



**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**

**УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**

Памяти доцента А. П. Золкина

Материалы Всероссийской научно-технической конференции

03-04 октября 2025 года

**Екатеринбург
2025**

**Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации**

**УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
МЕХАНИЧЕСКИХ ЯВЛЕНИЙ**

Памяти доцента А. П. Золкина

Материалы Всероссийской научно-технической конференции

03-04 октября 2025 года

Ответственный редактор

Заведующий кафедрой «Техническая механика»
ФГБОУ ВО «Уральский государственный
горный университет», к.т.н., доцент

Волков Евгений Борисович

**Екатеринбург
2025**

Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Памяти доцента А. П. Золкина – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2025 г. – 124 с.

Сборник содержит материалы докладов научно-технической конференции, состоявшейся в Уральском государственном горном университете 03-04 октября 2025 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, а также о перспективных разработках в сфере мехатроники и робототехники. Материалы, представленные в секции для студентов, демонстрируют потенциал молодых учёных и возможности применения современных технологий для решения актуальных задач отрасли.

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

Рецензент: кафедра технической механики.

ПАМЯТИ ЗОЛКИНА АНАТОЛИЯ ПАВЛОВИЧА

Ахлюстина Н. В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

«Истинные педагоги не могут умереть, они только растворяются в тысячах юношей и девушек, превращая их в личности, в людей высоких целей с сердцами Данко» А. В. Петровский.



***Анатолий Павлович Золкин
(25.12.1944-08.03.2021)***

Золкин Анатолий Павлович родился в городе Балхаш, Карагандинской области, КазССР 25 декабря 1944 года, затем после окончания средней школы поехал поступать в московский ВУЗ.

С твёрдым намерением и горячим сердцем Анатолий Павлович успешно преодолел вступительные испытания и в 1962 году стал студентом Московского энергетического института. Учёба захватила его целиком, и шесть лет пролетели незаметно. В 1968 году он вышел из стен МЭИ с дипломом в руках и квалификацией инженера-исследователя по динамике и прочности машин. Так начался его профессиональный путь. С 1968 по 1997 год Анатолий Павлович трудился в расчётном отделе Государственного конструкторского бюро компрессорного машиностроения МинАвиаПром, где проявил себя как талантливый инженер-конструктор.

Затем Анатолий Павлович несколько лет посвятил преподаванию в Уральском государственном лесотехническом университете. А в сентябре 2004 года его профессиональный путь продолжился в Уральском государственном горном университете, где он стал частью коллектива кафедры технической механики.

Два десятилетия Анатолий Павлович щедро делился своими знаниями и опытом в качестве доцента, причём 16 из них – в УГГУ. Общий же трудовой путь учёного растянулся на 49 лет – словно длинная дорога, на которой было место и трудностям, и радостным открытиям.

25 декабря 2019 года, когда Анатолию Павловичу исполнилось 75 лет, ректор университета с тёплыми словами объявил ему благодарность за

многолетний, поистине благородный труд. В знак признания заслуг учёному была вручена денежная премия.

За годы работы в УГГУ Анатолий Павлович Золкин с глубоким пониманием и преданностью делу освоил весь спектр дисциплин механического и прочностного циклов, которые преподаёт кафедра. Среди них – «Динамика машин», «Динамика и прочность машин», «Сопротивление материалов», «Механика», «Техническая механика», «Теоретическая механика». Эти курсы он читал для студентов как дневного, так и заочного факультетов. Особого внимания заслуживает вклад Анатолия Павловича в разработку и апробацию курса «Динамика машин». Этот курс предназначен для студентов пятого курса горно-механического факультета и стал результатом кропотливой работы и педагогического таланта преподавателя. Кроме того, Анатолий Павлович подготовил целый ряд курсов лекций и методических материалов, посвящённых строительной механике и прочности различных строительных конструкций – металлических, железобетонных и деревянных. Анатолий Павлович проводил консультации дипломников, магистрантов и аспирантов по вопросам динамики и прочности горных машин, возникающим при написании дипломных проектов, магистерских и кандидатских диссертаций.

Анатолий Павлович был предан науке всем сердцем. Он с энтузиазмом участвовал в работе научно-методического семинара кафедры и блистал на Всероссийской научно-технической конференции «Математическое моделирование механических явлений», которая регулярно проходила на площадке кафедры технической механики.

С 2001 года под чутким руководством академика РАН, доктора технических наук, профессора Анкудинова Дмитрия Тимофеевича Анатолий Павлович погрузился в исследование, цель которого – найти пути повышения контактной прочности деталей роторно-поршневой группы пневмодвигателя типа ДАР. Работа кипела: одна за другой появлялись научные статьи – всего их было десять. Среди них особенно выделялись две: одна увидела свет в журнале, входящем в перечень ВАК, другая – в престижной базе SCOPUS. Ещё три статьи обогатили базу данных РИНЦ.

Анатолий Павлович не ограничивался статьями. В соавторстве он выпустил книгу «Строительная механика в примерах и задачах», а также учебно-методическое пособие по дисциплине «Техническая механика». Его творческий путь украсил и патент на полезную модель. А ещё он подготовил к защите кандидатскую диссертацию. Но судьба оказалась жестокой: тяжёлая болезнь оборвала этот яркий научный путь.

Анатолия Павловича отличало доброжелательное отношение к коллегам, готовность поделиться опытом, помочь советом. При этом он легко находил выход из конфликтных ситуаций, возникающих в педагогической деятельности, был всегда тактичен, уважителен и вежлив к окружающим. В неформальной обстановке, с коллегами любил читать стихи. Прекрасно знал классическую литературу, блестяще цитировал, знал поэму Александра Сергеевича Пушкина «Евгений Онегин» наизусть.

Анатолий Павлович стремился научить студентов любить науку, книги, знания. Он пользовался большим уважением у студентов, являлся для них авторитетом в области изучения дисциплин механического и прочностного циклов, всегда отвечал на сложные вопросы, помогал в решении трудных задач.

