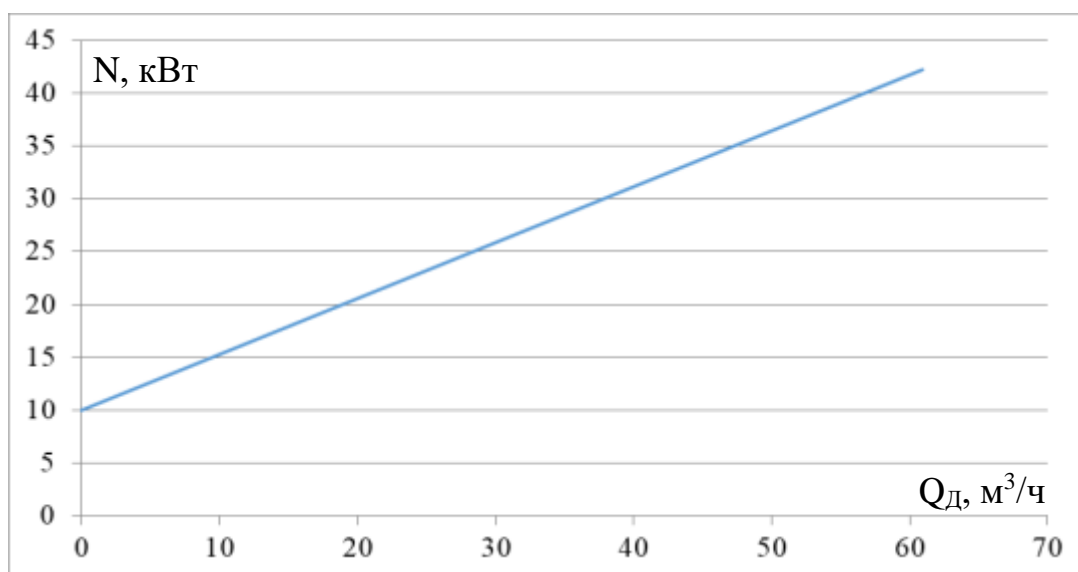


Рис. 3. Зависимость мощности от расхода условного насоса

Относительное значение полного КПД получило следующую аналитическую зависимость:

$$\eta_* = \frac{\sin(\gamma_p^{ном} \cdot Q_{*D})}{\sin(\gamma_p^{ном}) + (Q_{*D} - 1) \cdot \gamma_p^{ном} \cdot \cos(\gamma_p^{ном})} \quad (7)$$

Аналогично определяем значения КПД при изменении расхода и строим характеристику. Расчетные данные для условного насоса занесены в таблицу 3, а зависимость КПД от расхода жидкости изображена на рис. 4.

Таблица 3

$\eta_*$	0	0,51	0,79	0,94	1,00	0,98	0,92	0,81	0,68	0,53	0,37
$\eta$	0	0,38	0,59	0,70	0,74	0,73	0,68	0,60	0,50	0,39	0,27

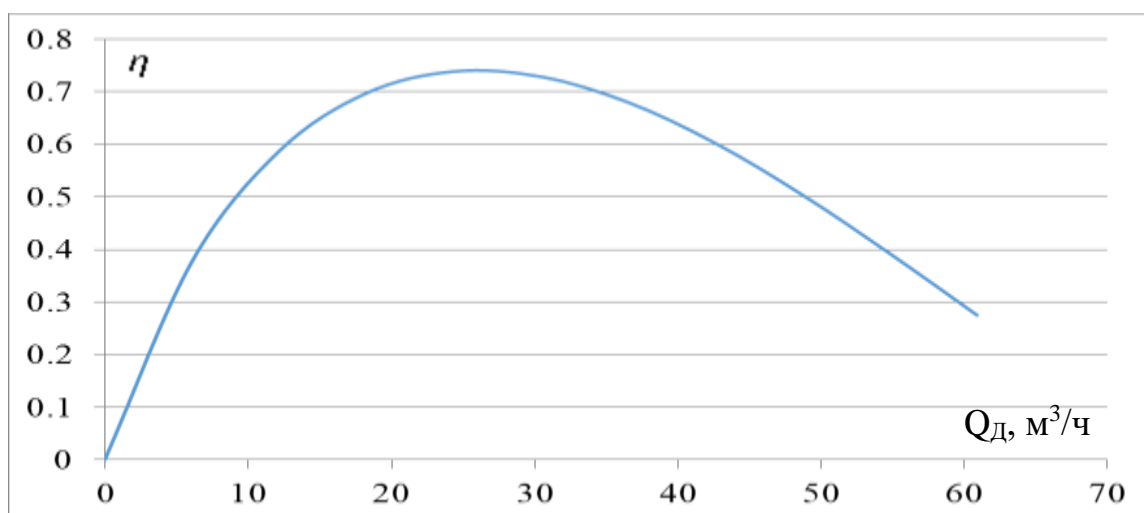


Рис. 4. Характеристика полного КПД условного насоса

Сводный график полученных характеристик условного насоса приведен на рис. 5.

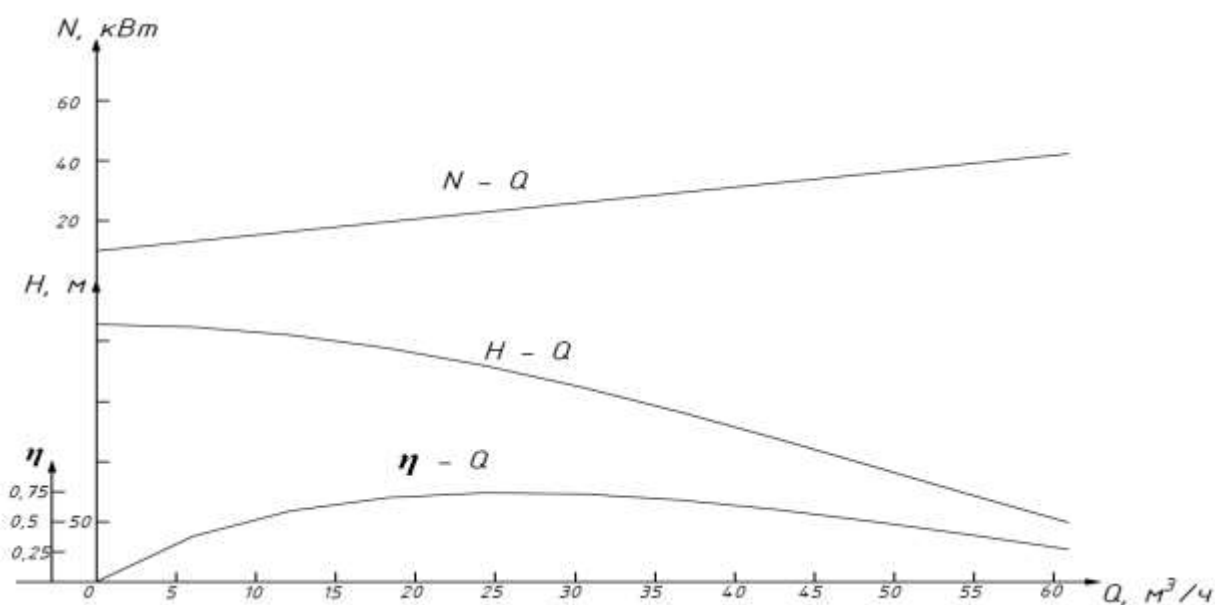


Рис. 5. Сводный график характеристик условного насоса

*Выводы:*

1. Рассмотрены основные положения моделирования режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии.
2. Выполнен анализ модифицированного уравнения Эйлера и предложена схема замещения идеализированного центробежного насоса.
3. Выполнено эквивалентирование двух вариантов исполнения двухпоточных секционных центробежных насосов.
4. Рассмотрены схемы замещения реальных центробежных насосов и необходимые исходные данные (конструктивные и режимные номинальные) для расчета характеристик насосов.
5. Предложен упрощенный практический метод расчета характеристик центробежных насос, основанный на использовании расчетного угла нагрузки и апробированный на примере условного насоса типа ЦНСД.



## ИДЕАЛЬНАЯ И РЕАЛЬНАЯ МОДЕЛИ КОНДЕНСАТОРА

Раевская Л. Т., Куликова Е. Ю.

ФГБОУ ВО Уральский государственный горный университет

Как известно, конденсатор состоит из двух обкладок, между которыми находится диэлектрик, который полностью изолирует электрический заряд. Это приводит к принятию предположения о бесконечно большом внутреннем сопротивлении  $R_L$  конденсатора. Такова идеальная модель. Следуя этой модели, падение напряжения  $U(t)$  на обкладках конденсатора емкости  $C$  в случае внешнего переменного тока  $I_0 \sin(\omega t)$  меняется согласно соотношению  $U(t) = I_0 \sin(\omega t + \varphi_0 - \pi/2) / \omega C$ , где  $I_0$  – амплитуда переменного тока,  $\omega$  – угловая частота,  $\varphi_0$  – начальная фаза. Из комплексного представления зависимости  $U(t)$  легко получается соотношение для комплексного сопротивления (импеданса) в виде  $Z_C = -i / \omega C$ . В свою очередь из полученного  $Z_C$  можно построить график амплитудно-частотной характеристики идеального конденсатора -  $A(\omega)$  (рис. 1). Фазочастотная характеристика  $\beta(\omega)$  идеального конденсатора представляет собой константу, не зависящую от угловой частоты:  $\beta(\omega) = -\pi/2$ .

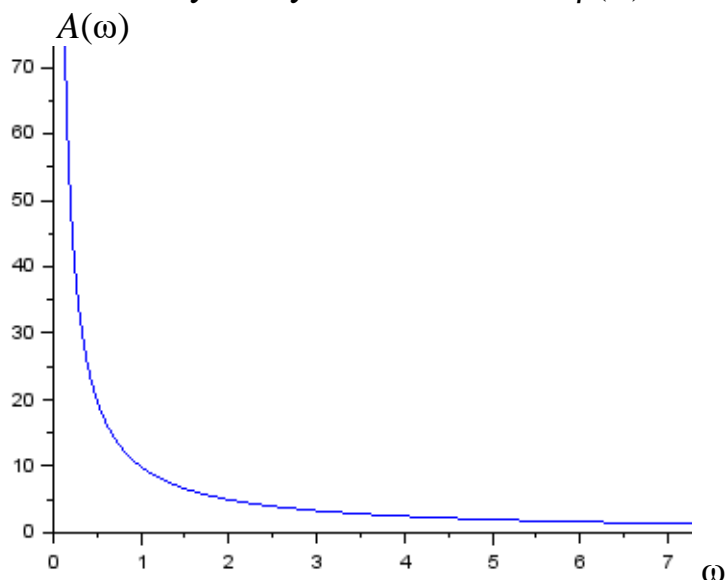


Рис. 1. Амплитудно-частотная характеристика идеального конденсатора

Очевидно, что создавая математическую модель любой технической системы, необходимо налагать ряд ограничений, которые определяются целью исследования, и затем проверять модель на адекватность. В действительности реальный конденсатор постепенно теряет заряд, следовательно, внутреннее сопротивление следует предполагать конечным по величине. Конечность внутреннего сопротивления конденсатора  $R$  и приводит к появлению тока утечки, который пропорционален  $U(t)$ . Проявляется это таким образом будто «параллельно конденсатору подключен некий резистор с сопротивлением  $R$ » [1]. Большой ток утечки может привести к нарушению режима работы устройства. Причина потери заряда на обкладках связана и с несовершенством изоляции, и с влиянием окружающей среды. Реальная расчетная схема конденсатора показана

на рисунке 2, где параллельно конденсатору подключен резистор с конечным внутренним сопротивлением конденсатора  $R$ . Через резистор идет ток утечки.

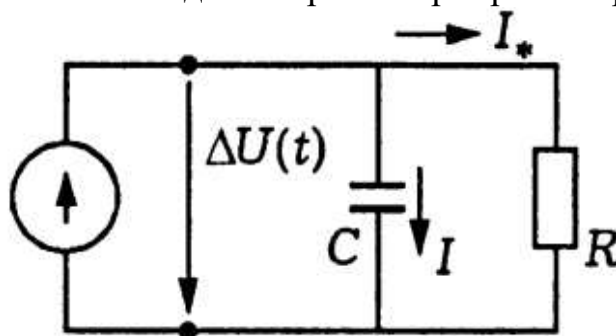


Рис. 2. Расчетная схема реального конденсатора

Если на входе расчетной схемы поместить источник тока, создающий меняющийся по периодическому закону ток внешней цепи  $I_0 \sin(\omega t)$ , то с учетом тока утечки из закона Кирхгофа для суммы токов в узле получается дифференциальное уравнение в виде

$$CdU(t)/dt + U(t)/R = I_0 \sin(\omega t), \quad (1)$$

где  $U(t)/R$  является током утечки. Решение дифференциального уравнения (1) состоит из 2-х частей. Первая затухает с течением времени по экспоненциальному закону, вторая содержит периодическую функцию и определяет зависимость  $U_2(t)$ , полученной в виде

$$U_2(t) = I_0 R (\sin(\omega t) - \omega CR \cos(\omega t)) / (1 + (\omega CR)^2). \quad (2)$$

Из соотношения (2) получаем амплитудно-частотную  $A(\omega)$  и фазочастотную  $\beta(\omega)$  характеристики для модели конденсатора с учетом тока утечки:  $A(\omega) = R/\sqrt{1+(\omega CR)^2}$ ;  $\beta(\omega) = \text{arctg}(-\omega CR)$ . Таким образом, не только амплитудно-частотная характеристика зависит от угловой частоты, но и фазочастотная есть функция  $\omega$  и уже не является постоянной величиной, равной  $-\pi/2$ . В программе SciLab, были построены зависимости  $A(\omega)$  и  $\beta(\omega)$  (рисунки 3, 4, соответственно). На рисунке 3 показаны два графика для  $A(\omega)$  реального конденсатора  $A(\omega)$ . Верхний для  $R=10^6$  Ом,  $C = 10^{-6}$  Ф, нижний для  $R=10^5$  Ом,  $C=10^{-5}$  Ф,  $\omega$  менялась от 0 до 10. С ростом  $\omega$  зависимости убывают, но происходит это медленнее, чем у идеального конденсатора.