Профессиональная деятельность Золкин А. П. была отмечена в 2010 году Почетной грамотой Министерства образования Российской Федерации, а к 100-летию УГГУ он был награжден грамотой Министерства промышленности Правительства Свердловской области.

Библиографический список

1. Золкин, А. П., Салахутдинов Ш. А. Строительная механика в примерах и задачах: Учеб. пособие/. -Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т., 2012. — 112 с.
2. Афанасьев А. И., Золкин А. П., Чиркова А. А. Техническая механика: учебно-методическое пособие и контрольные задания для выполнения РГР и самостоятельной работы студентов...очного и заочного обучения. — Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2015. — 30 с.
3. Давыдов С. Я., Золкин А. П., Шварёв В. С., Филатов М. С. Повышение надёжности работы крутонаклонного ленточного конвейера, Новые огнеупоры, 2016, 3, с. 36
4. Золкин А.П., Золкина Л.А. Геометрия рабочей поверхности кулачка двигателя аксиально реверсивного// Математическое моделирование механических явлений: Материалы Всероссийской научно-технической конференции. — Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2019. С. 25-28.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОТЕХНИКЕ

Раевская Л. Т.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Одним из методов научного исследования является моделирование систем, процессов, объектов и т. д. Суть метода – замена реального объекта объектом другой физической природы – моделью [1]. Один из видов математического моделирования – имитационное моделирование. Оно предполагает использование в процессе создания модели программные средства. Современные электротехнические системы — это сложные устройства с большим числом подсистем, компонентов, элементов, взаимодействующих между собой и с внешней средой. Чаще всего данный вид моделирования полезен при исследовании функционирования технических систем, например, переходных процессов при запуске устройств. Исследование переходного процесса электротехнической системы – цель настоящей работы.

Формальную модель функционирования объекта можно представить в виде, показанном на рисунке 1, где представлены две обязательных составляющих системы: регулятор или управляющая система и объект управления или управляемая система.

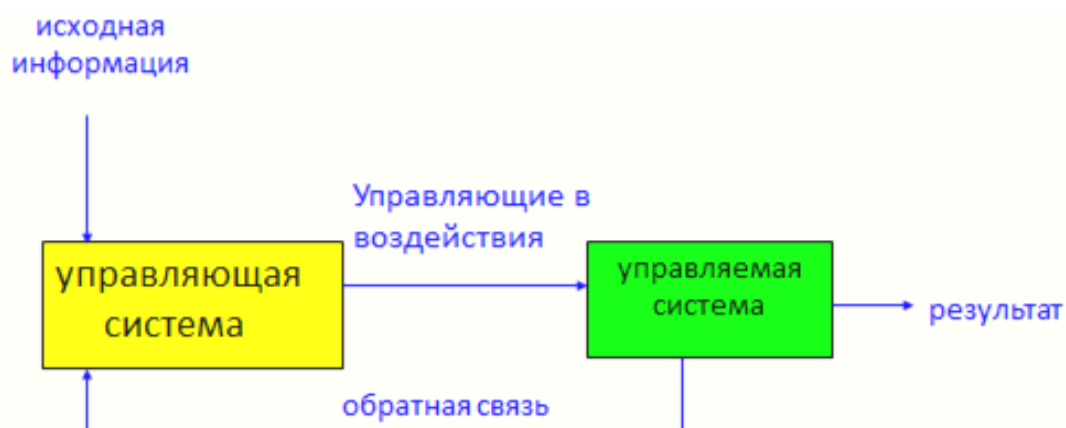


Рис.1. Структурная схема функционирования

Это могут быть, например, системы автоматического управления (САУ) или системы автоматического регулирования (САР). Функционирование регулятора (САР) – предмет нашего исследования. Регулятор с помощью комплекса программ обеспечивает выполнение объектом управления поставленной задачи. Достижение поставленной цели с той или иной точностью контролируется через обратную связь, когда сравниваются полученная управляемая величина и заданная. Поскольку идеальных систем нет, то разность

между указанными величинами – ошибка управления – указывает насколько точно достигается цель имитационного моделирования. Функционирование системы математически задается дифференциальными уравнениями (D-схемами), представленными в операторной форме. Коэффициенты дифференциального уравнения (ДУ), порядок ДУ определяются параметрами системы, как статическими так и динамическими. Согласно этим дифференциальным уравнениям (передаточным функциям) в комплексах программ собираются схемы устройств.

В настоящей работе была поставлена цель собрать схему устройства, получить график переходного процесса, оценить время переходного процесса и отклонение регулируемой переменной, чтобы в дальнейших исследованиях поставив полный факторный эксперимент, найти оптимальные настроечные параметры данного устройства. В качестве такого устройства была выбрана САР с П-регулятором (пропорциональный регулятор). Задачей системы является изменение регулируемой переменной $y(t)$ согласно заданному закону с определенной точностью (с допустимой ошибкой). П-регулятор обеспечивает управляющее воздействие пропорциональное отклонению выходной величины от заданной [2], используется для управления процессами, в которых необходимо поддерживать значение какой-то физической величины: уровня жидкости, давления, температуры, расхода чего-либо и т. д. Пропорциональный регулятор преобразует сигнал согласно уравнению $y(t)=k_p \cdot x(t)$, где $x(t)$ – входное воздействие, k_p - коэффициент усиления, или коэффициент передачи.

В данной работе для моделирования использована библиотека Xcos комплекса компьютерных программ SciLab. Пакет программ SciLab распространяется с открытым исходным кодом, предназначен для решения большого круга технических задач, имеет некоммерческое распространение и является альтернативой MATLAB.

Xcos предоставляет исследователю значительную палитру блоков для моделирования сложных динамических систем, в том числе для моделирования процессов в системах управления объектами, которые можно описать дифференциальными уравнениями или передаточными функциями. Создание модели в Xcos будет включать следующие шаги [3]:

- 1) размещение блоков в окне модели;
- 2) создание связей между блоками;
- 3) задание параметров блоков;
- 4) настройка параметров моделирования;
- 5) моделирование и отображение результатов.

Все блоки программы сгруппированы по категориям в палитры. Выбирая соответствующие блоки, их соединяют согласно дифференциальным уравнениям, записанным в операторной форме.

Собранная для поставленной задачи схема представлена на рисунке 2.

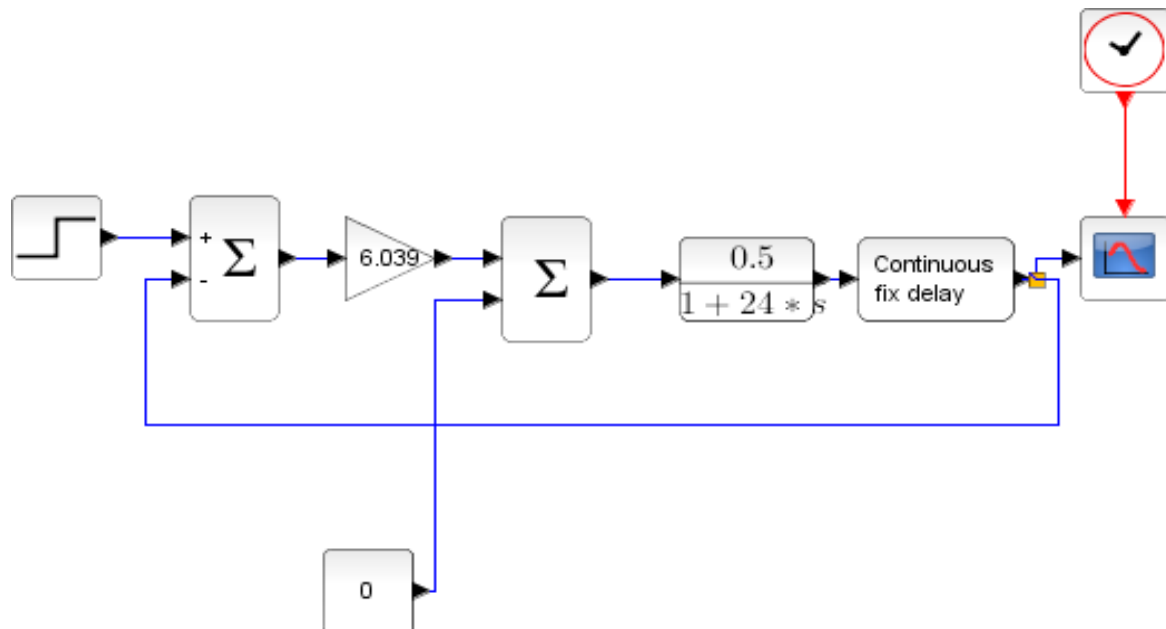


Рис. 2. Схема одноконтурной САР с П-регулятором

На рисунке 2 представлены следующие блоки: блок, генерирующий ступенчатый сигнал, который подается на вход системы; сумматор обеспечивает обратную связь, после сумматора сигнал рассогласования подается на вход регулятора; П-регулятор – блок – умножитель того сигнала, который поступает на его вход; после П-регулятора выходная величина с учетом возмущающего воздействия по каналу регулирования поступает на объект управления; сумматор – блок суммирования входных сигналов; блок объекта управления (ОУ), функционирование которого задано передаточной функцией $(0.5/(1+24*s))$; блок, учитывающий запаздывания передаваемого сигнала (Continuous fix delay); осциллограф, часы.

Система должна быть устойчива в переходном процессе, что обеспечивается ее параметрами. Если система устойчива, то анализируют поведение системы во времени, максимальное отклонение регулируемой переменной $y(t)$ в переходном процессе, время переходного процесса и т. п. В данном исследовании время моделирования – параметр осциллографа – задавалось равным 60 с (Refresh period в настройке осциллографа), а размах амплитуды $y(t)$ выбирался от 0 до 2. Полученный график переходного процесса представлен на рисунке 3.

Время откладывалось по оси x , величина сигнала – по оси y .

Результаты. Время запаздывания 6 с, время переходного процесса 55 с, период наблюдения 60 с, задаваемая амплитуда 1.5, максимальное значение амплитуды 1.9, пик амплитуды приходится на момент времени приблизительно 18 с. Переходная характеристика при базовых значениях объекта управления демонстрирует максимальное отклонение регулируемой переменной в переходном процессе примерно на 26% от задаваемого значения. Поскольку получен довольно длительный переходный процесс и значительное превышение амплитуды относительно заданной, то возможно необходимо проведение процедуры оптимизации некоторых параметров системы.

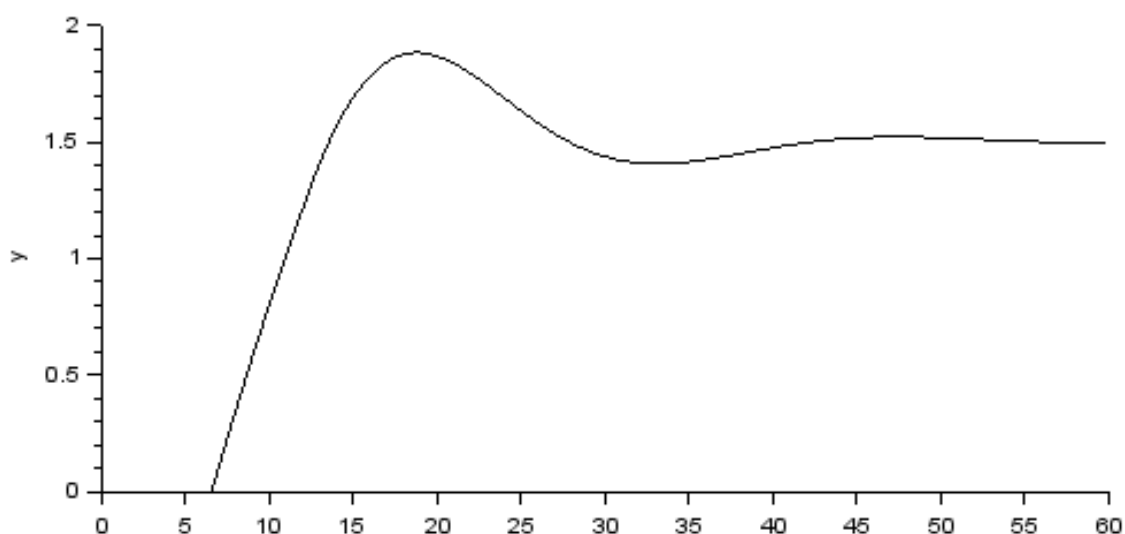


Рис. 3. График переходного процесса

Меняя настроечные параметры можно добиться уменьшения величины максимума амплитуды. Постановка полного факторного эксперимента с определенным набором параметров и шагом варьирования позволит оптимизировать систему и сгладить переходный процесс, что и является темой дальнейшего исследования.