Кроме того, очень важно отметить, что при малых значениях  $\omega$  меняется вид зависимости, в этом интервале вторая производная  $A(\omega)$  меняет знак с минуса вблизи нуля на плюс в интервале от 1 до 2, далее везде плюс. Этого нет в идеальных конденсаторах. Очевидно, для больших значений  $\omega$  эта производная исчезает.

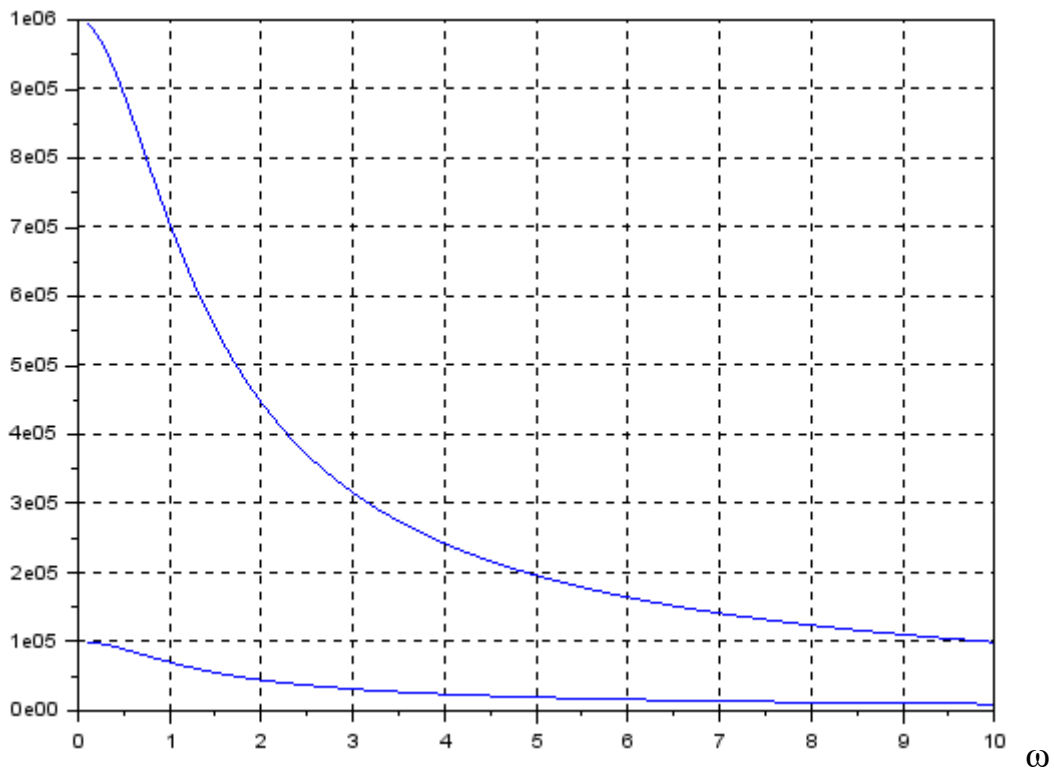


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика реального конденсатора

На рисунке 4 показана зависимость  $\beta(\omega)$ . Из графической зависимости следует, что при больших  $\omega$  порядка 40-50 Гц величина  $\beta(\omega)$  приближается к  $-\pi/2$ , но при  $\omega < 50$  меняется характер зависимости  $\beta(\omega)$ , она быстро возрастает.

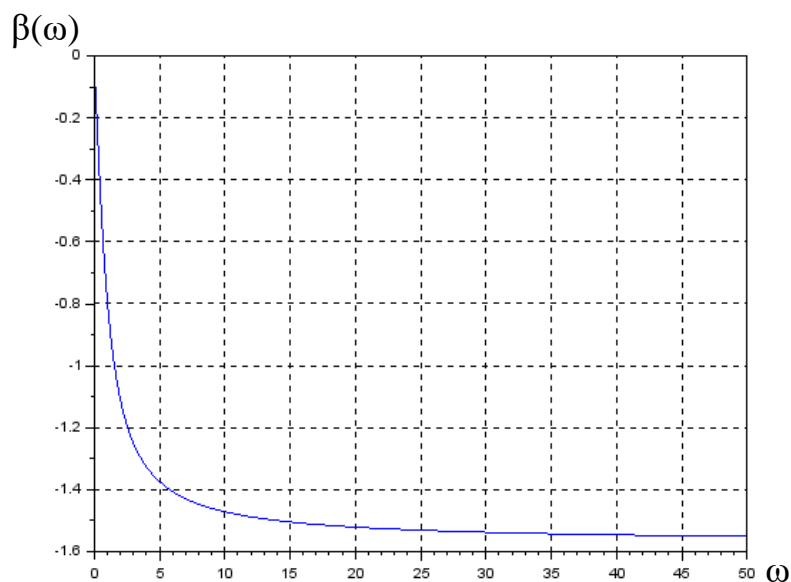


Рис. 4. Фазочастотная характеристика реального конденсатора

Ранее мы показывали, что и решение уравнения (1)  $U(t)$  будет для малых значений времени отличаться от соответствующей зависимости идеального конденсатора [3]. Вблизи малых значений  $t$  за счет первого слагаемого решения уравнения (1) будет наблюдаться рост величины  $U(t)$  (рис. 5).

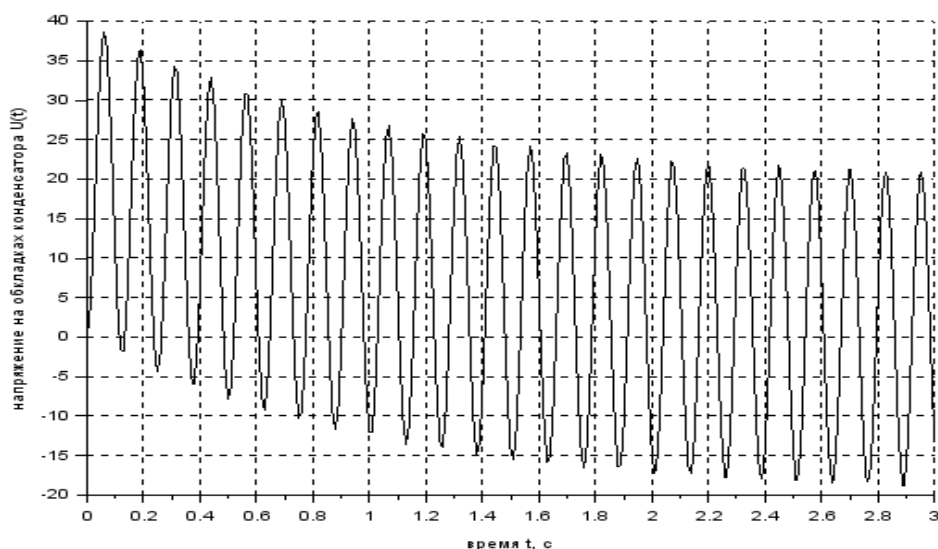


Рис. 5. График решения уравнения (1)

Таким образом, для уменьшения погрешности математических моделей надо выявлять область их адекватности, исходя из цели моделирования.

#### Библиографический список

1. Справочник. Виды конденсаторов и их применение. <https://www.joyta.ru/7933-vidy-kondensatorov-i-ix-primenenie/> Электронный ресурс (Дата доступа 21.02.2023).
2. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: Учеб. для вузов/Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. -2-е изд., стереотип. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 496 с. С. 131-134
3. Куликова Е. Ю. Расчетная схема и математическая модель конденсатора с учетом тока утечки/ Е. Ю. Куликова, Л. Т. Раевская; /Международная научно-практическая конференция «Уральская горная школа – регионам», г. Екатеринбург, апрель 2023 г.: Изд-во УГГУ, 2023.

## КРАН-МАНИПУЛЯТОРЫ В ГОРНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Светоносова М. А., Раевская Л. Т.

ФГБОУ ВО Уральский государственный горный университет

Машины манипуляторного типа или кран-манипуляторы (рис. 1) имеют несколько степеней свободы, определяемых кинематическими парами,



Рис. 1. Кран-манипулятор класса ВЕЛМАШ-VM10L86

обеспечивающими поступательное или вращательное движение звеньев. Поступательные степени свободы реализуются при телескопическом выдвигании стрелы и рукоятки, вращательные при повороте стойки, стрелы относительно стойки и рукоятки относительно стрелы. В таблице 1 приведены возможные степени подвижности отдельных звеньев манипулятора. Рабочий орган также может иметь несколько вращательных степеней свободы относительно соответствующих координатных осей. В настоящей статье рассмотрены вопросы положения центра тяжести кран-манипуляторов, используемых в горном производстве. От координаты центра тяжести зависит устойчивость устройства.

В горном деле манипуляторы служат для перемещения автоподатчика с перфоратором (бурильной машины) в условиях ограниченного пространства.

Основными характеристиками кран - манипуляторов являются максимальный вылет стрелы с рукоятью и грузоподъемность на максимальном и минимальном вылетах. Например, для модели, показанной на рисунке 1, данные характеристики имеют следующие значения: 8,6 м, 2910 кг и 1100 кг, соответственно [1]. Кран-манипуляторы оснащаются навесным оборудованием: грейфером или захватом.



грузоподъемность устройства. Чем более выдвинута телескопическая часть стрелы, тем меньший груз может быть поднят поскольку увеличено плечо. Например, авторы публикации [3] приводят такие данные: для манипуляторов с номинальной грузоподъемностью до 5 тонн вылет стрелы составляет до 12 метров. Номинальная грузоподъемность кран-манипуляторных устройств определяется для вылета в 1 метр. Тогда, если номинал 5 т при вылете 1 м, то при вылете 2 м грузоподъемность будет 2.5 т, а при вылете 3 м – 1, 667 т.

Свяжем систему отсчета с центром тяжести  $C_1$  базы машины. Пусть  $L_1$  не превышает 10 метров. Зададим интервал изменений длин:  $OA = L_2 = 2 \div 5 м$ ,  $AB = L_3 = 5 \div 8 м$ . Координаты центров тяжести отдельных составляющих манипуляторной машины (рисунок 3) в выбранной системе координат имеют вид ( $\omega$  – угловая скорость вращения в горизонтальной плоскости,  $\varphi = \omega \cdot t$ ):

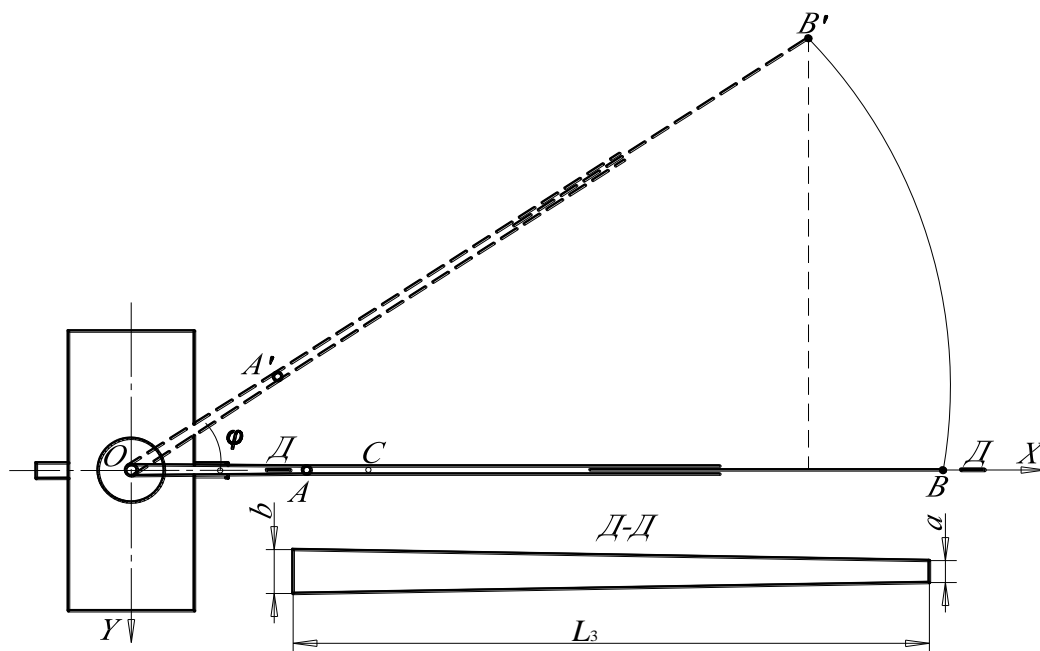


Рис. 3 - Расчетная схема взаимодействия манипуляторной машины с грузом, вид сверху

- центр тяжести базы машины и стойки  $X_1 = 0$ ;  $Y_1 = 0$ ;

- центр тяжести стрелы  $X_2 = \frac{L_2}{2} \cdot \cos(\omega \cdot t)$ ;  $Y_2 = \frac{L_2}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t)$ ;

- центр тяжести телескопической части, имеющей в первом приближении форму трапеции с основаниями  $a, b$

$$X_3 = \left( L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 \cdot a}{3 \cdot (a + b)} \right) \cdot \cos(\omega \cdot t); Y_3 = \left( L_2 + \frac{L_3}{3} + \frac{L_3 \cdot a}{3 \cdot (a + b)} \right) \cdot \sin(\omega \cdot t).$$

Радиус окружности получен в виде:

$$R = \frac{L_2 \cdot G_1 + L_3 \cdot G_2}{G}$$

, где  $G_1, G_2, G$  - комбинации сил тяжести звеньев манипулятора. Полученное соотношение для  $R$  является максимально допустимым. Очевидно, что при задвижении рукоятки, радиус траектории будет только уменьшаться, обеспечивая тем самым при заданных величинах  $G_i, L_i$ , состояние устойчивости.