Библиографический список

1. Советов Б. Я. Моделирование систем / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. Учебник для вузов — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 2001. — 343 с.: ил. ISBN 5-06-003860-2.
2. Зайцев А. П. Основы теории автоматического управления: Учебное пособие. / А. П. Зайцев. - Томск: Изд. ТПУ, 2000. – 152 с.
3. Глибин Е. С. Моделирование источников питания электротехнологических установок в SciLab Xcos: лабораторный практикум / Е.С. Глибин - Тольятти: Изд-во ТГУ, 2016.

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДЛИНЫ ТУПИКОВОЙ ВЫРАБОТКИ

Волков Е. Б., Таугер В. М., Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Потапов В. Я.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В статье рассмотрены основные способы регулирования режимов работы вентиляторов местного проветривания. Описаны их преимущества и недостатки. Предложено современное решение – автоматическое регулирование частоты вращения ротора вентилятора в зависимости от длины тупиковой выработки. Такой способ весьма эффективен с точки зрения экономии электроэнергии и может составить основу нового подхода к вопросу проветривания тупиковых выработок.

Ключевые слова: Вентилятор местного проветривания, автоматическое регулирование частоты вращения, режимы работы вентилятора, производительность вентилятора.

Шахтные вентиляторы местного проветривания (ВМП) играют важную роль при повышении производительности труда, а также обеспечении безопасности ведения горных работ. В качестве ВМП используются в основном современные модификации осевых вентиляторов, т.к. они обладают высокими массогабаритными показателями, удобством встраивания в вентиляционную сеть, хорошей приспособленностью к транспортировке [1, 2].

При постоянной производительности ВМП с начала проведения выработки вентилятором нагнетается излишнее количество воздуха (порой более чем в два раза) и только при прохождении к концу выработки количество воздуха будет соответствовать расчетному значению. Очевидно, что не регулируемый режим работы ВМП является не эффективным, так как излишнее количество воздуха, подаваемого в забой, приводит к значительному перерасходу электроэнергии, а также к повышенному содержанию пыли в воздухе. В результате это негативно сказывается на микроклимате в призабойном пространстве, что влечет за собой повышенные риски профессиональных заболеваний рабочих. Существует несколько способов регулирования режимов работы ВМП, например, одним из таких является регулирование дросселированием [3, 4]. Данный способ достаточно прост и удобен в своей реализации. Заслонка перекрывает часть всасывающего канала, тем самым уменьшая производительность ВМП.

Из рисунка 1 видно, что точка 1 пересечения характеристики вентилятора H (давление) и характеристики сети Q (производительность) соответствуют режиму работы ВМП при открытом всасывающим каналом. Расположение на графике (Рис.1) точек 2, 3 и 4 говорит об увеличении напора и уменьшении производительности ВМП по мере закрытия заслонкой всасывающего канала. Данный способ достаточно часто применяют на практике, однако он является не экономичным с точки зрения потребления электроэнергии. Т.к. с уменьшением

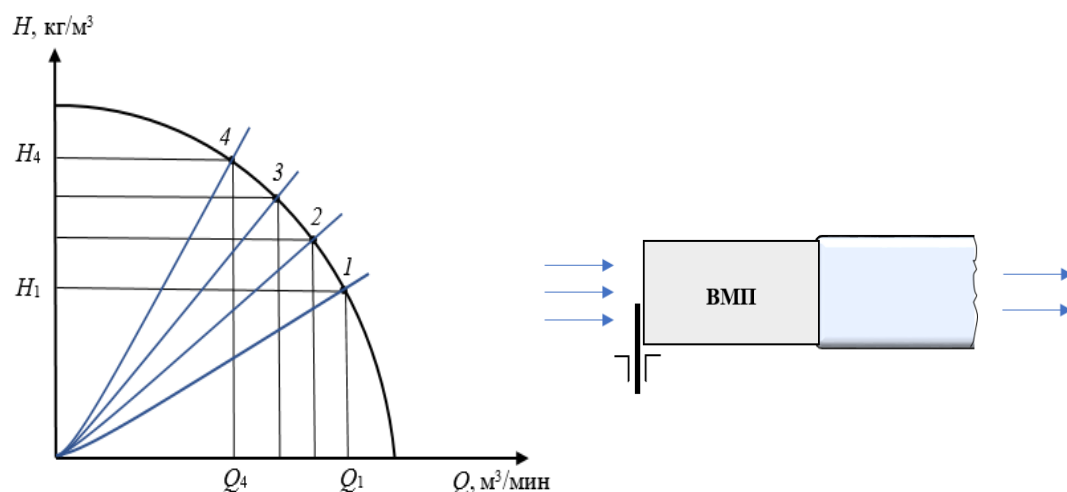


Рис. 1. Характеристика ВМП при регулировании производительности дросселированием

производительности мощность, расходуемая двигателем ВМП не уменьшается, а возрастает с ростом напора вентилятора. Стоит отметить, что регулирование дросселированием может привести к перегреву двигателя вентилятора в виду его недостаточного охлаждения и может быть причиной его выхода из строя.

При регулировании режимов ВМП имеет место еще один способ: регулирование впуском воздуха. Данный способ является более экономичным и осуществляется с помощью выпуска излишнего воздуха через патрубок на нагнетании (Рис. 2).

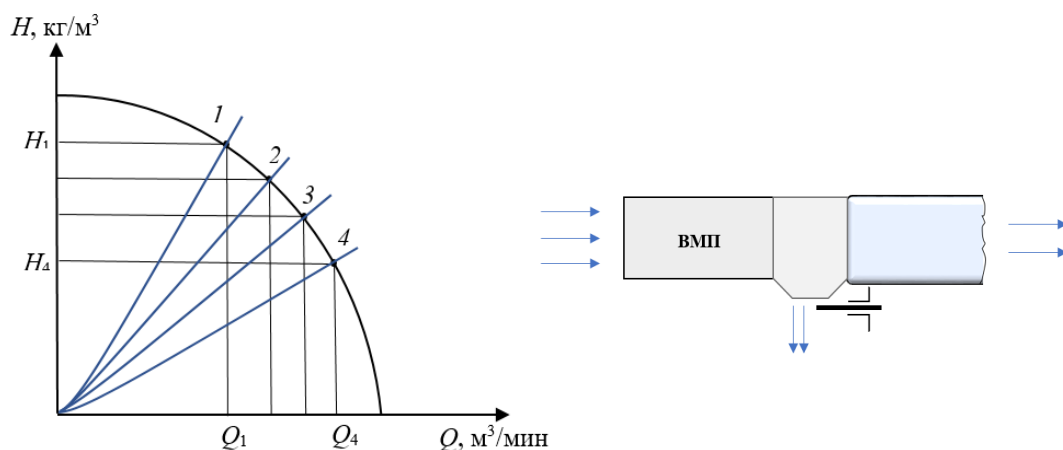


Рис. 2. Характеристика ВМП при регулировании выпуском воздуха на нагнетании

Точка 1 на графике (Рис. 2) соответствует номинальному режиму работы вентилятора. При увеличении эквивалентного отверстия патрубка изменяется режим работы ВМП от точки 1 к точкам 2, 3 и 4 как указано на рис. 2. При снижении потребного напора вентилятора мощность, потребляемая электродвигателем, уменьшается и излишнее количество воздуха выпускается через патрубок и в забой не поступает. Как отмечалось ранее данный способ является экономичным, однако наряду с этим снижается к.п.д. установки.

Рассмотрим еще один из наиболее экономичных способов регулирования режима ВМП: регулирование направляющим аппаратом. Суть его заключается в том, что поворотом лопаток направляющего аппарата (НА), который устанавливается перед рабочим колесом, изменяется угол закручивания потока воздуха, поступающего к рабочему колесу (РК), вследствие чего изменяется напор и производительность ВМП.

На рисунке 3 представлена аэродинамическая схема вентилятора с направляющим аппаратом (НА). Напор, создаваемый вентилятором, можно определить по формуле:

$$H_T = \rho u(c_u \pm c'_u), \quad (1)$$

где ρ – плотность воздуха; u – окружная скорость лопатки рабочего колеса; c_u – тангенциальная скорость потока, или скорость закручивания потока, создаваемая лопаткой рабочего колеса; c'_u – скорость закручивания потока, создаваемая направляющим аппаратом.

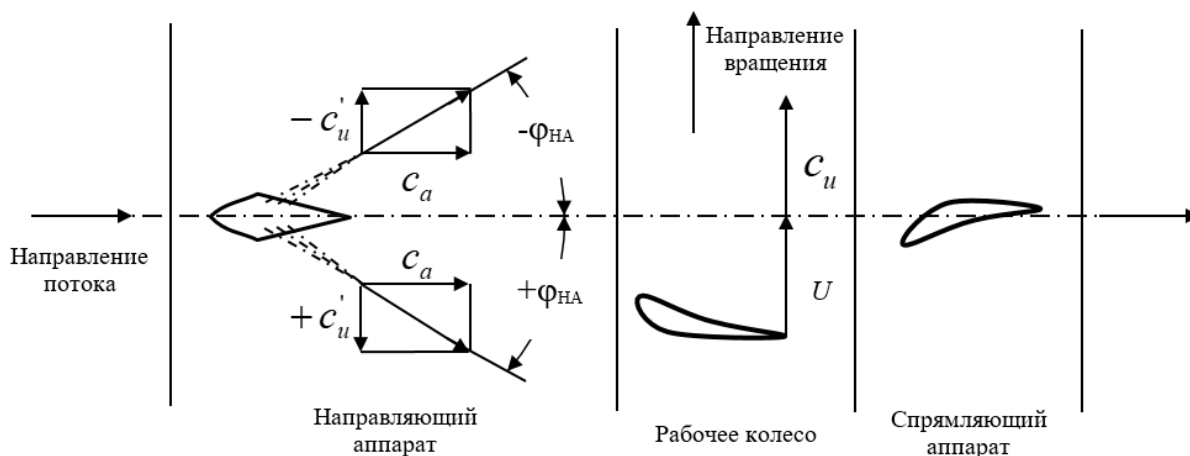


Рис.3 Аэродинамическая схема вентилятора при регулировании направляющим аппаратом

Из выражения (1) и рис. 3 видно, если поток закручивания направлен в сторону вращения рабочего колеса ($-c'_u$), то напор создаваемый вентилятором снижается, если поток направлен против направления вращения рабочего колеса ($+c'_u$), то напор, создаваемый вентилятором увеличивается. Следовательно, увеличивается и расход мощности.

Как отмечалось ранее ни один из способов регулирования режимов работы ВМП не лишен недостатков. Решением может стать автоматическое регулирование частоты вращения ротора вентилятора в зависимости от длины тупиковой выработки [5]. На рисунке 4 приведена принципиальная схема предполагаемой установки, которая включает в себя: 1 – вентилятор; 2 – программный логистический контроллер; 3 – регулятор частоты вращения ротора ВМП; 4 – воздуховод; 5 – комплект датчиков аэрологической обстановки;

6 – передатчик сигнала.