Выполним графическое построение зависимости радиуса центра тяжести от параметров  $L_2$ ,  $G_G$  (сила тяжести груза) (рис. 4). Для расчета принимаем предельные значения сил тяжести отдельных звеньев, входящих в формулу для  $R$ :  $G_M = 130$  кН – сила тяжести базовой части манипулятора,  $G_{CT} = 9,6$  кН – сила тяжести стойки,  $G_C = 2,9$  кН – сила тяжести стрелы,  $G_P = 11,5$  кН – сила тяжести рукояти,  $G_{PO} = 4$  кН – сила тяжести рабочих органов (ротатора вместе с грейфером). Пусть  $b = 2 \cdot a$ , при этом длина стрелы  $L_2$  меняется от 2 до 5 м, а сила тяжести груза  $G_G$  изменяется в пределах от 3 до 20 кН.

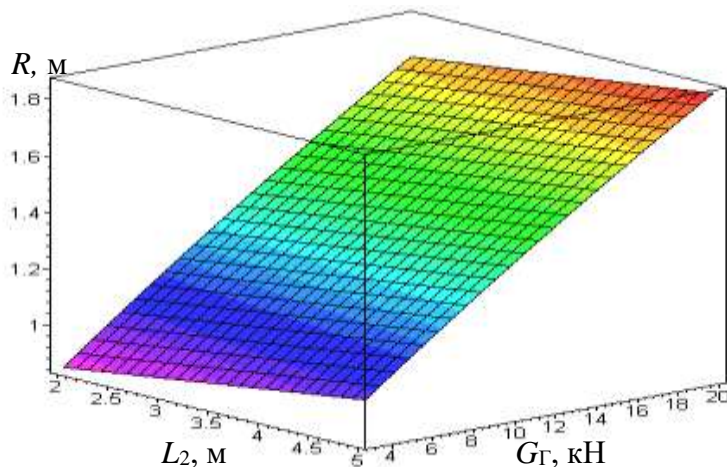


Рис. 4 - Зависимость радиуса центра тяжести от веса поднимаемого груза и длины стрелы

Как видно из рисунка 4, радиус траектории центра тяжести слабо зависит от длины стрелы, в основном радиус центра тяжести определяется весом груза. При увеличении длины стрелы и соответствующем уменьшении длины рукояти увеличивается радиус траектории центра тяжести.

Далее необходимо проверить, выйдет ли максимальный радиус центра масс за линию опрокидывания, для этого уравнение окружности и линии опрокидывания надо проверить на совместность.

### Библиографический список

1. Вишневский Д. Универсальный грузчик //Д. Вишневский. Универсальный грузчик. Обзор краново-манипуляторных установок. Основные средства №12, 2019. –Электронный ресурс. <https://os1.ru/article/24493-obzor-kranovo-manipulyatornyh-ustanovok-universalniy-gruzchik> (Дата доступа 10.03.2023).
2. Ф.Ф. Дахиев. Определение зависимости максимального веса груза от габаритов манипуляторной машины//Дахиев Ф.Ф., Швец А.В., Раевская Л.Т. Научное творчество молодежи – лесному комплексу России: матер. XII всерос. науч.-техн. конф. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2016. – Ч. 1. – 356 с. с. 178-181
3. Вылет стрелы манипулятора 5-7-10 тонн. Электронный ресурс. [https://xn--7sbabkig2a1\\_ahhfpmgm8ar5v.xn--p1ai/articles/171-vylet-strely-manipulyatora-5-7-10-tonn](https://xn--7sbabkig2a1_ahhfpmgm8ar5v.xn--p1ai/articles/171-vylet-strely-manipulyatora-5-7-10-tonn) (Дата доступа 21.02.2023).



## ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ АППАРАТОВ

Стожков Д.С., Афанасьев А. И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Соколова А.В.  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** В статье рассматривается обоснование технологии разделения бедных медно-цинковых руд. Показана взаимосвязь содержания сульфидов и напряжения электрического пробоя. Получена зависимость движущего импульса от эквивалентной намагничивающей силы, которая определяет параметры магнитно-индукционного двигателя.

**Ключевые слова:** забалансовые (некондиционные) медно-цинковые руды, магнитно-индукционного ударный механизм, энергии удара, масса кусков, удельное напряжение пробоя.

Предварительно должны быть оценены общие запасы некондиционной руды, оценена возможность установки нового оборудования на имеющихся производственных площадях и использование имеющегося оборудования. В результате этой оценки должны быть сформированы исходные данные для расчета параметров оборудования.

Основными исходными данными для выбора параметров являются:

- производительность ( $Q$ ), т/час;
- максимальное содержание полезного ископаемого ( $\alpha$ ), г/г;
- максимальная и минимальная плотность бедной руды ( $\rho_{max}, \rho_{min}$ ), т/м<sup>3</sup>;
- максимальный и минимальный размер кусков ( $d_{max}, d_{min}$ ) исходного сырья, мм;
- параметры закона распределения размеров кусков исходного сырья,  $a$  и  $b$ ;
- допустимое (граничное) содержание ( $[\alpha]$ ) сульфидов в хвостах, г/г.

Отвалы бедной руды представляют собой смесь кусков пустой породы с кусками руды, имеющими различное содержание. Максимальное содержание полезного ископаемого - сульфидов, принимается по данным геологических исследований данного месторождения. Оно равно содержанию сульфидов в кусках наиболее богатой руды. В частности, для забалансовой руды Южного Урала, содержание составляет: халькопирита - 1,4...2,5 %; теннантита - 0,1...0,2 %; сфалерита - 0,7...1,7 %; пирита - 22,8...34,2 %; пустой породы 61,4...75 % (массовые доли). Медно-цинковая кондиционная руда содержит эти же компоненты, но с другими массовыми долями. По сути это смесь богатой руды с пустой породой. Причем в богатой руде этого месторождения содержится 81,7...87 % сульфидов, т.е. до 0,87 г/г.

Важнейшим показателем, определяющим величину горной массы, является её плотность. Максимальная и минимальная плотность кусков забалансовой руды определяется известным способом [1-3]. Для большинства бедных медно-цинковых руд минимальную плотность имеет пустая порода, а максимальную богатая руда. В табл. 1 приведены результаты замеров размеров кусков, их масс и расчет плотности. Забалансовая руда имела крупность - 80 + 20 мм. В каждой строке приведены средние по 5 опытам значения показателей.

Размеры кусков забалансовой руды и их плотность

№п/п	Средневзвешенный диаметр куска, мм	Объем куска, см <sup>3</sup>	Масса куска, г	Плотность, кг/м <sup>3</sup>
1	20	8	23,2	2900
2	25	15,5	43	2770
3	31	29,8	85	2850
4	42	74	195	2630
5	50	125	339	2710
6	57	185	518	2800
7	62	238	659	2770
8	68	314	892	2840
9	74	405	1166	2880
10	79	493	1281	2600

Проверка соответствия распределения плотности равномерному закону производилась по критерию Пирсона. Расчетное значение критерия Пирсона  $\chi^2 = 1,004$ .

Число степеней свободы  $k$  находится из формулы:

$$k = S - 1, \quad (1)$$

где  $k$  - число интервалов распределения.  $k = 10 - 1 = 9$ ,  $\chi_{\text{табл}}^2 = 2,088$ .

При уровне значимости 0,99, т. е. вероятности 99%;  $\chi_{\text{табл}}^2 = 2,088 > 1,004 = \chi^2$  Следовательно, плотность забалансовой руды является случайной величиной, которая по результатам исследований пробы распределена равномерно в интервале от минимального  $\rho_{\min} = 2600 \text{ кг/м}^3$  до максимального  $\rho_{\max} = 2900 \text{ кг/м}^3$  значения. Следовательно, используя генератор случайных чисел можно определить плотность конкретного куска

$$\rho_i = \rho_{\min} + (\rho_{\max} - \rho_{\min})Rnd, \quad (2)$$

Используя результаты исследований, проведенных кафедрой обогащения полезных ископаемых УГГУ, было получено распределение содержания сульфидов в забалансовой медно-цинковой руде.

Как показывает анализ этого графика, содержание сульфидов является случайной величиной, распределенной по закону, близкому к экспоненциальному. Следовательно, содержание сульфидов в куске руды можно определить из формулы:

$$\alpha_i = (-\text{Log}(Rnd)) * \alpha_{\text{ср}} \quad (3)$$

где  $\alpha_{\text{ср}}$  – среднее содержание сульфидов в забалансовой руде, г/г.

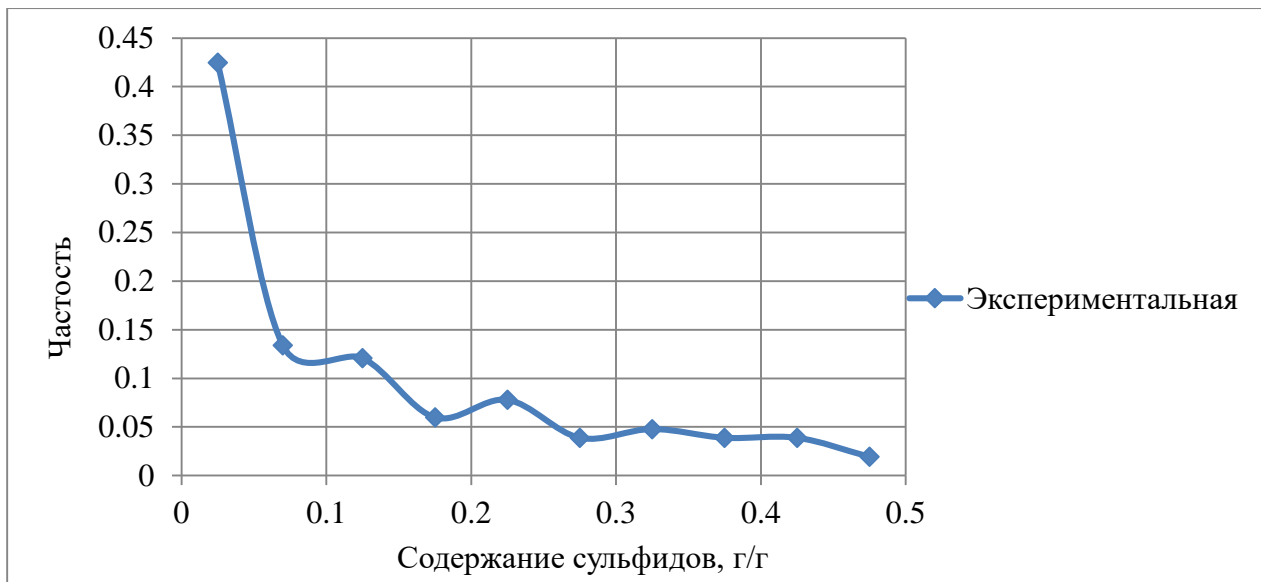


Рис. 1. Распределение содержания сульфидов в кусках забалансовой руды

Устанавливается максимальное (граничное) содержание ( $[\alpha]$ , г/г) сульфидов в некондиционной руде и по нему находится максимальное удельное напряжение пробоя ( $U_y$ , кВ/см):

$$U_y = 29,9 \exp(-13,4[\alpha]) \quad (4)$$

Если содержание сульфидов в куске меньше граничного, то пробоя породы не будет и кусок направляется в хвосты.

Если содержание сульфидов в куске больше граничного, то происходит пробой породы и кусок направляется на дробление ударом.

По максимальному размеру куска и граничному содержанию сульфидов находится напряжение на электродах ( $U$ , кВ):

$$U = U_y = 29,4 \exp(-13,4[\alpha]) * \frac{d_{\max}}{10}, \quad (5)$$

В главе 3 показано, что закон распределения кусков по крупности в классе - 80 + 20 мм близок к закону Вейбулла. Поэтому по известным параметрам  $a$  и  $b$  закона распределения находится эквивалентный диаметр куска ( $d_i$ ):

$$d_i = d_{\min} + (d_{\max} - d_{\min}) \cdot \frac{X}{3}, \quad (6)$$

где  $X = (-a \cdot \text{Log}(\text{Rnd})) \wedge \left(\frac{1}{b}\right)$  - случайное распределенное по закону Вейбулла число с параметрами  $a$  и  $b$ ;

$\text{Rnd}$  - случайное равномерно распределенное в интервале 0...1 число.

Согласно статистической зависимости, приведенной в третьей главе, после определения сканером размера куска находится энергия удара ( $E_y$ , Дж):

$$E_y = 3,6d_i - 39,2. \quad (7)$$

Расчет основных параметров магнитно-индукционного ударного механизма приведен ниже по тексту.

По известной плотности определяются масса кусков пустой породы ( $m_{\text{ип}}$ ) и руды ( $m_{\text{р}}$ ):

$$m_{iшп} = \rho_{in} \cdot d_i^3, \quad (8)$$

где  $\rho_{in}$  – плотность кусков забалансовой руды с содержанием меньше граничного, кг/м<sup>3</sup>.

$$m_{ip} = \rho_{ip} \cdot d_i^3, \quad (9)$$

где  $\rho_{ip}$  – плотность кусков забалансовой руды с содержанием, равным или больше граничного, кг/м<sup>3</sup>.