Вентилятор 1 подает свежий воздух в тупиковую выработку по

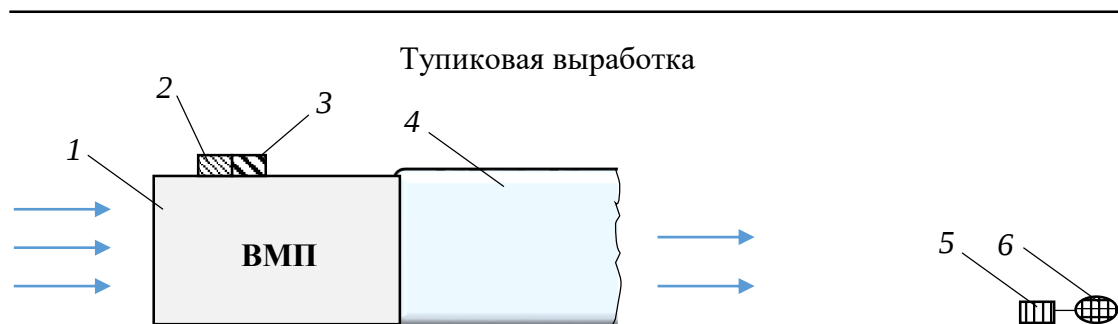


Рис. 4. Принципиальная схема установки с автоматическим регулированием ВМП

воздуховоду 4. В комплект 5 в общем случае входят датчики расхода и содержания вредных примесей в призабойной зоне тупиковой выработки. Информация от датчиков поступает в программный логистический контроллер 2, кодируется и по средствам передатчика сигнала 6 передается в программный логистический контроллер 2. Заложенной в контроллер 2 программой предусмотрено сравнение показаний датчиков с допускаемыми параметрами аэрологической обстановки и выработка решений о необходимости изменения производительности вентилятора. В том случае, когда требуется осуществить данное измерение, контроллер 2 отдает соответствующую команду регулятору на корректировку числа оборотов ротора ВМП 3.

Данный способ регулирования режимов ВМП является весьма эффективным в части экономии электроэнергии и может составить основу нового подхода к вопросу о проветривании тупиковых выработок.

Библиографический список

1. Алексеев В.В., Брюховецкий О.С. Горная механика: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1995. – 413 с.
2. Таугер В.М., Мухачева Л.В., Волков Е.Б. Влияние шума осевых вентиляторов местного проветривания на условия труда горнорабочих. Материалы Всероссийской конференции «Математическое моделирование механических явлений». Екатеринбург: УГГУ, 2017. – С. 42 – 46.
3. Гимельшейн, Л. Я. Эксплуатация вентиляторов местного проветривания / Л. Я. Гимельшейн. – Москва: Недра, 1967. – 80 С. 3.
4. Ивановский И.Г. Шахтные вентиляторы: Учеб. пособие. — Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. – 196 с.
5. Войнова Н.А. Проектирование автоматизированного электропривода шахтного вентилятора местного проветривания. Сборник материалов VII Всероссийской научно-практической конференции молодых ученых с международным участием. 2015. С. 103.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАТЕРИАЛА ЛОПАТКИ ВЕНТИЛЯТОРА МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ НА ЧАСТОТУ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Копачева Е. А., Левченко А. Д.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В данной статье представлены результаты моделирования и расчёта частот собственных колебаний лопаток вентиляторов местного проветривания выполненных из разных конструкционных материалов. Приведены результаты расчетов частот низших форм колебаний лопаток вентиляторов местного проветривания на базе геометрии вентилятора СВМ-6. Проведен сравнительный анализ полученных результатов.

Ключевые слова. Лопатки вентиляторов местного проветривания, геометрические характеристики, частоты собственных колебаний.

Шахтные вентиляторы, в том числе вентиляторы местного проветривания, играют важную роль в процессе добычи полезных ископаемых, обеспечивая безопасные условия труда горнорабочих. В качестве вентиляторов местного проветривания используются современные модификации осевых вентиляторов, обладающие высокой удельной производительностью, компактностью, удобством встраивания в вентиляционную сеть, хорошей приспособленностью к транспортировке. В то же осевым вентиляторам присущ такой недостаток, как интенсивное шумообразование. Уровень звукового давления такими вентиляторами создается 110...145 дБ, что делает совершенно необходимым снижение шума [1]. Сильный шум, как это отмечено выше, отрицательно сказывается на здоровье горнорабочих, снижает производительность труда, создаёт опасность травматизма и возникновения аварийных ситуаций. На текущий момент поиск способов и средств снижения шума осевых вентиляторов остаётся актуальной задачей.

Источниками шума вентиляторов являются любые колебательные и резонансные явления, которые возникают при их работе. Источником шума аэродинамической природы является шум взаимодействия, вызванный периодическими пульсациями давления и скорости потока при пересечении рабочими лопатками аэродинамических следов за лопатками направляющего аппарата (НА) и пересечении следов за рабочими лопатками – лопаток спрямляющего аппарата (СА).

Шум взаимодействия усиливается, когда частота возмущающих воздействий близка к частоте собственных колебаний лопатки. Лопатка входит в резонанс, амплитуда её колебаний возрастает, соответственно увеличивается и звуковая мощность. Следовательно, необходимо изучить вопрос о том, какими средствами можно влиять на частоту собственных колебаний, чтобы снизить вероятность возникновения резонансных явлений.

Один из возможных путей – обоснованный выбор материала лопатки. Покажем, как физические свойства материала влияют на частоту собственных

колебаний лопатки. Собственные колебания данного элемента рассмотрены в [2], и частоту собственных колебаний лопатки можно выразить формулой

$$f_n = \frac{\lambda_n}{2\pi} \sqrt{\frac{EJ}{\rho l_n^4 S}}, \quad (1)$$

где λ_n – числовой коэффициент, зависящий от формы колебаний; l_n – высота лопатки; E – модуль упругости материала лопатки; J – момент инерции поперечного сечения лопатки; ρ – плотность материала лопатки; S – площадь поперечного сечения лопатки.

Как видно, влияние материала лопатки на собственные частоты колебаний определяется квадратным корнем соотношения модуля упругости к плотности материала. Следует отметить, для современных конструкционных материалов эта величина может меняться в значительном диапазоне, что позволяет производить вибрационную доводку рабочего колеса для снижения шума вентилятора.