Масса сульфидов находится из формулы:

$$m_{ic} = \rho_{ip} \cdot d_i^3 \cdot \alpha_i, \quad (10)$$

По уравнению 7 определяется энергия удара, а затем она суммируется и находится удельный расход энергии:

$$E_{уд} = \frac{\sum E_y}{\sum m_{ip}}, \quad (11)$$

Блок схема расчета основных параметров процесса разделения бедной сульфидной руды приведена на рис. 2.

Конструктивные параметры магнитно-индукционного ударного механизма зависят от энергии удара, которая, при прочих равных условиях, в свою очередь определяется максимальным размером куска.

Максимальная энергия удара ( $E_{max}$ , Дж) определяется из формулы:

$$E_{max} = 3,6d_{max}^3 - 39,2, \quad (12)$$

Для расчета параметров ударного механизма необходимо знать главные критерии работоспособности, которые определяют вероятность его безотказной работы.

Практика эксплуатации машин ударного действия и электромагнитных механизмов [4, 5, 6] показала, что основными критериями работоспособности магнитно-индукционного ударного механизма являются прочность и теплостойкость. Наиболее нагруженными деталями механизма являются ударная часть якоря и рабочего инструмента, поэтому прочность определяет работоспособность. Основной причиной потери работоспособности этих элементов являются повышенные контактные напряжения во время удара в торцах ударной части якоря и задней части рабочего инструмента, что приводит к внутренним микроразрушениям, появлению трещин, а затем разрушению деталей. Наши эксперименты и практика эксплуатации ударных машин показала, что приемлемая работоспособность хвостовика рабочего инструмента машины обеспечивается при удельной ударной мощности, равной  $E_{уд} = 0,2 \dots 0,4$  Вт/мм<sup>2</sup> [4, 5].

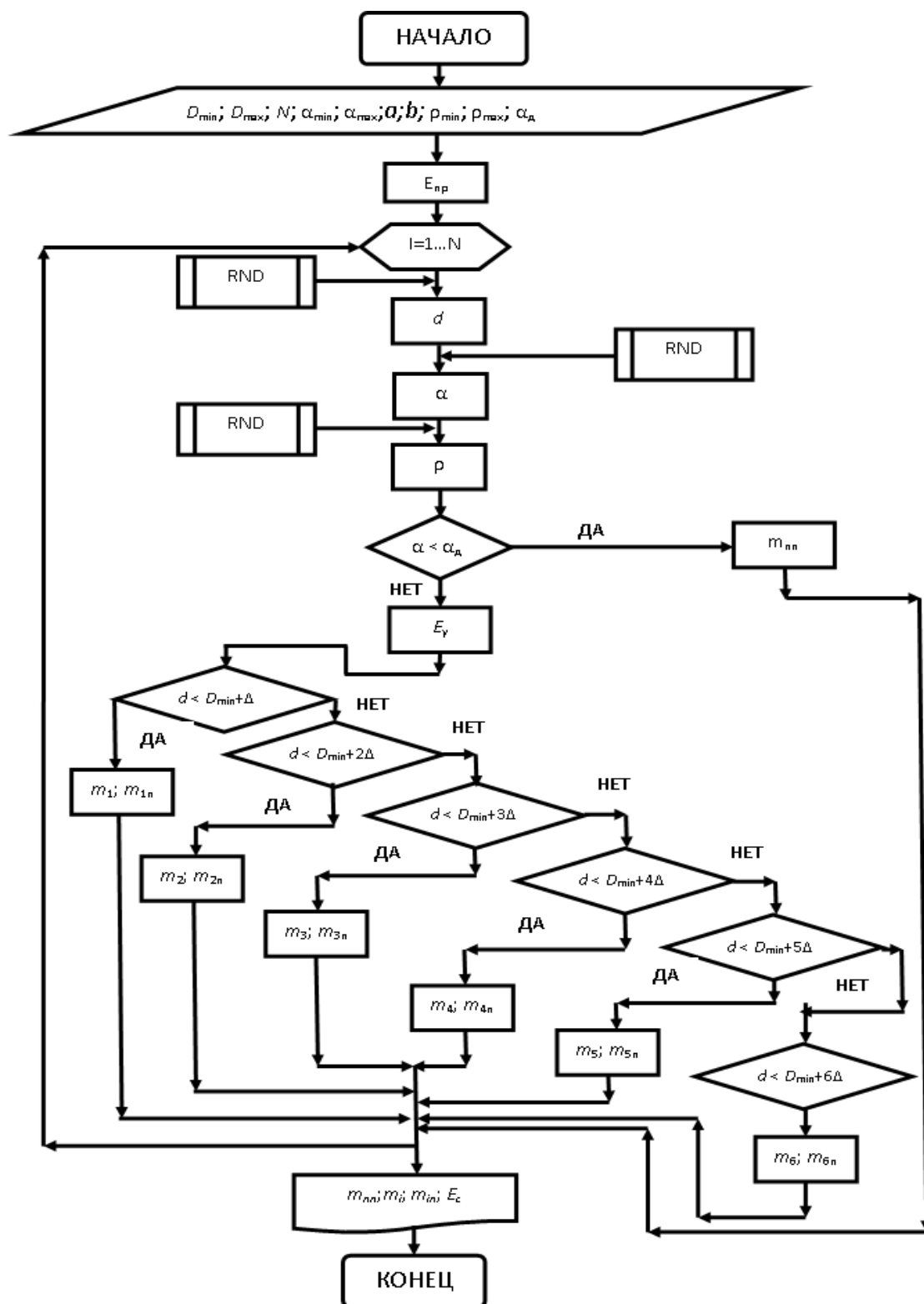


Рис. 2. Блок схема расчета основных параметров процесса разделения бедной сульфидной руды

В магнитно-индукционных ударных механизмах с частотой ударов 1-2 Гц тепловые потери в обмотке имеют относительно низкий уровень и не ограничивают её работоспособности. Соответственно, они не оказывают существенного влияния на эффективность работы двигателя. Наши исследования на физической модели импульсного магнитно-индукционного

двигателя с частотой импульсов 2...4 Гц подтвердили это. Установившаяся избыточная температура обмотки за 20 минут непрерывной работы при частоте 2 Гц повысилась на 15-20 °С. Это позволяет сделать вывод об относительно небольшой вероятности потери работоспособности магнитно-индукционного ударного механизма по критерию теплостойкости.

Для линейных магнитно-индукционных двигателей величина движущей силы прямо пропорциональна числу ампер-витков. Эта сила зависит от величины рабочего зазора и нелинейно увеличивается с уменьшением последнего. Так как скорость якоря - ударника в конце рабочего хода определяется величиной движущей силы, то энергия удара нелинейно зависит от перемещения якоря. Рабочий процесс импульсного магнитно-индукционного двигателя характеризуется одновременным изменением тока и рабочего зазора. Поэтому рабочий процесс этого двигателя целесообразно оценивать не величиной движущей силы, а импульсом силы, который можно определить экспериментальным путем. Этот импульс прямо пропорционален корню квадратному из кинетической энергии якоря в конце импульса.

Используя результаты экспериментов, проведенных на кафедре горнопромышленного транспорта УГГУ [7, 8, 9] была получена зависимость движущего импульса от эквивалентной намагничивающей силы, которая определяет параметры магнитно-индукционного двигателя.

Результаты статистической обработки данных эксперимента показаны на рисунке 3.

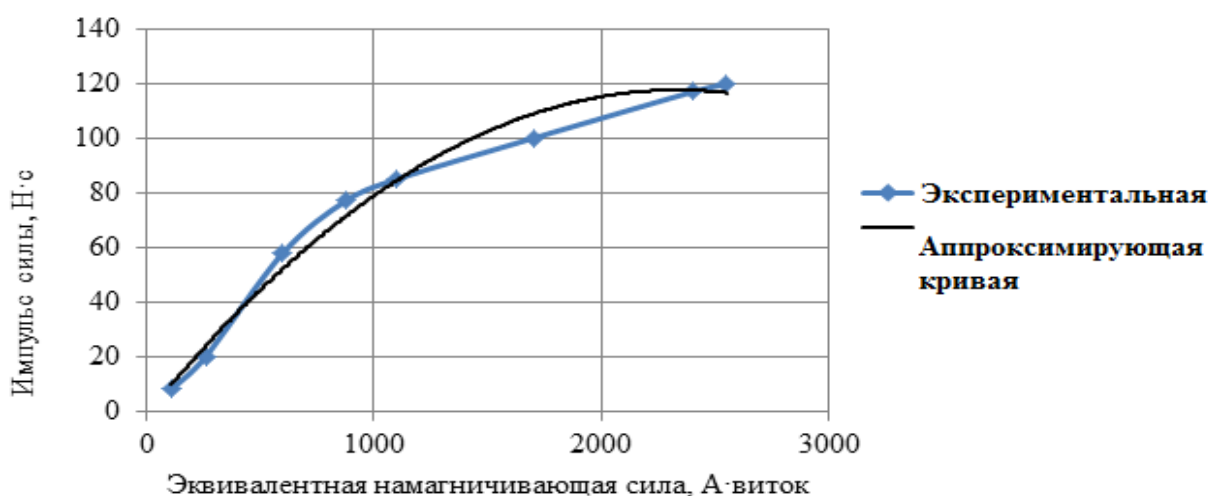


Рис. 3. Зависимость движущего импульса от эквивалентной намагничивающей силы

Из рис. 3 видно, что величина движущего импульса увеличивается с ростом намагничивающей силы. С увеличением эквивалентного значения числа ампер-витков темп роста движущего импульса уменьшается, что можно объяснить возрастанием потерь на вихревые токи и насыщением магнитопровода.

Зависимость импульса движущей силы ( $Ft_{и}$ , Н·с) от намагничивающей силы ( $S$ , А·виток) имеет следующий вид:

$$Ft_{\text{и}} = -2 \cdot 10^{-5} S^2 + 0,105S + 0,31, \quad (12)$$

корреляционное отношение для этого уравнения  $R^2 = 0,97$ , что свидетельствует о статистически значимой связи между соответствующими переменными. Эксперименты показали, что эквивалентная намагничивающая сила, при прочих равных условиях, практически прямо пропорциональна энергии заряда конденсаторной батареи.

Максимальная энергия удара ( $E_{\text{max}}$ ) и величина импульса силы связаны уравнением:

$$Ft_{\text{и}} = (2E_{\text{max}} \cdot m)^{0,5}, \quad (13)$$

Для определения параметров обмотки (числа витков, сечения проводника, диаметра и длины обмотки) необходимо определить ток и время его протекания. Это возможно при решении дифференциального уравнения (12) изменения тока в обмотке, которая вместе с конденсаторной батареей составляет колебательный контур [10].

$$\frac{L_p dI}{dt} + \frac{Rdq}{dt} + \frac{q}{C} = 0, \quad (14)$$

где  $L_p$  – расчетная индуктивность обмотки, Гн;

$R$  - сопротивление обмотки, Ом;

$C$  - емкость конденсаторной батареи, Ф;

$I$  - ток в обмотке, А;

$q$  - заряд конденсаторной батареи, Кл.

Время протекания тока в обмотке в первом приближении можно принять равным длительности действия силы  $F$ . Оно зависит от величины емкости конденсаторов ( $C$ ) и индуктивности ( $L$ )

$$t_{\text{и}} = \pi \sqrt{CL_p}, \quad (15)$$

Емкость конденсаторной батареи находится из условия разрушения поступающего на грохочение куска максимального размера:

$$C = \frac{2E_{\text{max}}}{\eta U_{\text{max}}^2} \quad (16)$$

где  $U_{\text{max}}$  - напряжение заряда конденсаторной батареи, В;

$\eta$  - КПД импульсного механизма.

При использовании в качестве источника питания трехфазной сети переменного тока ( $U_c = 380$  В), напряжение заряда конденсаторов – 500...615 В.

В системе управления импульсным ударным механизмом предусмотрено сканирование кусков руды и по размеру куска определяется напряжение заряда конденсаторов, т.е. устанавливается необходимая энергия удара.

Скорость движения куска зависит от производительности машины и определяется из формулы

$$V_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{ср}} Q}{G_o n_p}, \quad (17)$$

Максимальная потребляемая мощность определяется скоростью движения куска ( $V_{cp}$ ) и его размерами:

$$P_{max} = E_{max} \cdot \frac{V_{cp}}{d_{max}}, \quad (18)$$

Эксперименты показали, что время протекания тока нецелесообразно делать больше 0,1с ( $\frac{d_{max}}{V_{cp}} \leq 0,1с$ ).

В известных работах [11-18] приводятся рекомендации по выбору рациональных конструктивных параметров линейных двигателей: диаметра (радиуса) якоря -  $d_{я} = 2r_{я}$ , наружного диаметра обмотки -  $D_0$ ,  $H_k$  - высоты обмотки,  $A_k$  - толщины обмотки. Для относительного рабочего зазора (отношения длины индукционных колец, находящихся в обмотке к её высоте), равного 0,2...0,3 приведены рациональные соотношения между параметрами:

$$\frac{D_0}{d_{я}} = 1,25...2,5; \quad \frac{A_k}{d_{я}} = 0,3...0,5; \quad \frac{2H_k}{d_{я}} = 3...5; \quad A_k = 0,5(D_0 - d_{я}); \quad \frac{H_k}{A_k} = 3...5.$$

Рациональные конструктивные параметры, изменяющиеся в достаточно широком диапазоне, позволяют разработать множество одинаковых по массе, но различных по тяговым характеристикам обмоток. В работе [19] приводятся значения этих параметров. В частности, отношение удвоенной высоты обмотки к диаметру нецелесообразно делать больше 2,5, а отношение высоты обмотки к толщине более 3.

Диаметр ударной части якоря ( $r_{я}$ , мм) импульсного механизма, при плотности потока энергии равном 0,3 - 0,5 Вт/мм<sup>2</sup>, находится из уравнения [9, 11].

$$d_{я} \approx 1,5\sqrt{P_{max}}, \quad (19)$$

Остальные размеры магнитной системы находятся согласно рекомендациям [11-27] из формул:

- наружный диаметр обмотки:  $D_0 = (2...3)d_{я}$  ;
- высота обмотки:  $H_k = (2...3)d_{я}$  ;
- длина якоря:  $l_{я} = (2,5...3)d_{я}$  ;
- ширина полюсов статора:  $b_{п} = (0,2...0,4)d_{я}$  .

Диаметр провода ( $d_{пр}$ ) выбирается по средней, допускаемой для медного провода плотности тока ( $i$ ), равной 1...3А/мм<sup>2</sup> [28] из формулы

$$d_{пр} = (1...1,3)\sqrt{\frac{P_{max}}{U_c}}, \quad (21)$$

где  $U_c$  - напряжение сети, В.

Число витков определяется по принятому диаметру провода и размерам обмотки с учетом рекомендуемого диапазона её геометрических параметров и толщины изоляции провода



$$W = (0,5D_0 - r_{\text{я}})K_3 \frac{H_{\text{к}}}{d_{\text{пр}}^2}, \quad (22)$$

где  $K_3$  - коэффициент заполнения проводом геометрического объема обмотки, для круглого провода равен 0,75, для плоского - 0,8.

Исследования, проведенные в УГГУ, показали, что индукционные кольца должны располагаться под передним полюсом корпуса и в обмотке. Для обеспечения максимума движущего импульса величина входа индукционных колец в обмотку должна быть равна четверти высоты обмотки (катушки). Таким образом, индуктивность обмотки можно определять из уравнения:

$$L_{\text{р}} = 4\pi k \mu_0 W^2 b_{\text{н}}, \quad (23)$$

где  $k$  - поправочный коэффициент, учитывающий влияние на индуктивность установленных на якоре и входящих в обмотку индукционных колец, равный 0,8 [7, 29];

$\mu_0$  - магнитная проницаемость воздуха, Гн/м.

Длину провода ( $l_{\text{пр}}$ , м), учитывая геометрический объем обмотки, который она занимает в корпусе импульсного двигателя, а также площадь сечения проводника, можно определить из уравнения:

$$l_{\text{пр}} = 0,001(D_0^2 - 4r_{\text{я}}^2)H_{\text{к}}(d_{\text{пр}})^{-2}K_3. \quad (24)$$

Активное сопротивление обмотки с погрешностью 5...7% находится из известной формулы ( $R = \rho_{\text{м}} \frac{l_{\text{пр}}}{S_{\text{пр}}}$ ;  $\rho_{\text{м}}$  - удельное сопротивление проводника обмотки, Ом·мм<sup>2</sup>/м;  $S_{\text{пр}}$  - площадь сечения обмоточного провода, мм<sup>2</sup>).

Интегрируя уравнение 14 можно определить максимальную величину тока ( $I$ ) в обмотке, необходимую для определения основных параметров двигателя:

$$I = U_{\text{max}} \sqrt{\frac{C}{L_{\text{р}}}} \exp\left(-0,5R\pi \sqrt{\frac{C}{L_{\text{р}}}}\right). \quad (25)$$

Форма тока, протекающего в обмотке близка к треугольнику, поэтому тепловую энергию, выделяющуюся в обмотке за один импульс можно определить из уравнения:

$$E_R = 0,33RI^2t_{\text{и}}. \quad (26)$$

Тепловой поток энергии (мощность тепловых потерь) в обмотке зависит от частоты импульсов и определяется из формулы:

$$P_k = E_R f_{\text{ср}}, \quad (27)$$

где  $f_{\text{ср}}$  - средняя частота срабатывания импульсного двигателя, Гц.

$$f_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{ср}}}{d_{\text{ср}} \left( \frac{m_{\text{ин}} + m_{\text{п}}}{m_{\text{п}}} \right)} = \frac{V_{\text{ср}} m_{\text{п}}}{d_{\text{ср}} (m_{\text{ин}} + m_{\text{п}})}, \quad (28)$$

где  $V_{\text{ср}}$  - скорость движения куска горной массы через электроды, м/с.

Условие работоспособности выражается неравенством:

$$P_k < P_T, \quad (29)$$

где  $P_T$  - количество энергии отводимой корпусом импульсного двигателя в единицу времени, Вт.

$$P_T = \alpha_{ТП} F_{дв} \Delta t, \quad (30)$$

где  $\alpha_{ТП}$  - коэффициент теплоотдачи корпуса двигателя в воздух, в первом приближении равен 10...15 Вт/(м<sup>2</sup>К);

$F_{дв}$  - площадь теплоотдачи, в первом приближении равна площади цилиндра, имеющего размеры обмотки, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  - разность температур между корпусом двигателя и воздухом, К.

Если величина энергии, отводимой корпусом, оказывается меньше теплового потока, то на корпусе двигателя необходимо установить ребра.

Величина этой энергии определяется допустимой температурой обмотки, которая определяет температуру корпуса двигателя. Нами установлено, что для обеспечения нормальной работы двигателя его корпус должен быть снабжен ребрами. Их высота 20...25 мм, толщина 3...4 мм, длина равна длине корпуса, т. е. примерно равна длине обмотки. Это позволяет существенно увеличить площадь теплоотдачи и соответственно уменьшить температуру нагрева обмотки.

#### Библиографический список

1. Барон Л. И. Характеристика трения горных пород. - М.: Наука, 1967. - 207 с.
2. Барон Л. И. Горно-технологическое поведение. Предмет и способы исследований. - М.: Наука, 1977. - 324 с.
3. Лященко П. В. Гравитационные методы обогащения. - М.: Гостоптехиздат, 1940. - 359 с.
4. Ушаков Л. С., Котылев Ю. Е., Кравченко В. А. Гидравлические машины ударного действия. - М: Машиностроение, 2000. - 416 с.
5. Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия // Материалы международного научного симпозиума. 22-24 ноября Орел, 2000. - 420 с.
6. Любчик М. А. Расчет и проектирование электромагнитов постоянного и переменного тока. Л.-М.: Госэнергоиздат, 1959. - 224 с.
7. Чиркова А. А. Исследование взаимосвязи электромеханических и силовых параметров магнитно-индукционного линейного импульсного двигателя // Известия вузов. Горный журнал, 2005, № 6, с. 101-106.
8. Афанасьев А. И., Чиркова А. А. Параметры рабочего процесса магнитно-индукционного импульсного двигателя вибогрохота // Известия вузов. Горный журнал. 2007, № 7, с. 94-98.
9. Ряшенцев Н. П., Мирошниченко А. Н. Введение в теорию энергопреобразования электромагнитных систем. - Новосибирск: Наука, 1987. - 157 с.
10. Электромагнитные импульсные системы / под ред. Н. П. Ряшенцева. - Новосибирск: Наука, 1989. - 176 с.
11. Любчик М. А. Силовые электромагниты аппаратов и устройств автоматики постоянного тока. - М.: Энергия, 1968. - 151 с.

12. Любчик М. А. Оптимальное проектирование силовых электромагнитных механизмов. - М.: Энергия, 1974. - 392 с.
13. Теория, расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия / Н. П. Ряшенцев [и др.]. - Новосибирск: Наука, 1970. - 258 с.
14. Любчик М. А. Расчет и проектирование электромагнитов постоянного и переменного тока. Л.-М.: Госэнергоиздат, 1959. - 224 с.
15. Агаронянц Р. А. Электромагнитные элементы технической кибернетики. - М.: Наука, 1976. - 276 с.
16. Афанасьев А. И., Братыгин Е. В., Чиркова А. А. Комплексный критерий эффективности рабочего процесса вибротранспортных машин. Труды VIII Международной научно-практической конференции «Проблемы карьерного транспорта». с. 48-52. Екатеринбург, 20-23 сентября 2005 г.
17. Афанасьев А. И., Закаменных А. Ю. Критерий энергетической эффективности рабочего процесса резонансного вибропитателя-грохота // Известия вузов. Горный журнал. 2009, № 5, с. 77-80.
18. Статическая тяговая характеристика линейного электромагнитного двигателя постоянного тока для авторезонансных вибротранспортных / А. И. Афанасьев, Е. А. Косенко, Д. Н. Суслов, А. А. Чиркова // Горное оборудование и электромеханика, №9, 2012, с. 18-23.
19. Импульсный электромагнитный привод / под ред. Н. П. Ряшенцева. - Новосибирск: Наука, 1988. - 163 с.
20. Ряшенцев Н. П., Ковалев Ю. З. Динамика электромагнитных импульсных систем. - Новосибирск: Наука, 1974. - 186 с.
21. Алабужев П. М. Теория подобия и размерностей. Моделирование. - М.: Наука, 1968. - 124 с.
22. Гордон А. В. Электромагниты постоянного тока / Гордон А. В. и др. - М.: Госэнергоиздат, 1960. - 446 с.
23. Гансбург Л. Б. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов: Справочник/ Л. Б. Гансбург, А. И. Федоров. - М.: Машиностроение, 1980. - 364 с.
24. Тер-Акопов А. К. Динамика быстродействующих электромагнитов. - М.: Энергия, 1965. - 167 с.
25. Могилевский Г. В. Гибридные электрические аппараты низкого напряжения. - М.: Энергоиздат, 1966. - 232 с.
26. Гончарук А. И. Расчет и конструирование трансформаторов. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 256 с.
27. Чиркова А. А. Выбор основных параметров магнитно-индукционного двигателя для вибротранспортных машин // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции «Научные основы и практика переработки руд и техногенного сырья», г. Екатеринбург, 16-20 мая 2006 г. - Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2006. - с. 318-324.

## СИСТЕМА МОНИТОРИНГА АЭРОГАЗОВОЙ ОБСТАНОВКИ РУДНИКА

Таугер В. М.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Без эффективной вентиляции немыслима эксплуатация современного горного предприятия. В воздух рабочей зоны выделяются вредные примеси в виде твёрдых частиц (пыль) и газов, опасные для жизни персонала и способные вызвать тяжёлые аварии. Интенсивность изменения концентрации загрязнений плохо поддаётся прогнозированию, что приводит к необходимости мониторинга состояния аэрогазовой обстановки с целью немедленного принятия мер по её нормализации [1, 2].

В 2019 г. были проведены исследования на Узельгинском подземном руднике (Учалинский ГОК) и разработана система мониторинга, структурная схема которой показана на рис. 1. Обозначения на схеме: датчики – комплект измерительных приборов по определению расхода воздуха и концентрации в нём вредных примесей; *RSU* – устройство ввода/вывода сигнала датчика; ПЛК – программируемый логический контроллер; СПИН – система передачи информации; БМ – блок моделирования; АРМ – автоматизированное рабочее место диспетчера.

В системе предусмотрена комбинированная связь: в пределах горизонта – беспроводная (на рис.1 иллюстрируется прерывистыми стрелками), горизонта с поверхностью – проводная (сплошные линии).

Структура системы централизованная четырёхуровневая:

- первый уровень образуют датчики с *RSU*, установленные в горных выработках причём расстояние между датчиком и *RSU* должно отвечать возможностям беспроводной связи;

- второй уровень – ПЛК, установленные на горизонтах в пределах околоствольного двора и осуществляющие обработку поступающих от *RSU* данных и подготовку информации к передаче на следующий уровень;

- третий уровень – БМ, расположенный на поверхности; связь между ПЛК и БМ осуществляется с помощью СПИН;

- четвёртый уровень – АРМ диспетчера.

В составе СПИН применяется либо экранированный кабель *Profibus*, либо оптоволоконный кабель. Оптоволоконные линии обладают высокой пропускной способностью и становятся всё более популярными.