В настоящей работе была исследована лопатка рабочего колеса вентилятора местного проветривания СВМ-6 выполненного из разных конструкционных материалов. Расчет был выполнен в программной среде АРМ FEM для САД-системы КОМПАС 3-D. Свойства материалов из которых изготавливаются в настоящее время лопатки осевых вентиляторов местного проветривания приведены в таблице 1.

Таблица 1

Физико-механические свойства материалов лопатки осевого вентилятора

Материал	Модуль упругости, E	Плотность, ρ
Алюминиевый сплав	$7,0 \cdot 10^{10}$ Па	2700 кг/м ³
Полиамид	$3,3 \cdot 10^9$ Па	1010 кг/м ³

Результаты расчетов собственных колебаний лопатки вентилятора выполненных из разных материалов приведены в таблице 2.

Таблица 2

Зависимость собственных частот колебаний лопатки от материала лопатки

№ формы	Частота, f_n , Гц		Относительное изменение, %
	Алюминиевый сплав	Полиамид	
1	691	245	-65,5
2	1863	661	-65,5
3	3059	1086	-64,5
4	4476	1589	-64,5

На рисунке 1 показана картина распределения узловых линий для разных форм собственных колебаний лопатки вентилятора.

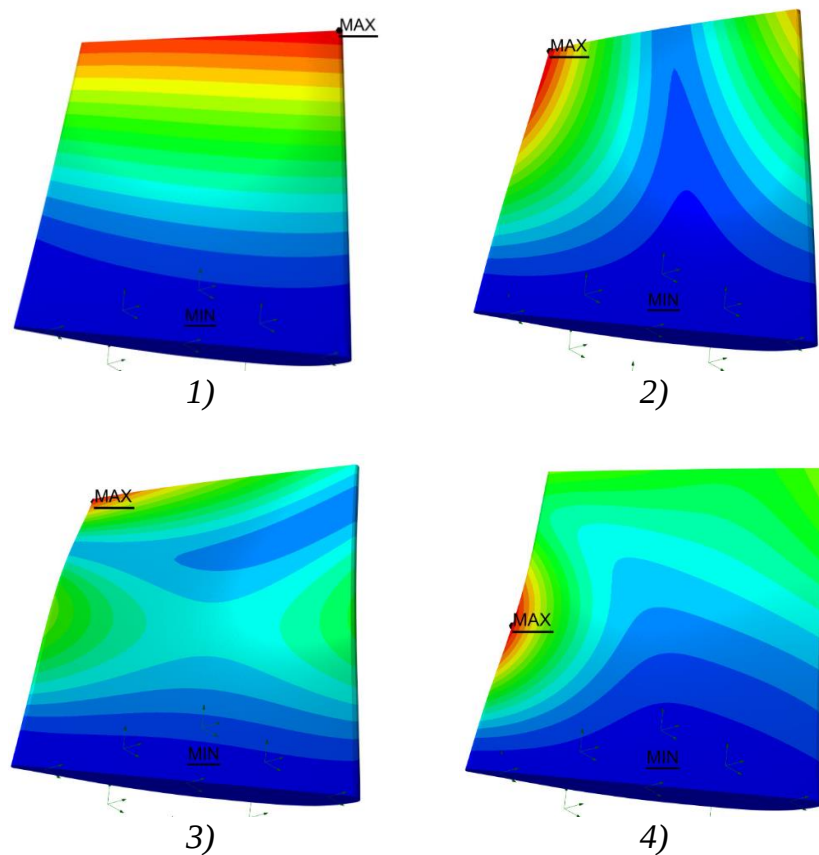


Рис. 1. Картина распределения узловых линий собственной частоты колебаний лопатки вентилятора местного проветривания СВМ-6:
 1 – 1-я форма колебаний; 2 – 2-я форма колебаний;
 3 – 3-я форма колебаний; 4 – 4-я форма колебаний.

Результаты расчетов показывают, что распределение узловых линий для соответствующих форм собственных колебаний лопатки осевого вентилятора местного проветривания выполненных из разных конструкционных материалов одинаковой геометрии идентичны, а частоты собственных для каждой формы значительно различаются. Так для лопаток рабочего колеса вентилятора выполненных из алюминиевого сплава и полиамида разница в частоте собственных колебаний составляет 65 %. Таким образом, правильный выбор конструкционного материала для изготовления лопаток осевых вентиляторов местного проветривания позволяет уменьшить шум взаимодействия путем отстройки собственных колебаний лопатки от возмущающих воздействий.

Библиографический список

1. Чеботарёв, А.Г. Гигиеническая оценка шума и вибрации, воздействующих на работников горных предприятий / А.Г. Чеботарёв, Н.Н. Курьеров // Горная промышленность. – 2020. – №1. – С. 148-153.
2. Степанов А. Г. Динамика машин. Екатеринбург: УрО РАН, 1999. 304 с. ISBN 5-7691-0877-8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРИОДИЧНОСТИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ДРУГИХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДАТЧИКОВ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Котельников А. П.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В статье приведена методика расчета необходимой периодичности диагностики работоспособности деталей машин и других металлоконструкций по критерию усталостной прочности на основе применения специальных пленочных датчиков усталостных повреждений.

Ключевые слова: периодичность, диагностирование, усталость, критерий, датчик усталостных повреждений, диагностический параметр, наработка, остаточный ресурс.

Известны методы расчета ресурса деталей машин и других металлоконструкций, основанные на применении кривых усталости для материала, из которого они изготовлены [1,2]. При этом для обеспечения необходимой для практических расчетов точности необходимо иметь данные не только по величине фактической или близкой к ней величине действующих циклических напряжений, но и по количеству циклов нагружения исследуемого объекта. Хотя и существуют способы количественной оценки возникающих напряжений на поверхности деталей машин, например, тензометрирование, образцы-свидетели и др. [1], однако эти способы обладают рядом ограничений (наличие коммутационных устройств, невозможность установки в труднодоступных местах и др.), препятствующих или не позволяющих их использование в реальных условиях эксплуатации. Наиболее эффективными в таких случаях являются пленочные датчики усталостных повреждений [1]. Реакция таких датчиков имеет вид линий и полос скольжения дислокаций при расслоении зерен металла на поверхности датчика под действием циклических нагрузок. Поэтому описываемые датчики называют ещё пленочными индикаторами усталости, регистрация и обработка реакции которых осуществляется методами цифровой фотометрии.