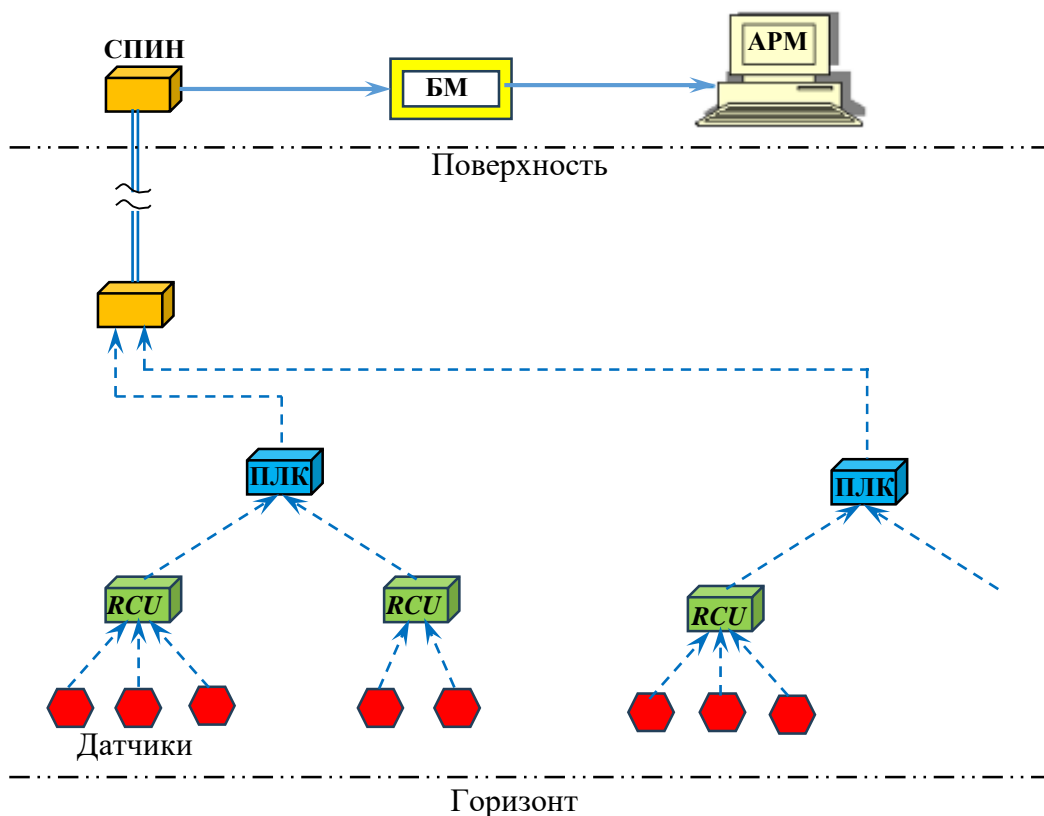


Рис. 1. Структура системы мониторинга аэрогазовой обстановки рудника

БМ содержит компьютерную модель вентиляционной сети рудника, которая, используя поступающую от ПЛК информацию, вырабатывает рекомендации по нормализации аэрогазовой обстановки и отправляет их на АРМ. В случае нарушения Правил безопасности подаётся звуковой сигнал и на дисплей выводится план горизонта с указанием выработки, в которой Правила нарушены.

Предполагается, что в дальнейшем система мониторинга войдёт в АСУ рудничной вентиляции как подсистема обратной связи.

#### Библиографический список

1. Азбель М. Д. О метрологическом обеспечении аэрогазового контроля в угольных шахтах / ГИАБ, 2011, S6. С. 369-380.
2. Современные подходы к мониторингу состояния промышленной безопасности опасных производственных объектов / <https://cyberleninka.ru/article/n/sovremennye-podhodyk-monitoringu-sostoyaniyapromyshlennoy-bezopasnostiopasnyh-proizvodstvennyhobektov?ysclid=llyxkbpm5q317441871>.

# ОБОСНОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ТРАСС СКВАЖИН ОТ ПРОЕКТА

**Фролов С.Г., Потапов В.Я., Потапов В.В., Соколова А.В.**  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

**Аннотация.** Разработан принцип имитационного моделирования при расчете предельно допустимых отклонений трасс скважин от проекта. Для реализации поставленной задачи была принята исходная неопределенность исходных данных и, соответственно, вариативность реализации. При различных простых вариантах формы или площади сечения используется прямолинейная интерполяция, в более сложных случаях – лишь формализуется исходная неопределенность, меняется лишь математический аппарат. Корректный анализ отклонения трассы скважин от проекта учитывает технологические особенности природы искажения, т.е. становится возможным выявление причин отклонения трассы. Вероятность реализации отдельного варианта объекта – комбинации конкретных значений геолого-технических характеристик, определяется, исходя из вероятности данных значений. В работе приведен алгоритм расчета предельных погрешностей площади сечения рудного тела при различных отклонениях трассы скважины.

**Ключевые слова:** имитационное моделирование, отклонение трасс скважин, модель пространственно-геологических характеристик, корреляция, разведка.

На первом этапе разработки был проведен комплекс исследований по выявлению механизма влияния данной характеристики результата на погрешности в определении запасов. С этой целью выполнялся многократный расчет запасов на участках, переданных в эксплуатацию, при искусственном изменении положения трасс скважин, с последующим сопоставлением с данными, полученными при нормативном отклонении трасс. При выполнении расчетов в качестве искусственно варьируемого подсчетного параметра использовался параметр мощности рудных тел, который мог искаженно отображаться в результате отходов трасс скважин. На основе полученных результатов можно сделать следующие выводы. Отклонение трасс скважин от проектного положения приводит к искажению параметров разведочной сети, обусловленных частотной характеристикой поля исследуемых параметров и возникновению ошибки в подсчетных параметрах запасов руды, определяемых по совокупности скважин. Так как данная характеристика результата определяет выраженность разведочной сети и относится к более высокому уровню технологической организации, то при оценке ее влияния на точность геологических материалов следует рассматривать другие виды подсчетных параметров запасов. Такими параметрами, например, для Гумешевского месторождения, где в качестве метода подсчета запасов используется метод вертикальных параллельных сечений являются среднее содержание по сечению рудного тела  $\bar{C}$  и его площадь  $S$ .

Реализация принципа имитационного моделирования при расчете предельно возможных погрешностей подсчетных параметров в этом случае

основана на следующем допущении. Так как на этапе анализа имеется исходная неопределенность значений характеристик в предполагаемой точке подсечения, то на этой основе правомерно допустить существование некоторого множества возможных вариантов реализации морфологии рудного тела и распределения в нем содержания полезного компонента. Например, в самом общем виде форма сечения рудного тела определяется при помощи прямолинейной интерполяции между опорными точками наблюдений, в которых известна мощность. При этом количество вариантов формы сечения соответствует количеству допускаемых вариантов значения мощности в предполагаемой точке подсечения, так как каждый вариант мощности определяет вариант формы сечения. При помощи несложных вычислений на каждом варианте формы сечения можно промоделировать отклонение трассы скважины от проекта с любым фиксированным шагом: 1, 2, 3 и т.д., м, определяя на каждом шаге «видимую» мощность и соответствующую площадь сечения, а сравнивая последнюю площадь с площадью, рассчитанной при нулевом отклонении – «истинное» значение, получить величину погрешности подсчетного параметра. Аналогичные операции производят для всех возможных вариантов реализации рудного тела. Из рассчитанных на каждом шаге моделируемых отклонений трасс скважины значений погрешности подсчетного параметра выбираются наибольшие, которые в целом определяют зависимость предельно возможных погрешностей от величины отклонения трассы от проекта.

Разумеется, использование прямолинейной интерполяции представляет собой лишь частный, наиболее простой случай. Однако и при более сложной морфологии рудного тела принцип моделирования остается без изменений – необходимо лишь формализовать исходную неопределенность в возможных вариантах интерполяции. Изменению в этом случае подлежит лишь математический аппарат, описывающий распределение поля исследуемых параметров в пространстве недр. Как отмечается в работе /1/, большинство случаев пространственного изменения геологических характеристик объекта могут описываться алгебраическими полиномами различного порядка. Например, одномерный алгебраический полином для параметра мощности ( $m$ ) от расстояния до проектной точки подсечения  $a$  в направлении разведочной линии ( $X$ ) в общем случае выглядит следующим образом

$$m = \sum_{k=0}^N a_k X^k, \quad (1)$$

где  $a_1, a_2, \dots, a_k$  – известные коэффициенты полинома;  $N$  – рассматриваемый на данном шаге расчета порядок полинома.

Таким образом, модели пространства геологических характеристик, используемые для имитации искажающего влияния отходов трасс скважин,

можно отнести к моделям комбинированного типа /1/. В данных моделях осуществляется синтез закономерностей изменчивости – тренда и случайной составляющей пространственной изменчивости параметров.

Корректный анализ отклонения трассы скважин от проекта на погрешность подсчетных параметров требует учета технологической природы искажения пространственного положения скважины. Одно и то же по своей величине отклонение скважины от проектной оси может определять различные значения итоговых погрешностей подсчетных параметров.

Рассмотрим на примере отклонения трасс скважин принцип расчета зависимости вида «характеристика результата – вероятность превышения допустимой погрешности». Каждый вариант возможной реализации объекта однозначно определяет величину погрешности подсчетного параметра при фиксированном значении характеристики технологического результата, а, следовательно, можно считать, что вероятность реализации данного варианта объекта равна вероятности соответствующего ему значения погрешности. Таким образом, вероятность появления погрешностей, превышающих предельное значение  $P([\Delta PP])$ , определяется выражением

$$P([\Delta PP]) = \sum_{i=1}^N P\{X\}_i, \quad (2)$$

где  $P\{X\}_i$  – вероятность реализации варианта объекта, определяющего сверхнормативную погрешность;  $N$  – общее число подобных вариантов объекта.

На рис. 1 представлен алгоритм расчета предельных погрешностей площади сечений рудного тела ( $^+\Delta S$ ) и ( $^-\Delta S$ ) и вероятности появления погрешности, превышающей допустимые значения  $P[^+]$  и  $P[-]$  при различном отклонении трассы скважины от проекта.

Графики на рис. 2 представляют собой результаты расчетов, выполненных по описанному выше алгоритму для двух рудных тел Гумешевского месторождения, имеющих различную изменчивость характеристики «мощность». При этом следует учитывать, что сама по себе изменчивость геолого-технических характеристик не определяет величину возможных погрешностей подсчетных параметров. Действительно, если для объекта разведки достоверно известно изменение характеристик его морфологии, то отсутствует многовариантность объекта.



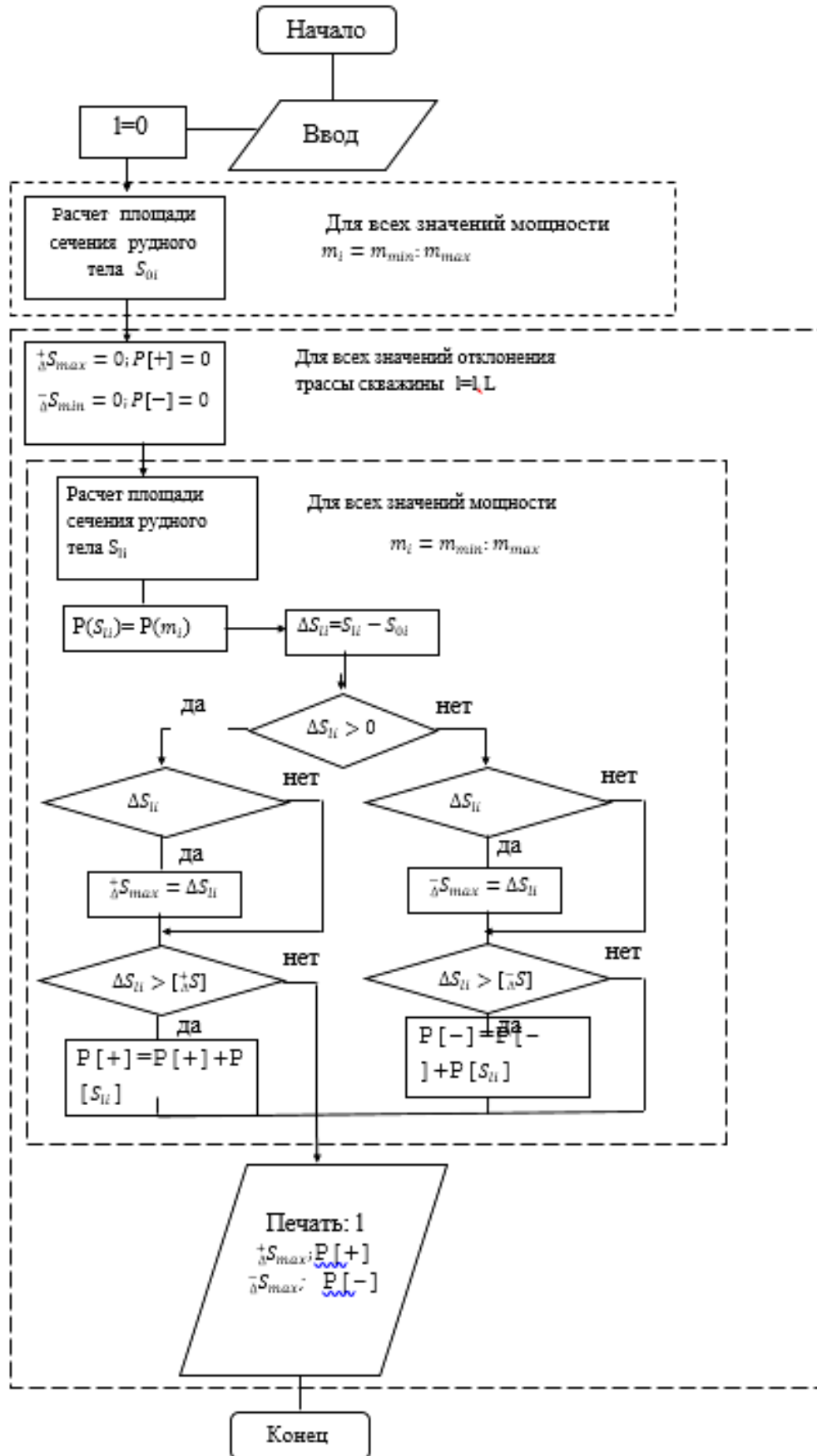


Рис. 1. Алгоритм расчета предельных погрешностей площади сечения рудного тела при различных отклонения трассы скважин

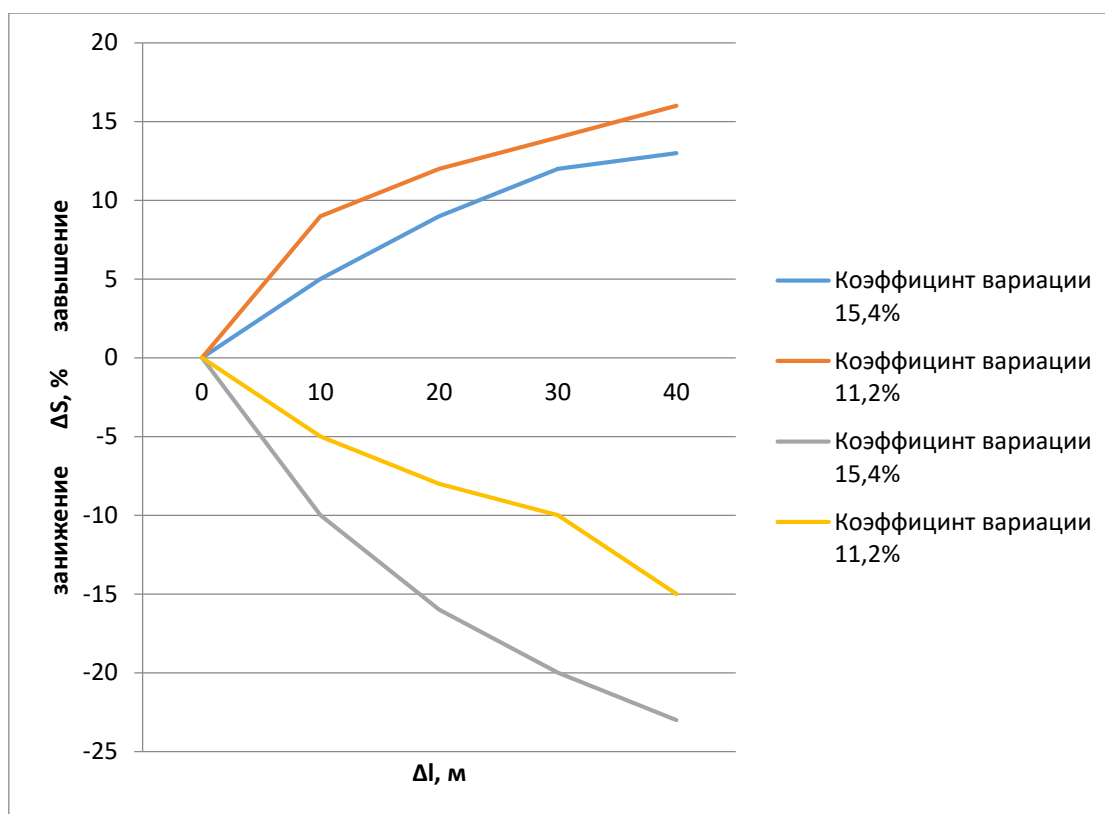


Рис. 2. Влияние коэффициента вариации мощности рудного тела на зависимость предельных погрешностей площади сечения рудного тела

Другое дело, если для объекта разведки достоверно не известны параметры изменчивости его характеристик. В этом случае степень изменчивости определяет величина тех или иных характеристик. Так, если при разведке рудного тела  $N$  скважин показали мощность рудной зоны от 0,5 до 3,5 м и для данного рудного тела не выявлено закономерности пространственного изменения мощности, то правомерно предположить, что при бурении  $(N+1)$ -ой скважины может быть подсечена мощность от 0,5 до 3,5 м. в то же время любая дополнительная информация о пространственном изменении геологических характеристик сужает диапазон исходной неопределенности, интервал возможных погрешностей при различных значениях результатов бурения и требования к ним. Таким образом, чем больше данных мы имеем об объекте, тем меньше информации на требуется.

### Библиографический список

1. Шаталин Н. Н. Имитация разведки месторождений в диалоге геолога и ЭВМ // Изв. вузов. Геология и разведка. – 1981. - № 9. – с. 90-94.
2. Шандалов Г. И., Воротинцев В. Т., Кизко Т. И. О применении кернометрии в Белоруссии // Бурение глубоких скважин в БССР; Сб. науч. работ – Минск. 1974
3. Костин Ю. С. Проектирование отклонителей на основе функционально-целевого метода // Техника и технология бурения

геологоразведочных скважин: Межвуз. научн.-темат. сб. – Свердлов. горный ин-т, Свердловск, 1985. – Вып. 8. – с. 22-28.

4. Ошкордин С. В., Мецгер А. А., Фролов С. Г. Принцип алгоритмизации технологического задания и методика принятия технико-технологических решений // Техника и технология бурения скважин на твердые полезные ископаемые: Межвуз. Науч.-темат. сборник. – Свердловск: СГИ, 1990. – с. 73-77.

5. Фролов С.Г. Методика системного математического моделирования технологического процесса разведочного бурения: дисс. ...канд.геолого-минералогических наук // Фролов С.Г., Екатеринбург, 1992 г., с. 162.

6. Майн Х., Осаки Н. Марковские процессы принятия решений. – М.: Наука, 1977.

7. Ошкордин С. В., Мецгер А. А., Фролов С. Г. Марковость как свойство геологических объектов и ее влияние на выбор технико-технологических решений, обеспечивающих качество буровых работ // Техника и технология бурения скважин на твердые полезные ископаемые: Межвуз. Науч.-темат. сборник. – Свердловск: СГИ, 1990. – с. 15-21.

8. Харбух Дж., Бонэм-Картер Г. Моделирование на ЭВМ в геологии. – М.: Мир, 1974. – с. 70-117.

9. Шарапов И. П. Системный подход к методологическим проблемам в геологии. – В кн. Методология геологических исследований. – Владивосток: ДВНЦ АН СССР, 1976.

10. Шаталин Н. Н. Имитация разведки месторождений в диалоге геолога и ЭВМ // Изв. вузов. Геология и разведка. – 1981. - № 9. – с. 90-94.

11. Marius Stan.,LazarAvram. Experimental study on the model of the correlation between the movement of the drilling string with big diameter of drill and effects on the oil rigs // Journal of Petroleum Exploration and Production Technology, September 2015, Volume 5, Issue 3, pp 295–303.

12. Yan-Li Chena,Tao Shang, Jun-liang Li, Gang Nie, Hang Sui, Xiao-Cui Chen. Evaluation for energy-saving effect of hybrid drilling rig system based on the logic threshold method // Journal of Terramechanics, Volume 63, February 2016, pp 49-60.

# МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОЦИКЛОНА ДЛЯ ОСВЕТЛЕНИЯ ШАХТНЫХ ВОД

*Афанасьев А.И.<sup>1</sup>, Упоров С.А.<sup>1</sup>, Потапов В.В.<sup>1</sup>, Пармонова А.А.<sup>2</sup>, Юсупов Т.И.<sup>1</sup>*

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»<sup>1</sup>

ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский горный университет»<sup>2</sup>

**Аннотация:** Приведены методика и блок схема для расчета параметров трёх-продуктового гидроциклона для осветления шахтных вод. Представлены результаты расчетов конструктивных параметров трёхпродуктового гидроциклона на основании изложенной методики.

**Ключевые слова:** методика, блок схема, конструкция трёхпродуктового гидроциклона, крупность частиц.

В промышленности гидроциклоны применяются для разделения мелкодисперсных породных примесей при транспортировке продуктов добычи и переработки полученных компонентов.

Гидроциклоны характеризуются высокой чёткостью разделения, с их помощью из продуктов удаляются породные частицы любой крупности вплоть до 0,05 мм.

Крупность разделения частиц в гидроциклоне зависит от его конструкции и технологических параметров работы. В настоящей статье излагается результат исследований по определению зависимости крупности разделения частиц асбестовых концентратов от технологических параметров работы гидроциклонов. Исследования проводились с учётом имеющихся в литературе теоретических данных по разделению минеральных суспензий в гидроциклонах.

Методика расчета трёх продуктового гидроциклона рис.1.

## 1. Исходные данные и цель расчёта.

1.1 Расход воды насос ЦНС300-480 (8 колёс) - 300м<sup>2</sup> час -83 л/с (0,083 м<sup>3</sup>/с).

1.2 Крупность материала от 0 до 5 мм -  $d_{\max}=5$  мм

1.3 Плотность твёрдой породы – 3650 кг/м<sup>3</sup>.

1.4 Отношение жидкой фазы к твёрдой – 9:1.

1.5 Максимальная крупность твёрдого в очищенной воде - 0,2 мм.

1.6 Диаметр отверстия для выпуска материала  $d_0 \geq 3$ ;  $d_{\max}= 50$  мм.

1.7 Диаметр отверстия для выпуска средней крупности  $d_{oc}= 75$ .

1.8 Диаметр отверстия входного патрубка  $d_{вх}= 200$ мм.

Целью расчёта является определение конструктивных параметров трёх-продуктового гидроциклона, обеспечивающий очистку загрязнённых твёрдыми материалами. Это позволит существенно уменьшить подачу чистой воды (внешнего источника) и интенсивность износа ротора насоса.

## 2. Расчёт расхода воды через сливные отверстия:

Расход воды и твёрдого (пульпы) через мелкий и средний патрубки, должен быть там.

На рис.1 приведена схема трёхпродуктового циклона: Циклон работает следующим образом:1) по входному тангенциальному патрубку диаметром 200 мм в цилиндрическую часть циклона поступает пульпа. 2) Часть жидкости с твёрдыми частицами движется по спиральям вниз и распыляется через песковую насадку ( $d = 50$  мм).

3) Остальная часть пульпы с более мелкими частицами за счёт вертикального потока воды поднимается вверх и теряет скорость, так как верхняя часть циклона выполнена в виде конуса.

4) Частицы крупностью более 0,2 мм отсеиваются на уровне второго патрубка и увлекаются потоком воды в этот патрубок.

5) Частицы крупностью меньше 0,2 мм увлекаются вертикальным потоком воды вверх и попадают в верхний сливной патрубок.

Согласно закону сохранения энергии, кинетическая энергия пульпы при сходе в циклон превращается в потенциальную энергию (напор):

$$H_1 + H_2 + H_3 \leq \left(\frac{Q_0}{S_0}\right)^2 \frac{1}{2g} \quad (1)$$

где  $H_1$  – расстояние по высоте от входного до нижнего патрубка, м;

$H_2$ - расстояние по высоте от среднего до входного патрубка, м;

$H_3$ - расстояние по высоте от верхнего до среднего сливного патрубка, м;

$Q_0$ - Расход воды через подающий патрубок, м<sup>3</sup>/с;

$S_0$ - площадь сечения подающего патрубка, м<sup>2</sup>;

$g$  - ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;

Расходы через подающие патрубки находятся из уравнения Бернулли:

$$Q_1 = \mu \sqrt{2g(H_1 + H_2 + H_3)} \cdot S_1 \quad (2)$$

где  $\mu$  –коэффициент расхода жидкости равным для отверстия перпендикулярного стенки 0,6;

$S_1$ -площадь сечения нижнего сливного отверстия м<sup>2</sup>;

$$Q_2 = \mu \sqrt{2gH_3} S_2 \quad (3)$$

где  $S_2$  – площадь сечения среднего патрубка м<sup>2</sup>;

$$Q_3 = Q_0 - Q_1 - Q_2 \quad (4)$$

Площадь сечения нижнего и среднего сливного отверстия принимаем равным площади сечения входного патрубка:  $S_1 = \frac{\pi d_{\text{вх}}^2}{4}$ ;  $\pi d_{\text{вх}}^2 = S_0$ .

3. Пример расчёта трёхпродуктового гидроциклона показан на рис. 2.

3.1 По горизонтали тах крупности твердых частиц, уходящих в верхний слив находится их скорость падения в воде:

$$v_{\text{ТВ}} = \sqrt{\frac{2 \rho_m}{3 \rho_B} g d \frac{L}{c}} = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{3650}{1000} \cdot 9,8 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{c}} = 0,07 \cdot 10^{-2} = 0,7 \frac{\text{ДМ}}{\text{с}}$$

где:  $\rho_m$  и  $\rho_B$  – соответственные плоскости материала и воды, кг/м<sup>3</sup>;

$g$ - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$d$ - max диаметр частиц в очищенной воде, м;

Следовательно, на верхнем уровне среднего сливного патрубка вертикальная составляющая скорости, пульпы не должна быть больше  $v_{ТВ} \cdot k_3$  ( $k_3$ - коэффициент запаса, равный 1,1)

$$v_{\Pi} = 0,7 * 1,1 = \frac{0,77 \text{ дм}}{\text{с}}$$

3.2 Расход пульпы через песковую насадку

$$Q_1 = \mu S_1 \sqrt{2g(H_1 + H_2 + H_3)} = 0,6 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2} \sqrt{2 \cdot 9,8(0,9 + 0,4 + 0,5)} = 7,15 \frac{\text{дм}^3}{\text{с}}$$

где:  $S_1$ - площадь сечения песковой насадки ( $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ )

3.3 Расход пульпы через среднюю насадку (патрубок)

$$Q_2 = \mu S_2 \sqrt{2gH_3} = 0,6 \cdot 0,44 \cdot 10^{-2} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 0,5} = 8,3 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

где  $S_2$  площадь среднего патрубка ( $S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0,75)^2}{4} = 0,44 \cdot \text{дм}^2$ )

3.4 Вертикальная составляющая скорости на уровне верхней части среднего патрубка определяется из уравнения неразрывности потока:

$$Q_0 - Q_1 - Q_2 = Q_3 = \frac{v_{\Pi c} \cdot \pi d_2^2}{4}$$

где  $d_2$  – диаметр циклона на уровне верхней части патрубка, м.

Из уравнения находится  $d_2$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4(Q_0 - Q_1 - Q_2)}{\pi v_{\Pi}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (83 - 7,15 - 8,3)}{3,14 \cdot 0,77}} = 10,6 \text{ дм}$$

Принимаем  $d_2 = 1060$  мм

3.5 Фактическая скорость пульпы в заданном сечении

$$v_{2\phi} = \frac{Q_3 \cdot 4}{\pi d_2^2} = \frac{67,55 \cdot 4}{\pi \cdot 10,6^2} = 0,765 \frac{\text{дм}}{\text{с}}$$

Следовательно, частицы крупностью больше 0,2 мм не смогут подниматься выше этого уровня

3.6 Относительная экономия воды за счет применения циклона

$$\Delta Q = \frac{Q_3 \cdot 100}{Q_0} = \frac{67,55 \cdot 100}{83} \approx 80\%$$

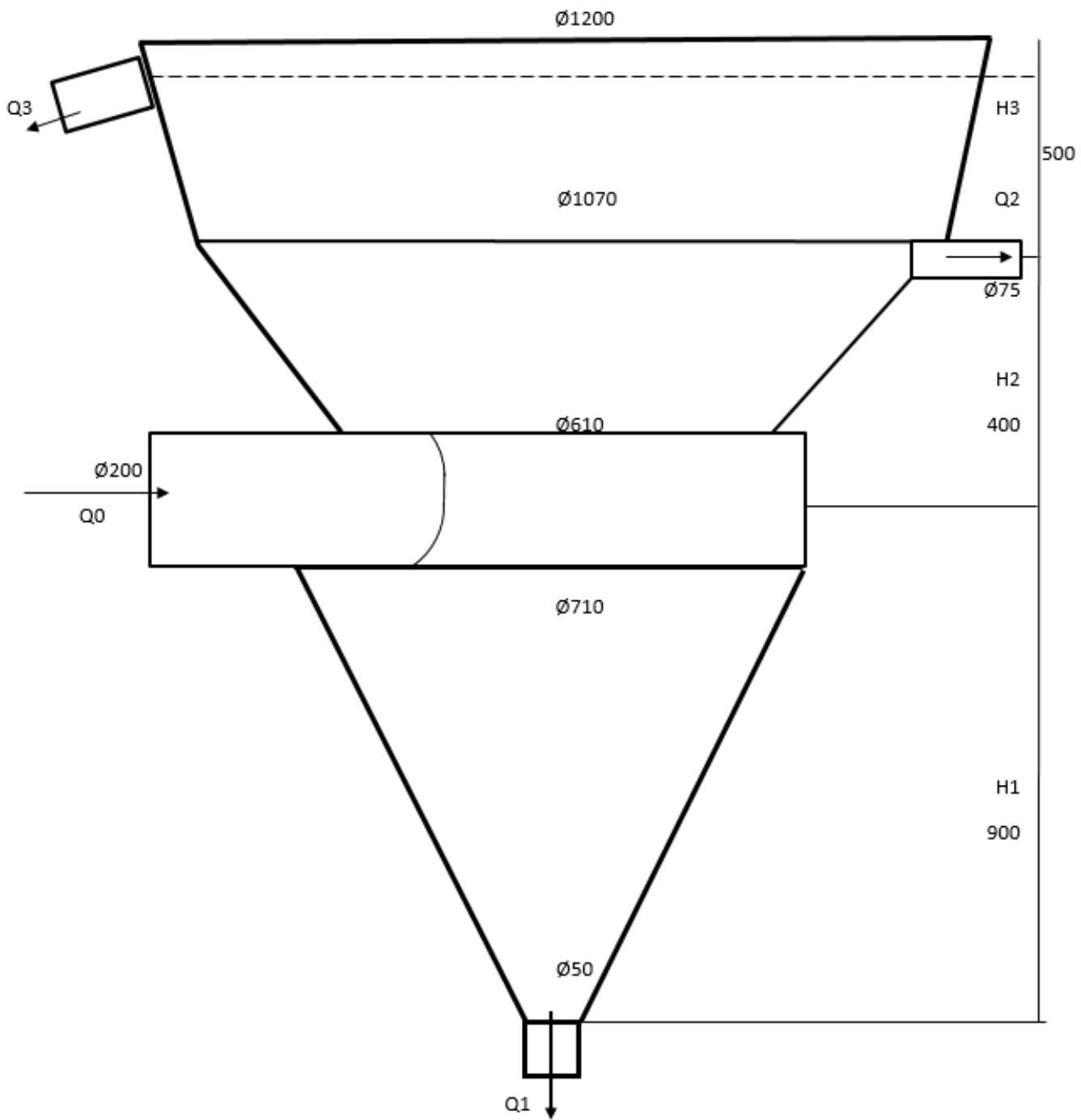


Рис. 1. Трех продуктовый гидроциклон для удаления воды из водосборника

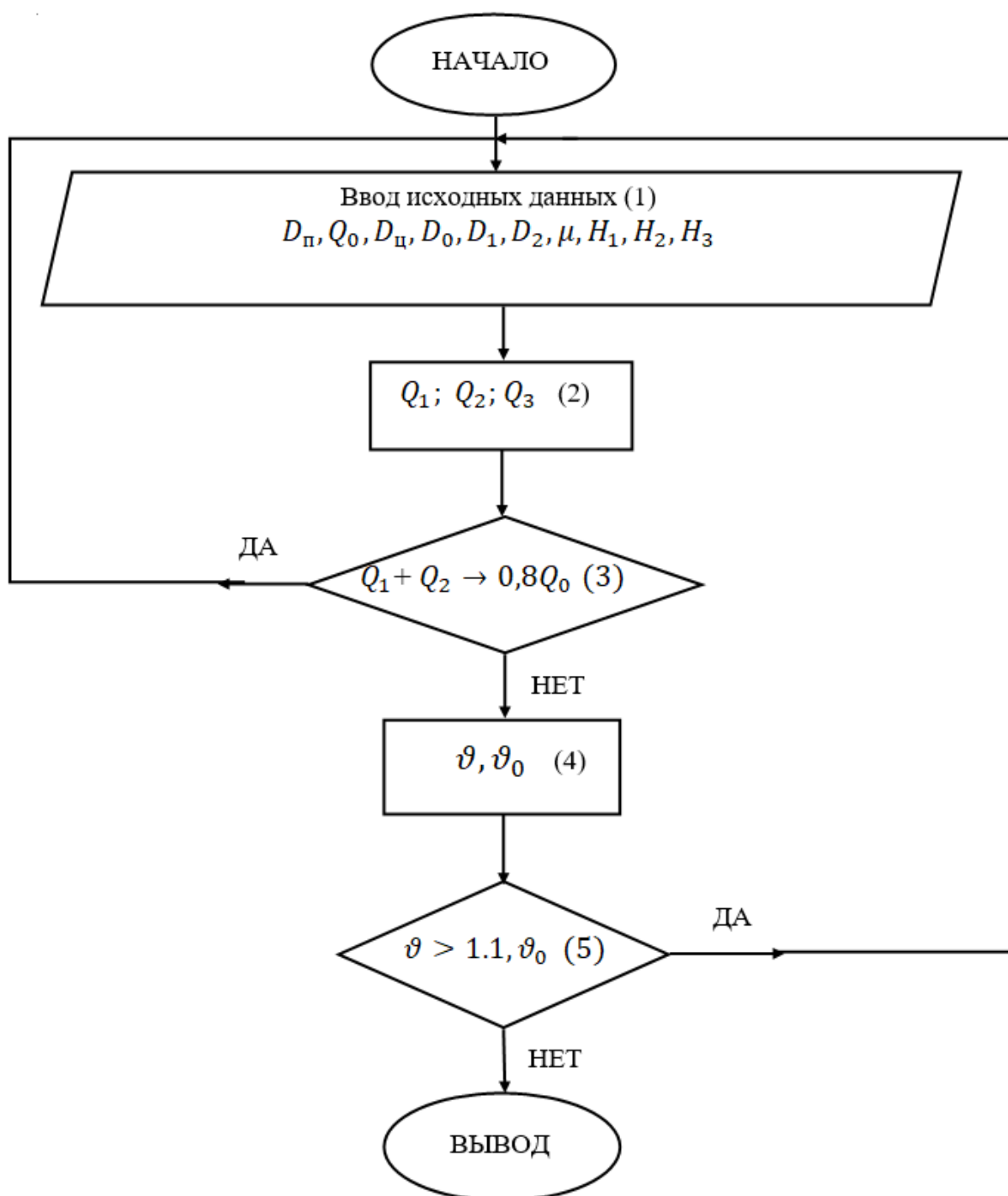


Рис. 2. Блок схема для расчета параметров гидроциклона

#### Выводы:

Представленная методика прошла апробирование в условиях Гайского ГОКа, занимающегося добычей и переработкой медных и цинковых руд. В результате - гидроциклона при удалении воды из – выработки и использовании гидроциклона мы получили воду через смывной патрубок  $Q_3$  (см. рис.1.) с содержанием примеси 0,05% которая была использована для технических нужд рудника. Так как в настоящее время рудник потребляет  $300 \text{ м}^3$  чистой воды с поверхности водохранилища.



## СОДЕРЖАНИЕ

Ахлюстина Н.В. Памяти Вебера Геннадия Эдуардовича.....	4
Волков Е.Б., Чучманова Л.Д., Чучманов Д.Е. Итоги прошедшего 2022-23 учебного года кафедры ТМ. Перспективы.....	7
Волков Е.Б., Майнингер В.А., Ситдикова С.В., Кочнева Л.В. Проверка на устойчивость системы из трех рулонов (штрипс) металла.....	11
Майнингер В.А., Волков Е.Б. Классификационный анализ вибрационных грохотов.....	14
Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненко Д.Д., Гребенкин С.М., Соколов Р.В. Математическая модель движения частицы в аэродинамически активном барабанно-полочном сепараторе.....	21
Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Степаненко Д.Д., Гребенкин С.М., Соколов Р.В. Расчет конструктивных параметров аэродинамически активного сепаратора для разделения асбестовой руды.....	32
Арсланов А.А., Бельских А.М., Макаров В.Н., Макаров Н.В. Компьютерное моделирование аэротермодинамических процессов в двухфазной среде «Асбестовая пыль-газовый поток» при фильтрации в рукавном фильтре.....	40
Барабанов Д.В., Серёдкин Д.С., Шестаков А.А., Таугер В.М. Значение мехатроники в модификации бионических протезов.....	44
Бельских А.М., Арсланов А.А., Макаров В.Н., Макаров Н.В. Математическое моделирование эффективных расчетных параметров вентиляторной установки.....	46
Волков М.Н., Потапов В.Я., Потапов В.В. Методика расчета рамно-анкерной крепи.....	49
Двинин Л.А., Гуцин Л.О. Оценка динамики шахтного подъема на основе сравнительного анализа графиков скорости.....	54
Двинин Л.А., Гуцин Л.О. Потери энергии и КПД рудничной подъемной установки.....	65
Долганов А.В., Потапов В.Я., Упоров С.А., Юсупов Т.И., Соколова А.В. Классификация способов и средств очистки шламовых емкостей и методика расчета параметров.....	71
Абдрахманова К. В., Абдрахманов И. Д. Роль искусственного интеллекта и цифровых подключений в оптимизации топливной экономичности большегрузных транспортных средств.....	74
Копачев В.Ф., Жаткин А.Н., Никитин А.В. Вопросы математического моделирования системы компрессор-воздухопроводная сеть.....	77
Копачев В.Ф., Кобзев М.С., Мартыненко И.А., Никитин А.В., Ганбаров Г.Г. Особенности специального программного обеспечения для управления роботехническими комплексами.....	81
Копачева Е. А., Чиканцев Д. М. Вопросы моделирования логистических процессов на складах.....	84
Котельников А.П., Гильфанов Т.З. Специальные средства диагностирования усталости деталей машин.....	87
Пожидаев Ю.А., Потапов В.Я., Потапов В.В., Кузнецов А.М., Соколов Р.В. Поиск рациональных режимов эксплуатации валковых дробилок на основе моделирования вибрации подвижных элементов.....	91
Потапов В.Я., Потапов В.В., Юркова Е.И., Пустохина Н.Г., Соколова А.В. Обоснование технологии предварительного разделения углей в подземных условиях с приведенными затратами.....	94

Пожидаев Ю.А., Потапов В.Я., Потапов В.В., Кузнецов А.М., Соколова А.В. Оптимизация амплитудно-частотной характеристики подвижного элемента валковой дробилки.....	101
Потапов В.Я., Потапов В.В., Волков Е.Б., Гребенкин С.М., Майнингер В. А., Методика определения приведенного коэффициента трения качения.....	106
Потапов В. Я, Упоров С.А, Потапов В.В., Парамонова А.А., Трутьев П.В. Методика расчета режимных характеристик центробежных насосов.....	109
Раевская Л.Т., Куликова Е.Ю. Идеальная и реальная модели конденсатора.....	113
Светоносова М.А., Раевская Л.Т. Кран-манипуляторы в горном производстве.....	117
Стожков Д.С., Афанасьев А. И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Соколова А.В. Исходные данные и алгоритм расчета параметров аппаратов.....	121
Таугер В. М. Система мониторинга аэрогазовой обстановки рудника.....	132
Фролов С.Г., Потапов В.Я., Потапов В.В., Соколова А.В. Обоснование предельно допустимых отклонений трасс скважин от проекта.....	134
Афанасьев А.И., Упоров С.А, Потапов В.В., Парамонова А.А., Юсупов Т.И., Методика расчета гидроциклона для осветления шахтных вод.....	140

**Математическое моделирование механических явлений.**  
**Материалы Всероссийской научно-технической конференции. –**  
**Екатеринбург, 29-30 сентября 2023 года.**

Ответственный редактор доц., к.т.н. Волков Е.Б.  
Компьютерная верстка Чучманов Д.Е., Чучманова Л.Д.

Корректурa кафедры технической механики  
Подписано к печати  
Формат бумаги 60x84 1/16  
Печ. л. 9,1875  
Тираж  
Заказ

---

Издательство УГГУ  
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30  
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»  
Отпечатано с оригинал-макета  
в лаборатории множительной техники издательства УГГУ