Методика расчета периодичности проведения диагностики предполагает установление предварительно тарировочной зависимости для применяемых датчиков усталостных повреждений с применением образцов из материала исследуемой детали при испытаниях в лабораторных условиях, чтобы определить предельное значение диагностического параметра, при котором наступает усталостное разрушение. Такие испытания проводятся на специальных установках, которые воспроизводят циклические нагрузки образца по заданным режимам. Суть предлагаемой методики состоит в следующем. Пусть d_i – текущее значение некоторого диагностического параметра (площадь линий и полос скольжения дислокаций на поверхности датчика). Тогда после определенной фиксированной наработки (например, часы, километры, циклы,

обороты и т.д.) можно производить количественную оценку диагностического параметра для расчета остаточного ресурса исследуемой детали. Объектами исследования могут быть любые детали машин или участки металлоконструкций с неразъёмными соединениями (сварные швы) подверженные при эксплуатации циклическим нагрузкам. Предметом исследования является ресурс указанных объектов.

Алгоритм расчета содержит 4 этапа:

1. Количественная оценка диагностируемого параметра d_i через определённые значения наработок t_i . Число контрольных оценок реакции датчика при этом может быть от четырех до шести, если применять критерий Шапиро-Уилка [3, 4].
2. Вычисление остаточного ресурса исследуемого объекта после каждой контрольной регистрации реакции датчика по формуле:

$$t_{pi} = \frac{(d_{np} - d_i) \cdot t_i}{d_i}, \quad (1)$$

где t_{pi} - текущее значение остаточного ресурса,

d_{np} – предельное значение диагностического параметра,

d_i - текущее значение диагностического параметра,

t_{pi} - текущее значение остаточного ресурса.

3. Табулирование полученных значений (таблица 1) с последующей графической интерпретацией аппроксимирующей зависимостью методом наименьших квадратов, как правило, линейной зависимостью (рис. 1).
4. Определить периодичность проведения диагностирования работоспособности исследуемого объекта критерию усталостной прочности на основе полученной аппроксимирующей зависимости по формуле:

Таблица 1

Текущее значение диагностического параметра d_i	d_1	d_2	...	d_n
Текущее значение наработки t_i	t_1	t_2	...	t_n
Текущее значение остаточного ресурса t_{pi}	t_{1p}	t_{2p}	...	t_n

$$T_i = k_{yn} \cdot t_{pi} \quad (2)$$

T_i – текущее значение периодичности диагностирования,
 k_{yn} – коэффициент запаса, принимающий значения от 0,8 до 0,85.

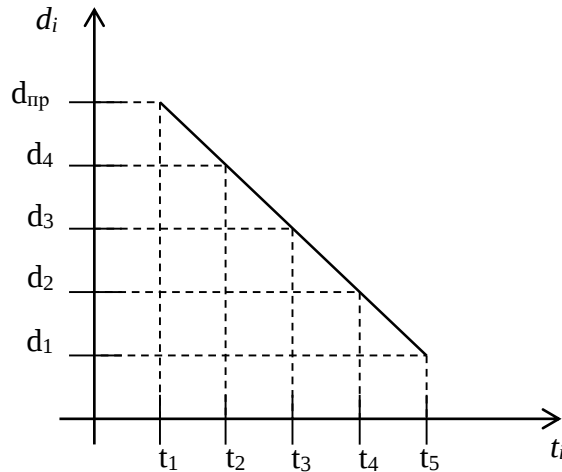


Рис. 1 Зависимость диагностического параметра от наработки

Данную методику определения текущего значения периодичности диагностирования работоспособности по критерию усталостной прочности можно принимать достаточно точной к практическому применению при условии, что процесс усталостной деградации материала исследуемых объектов аппроксимируется линейной зависимостью.

Библиографический список

1. Котельников А. П. Диагностика усталости металлоконструкций машин датчиками деформаций интегрального типа: Дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02: Курган, 2004 143 с. РГБ ОД, 61:04-5/2589
2. Иосилевич Г. Б. Прикладная механика: Для студентов втузов: учебное пособие / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. — Москва: Машиностроение, 2012. — 576 с.
3. Иванов Д.Ю. Математическая обработка результатов измерений в примерах: учебное пособие / Д.Ю. Иванов, Ю.Н. Лазарева; Балт. гос. техн. ун-т. — СПб., 2019. — 41 с.
4. Котельников А. П. Ускоренные усталостные испытания деталей машин: учеб.-метод. пособие / А. П. Котельников. — Екатеринбург: УрГУПС, 2011. — 52 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ СЕПАРАТОРА ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ СУЛЬФИДНЫХ РУД

Афанасьев А. И., Потапов В. Я., Стожков Д. С.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В статье рассматривается обоснование технологии разделения бедных медноцинковых 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, энергии удара, масса кусков.

Примем производительность аппарата для разделения забалансовых сульфидных руд крупностью - 80 + 20 мм равной 12 т/час, что соответствует производительности рентгенометрического сепаратора при такой же крупности горной массы.

Исходные данные для оценки модели:

- производительность ($Q = 12$), т/час;
- максимальное содержание сульфидов ($\alpha = 0,88$), г/г;
- максимальная и минимальная плотность бедной руды ($\rho_{\max} = 3000$; $\rho_{\min} = 2500$), т/м³;
- максимальный и минимальный размер кусков ($d_{\max} = 80$; $d_{\min} = 20$) исходного сырья, мм;
- параметры закона распределения размеров кусков исходного сырья, $a = 1,76$ и $b = 3,2$;
- допустимое (граничное) содержание ($[\alpha] = 0,2$; $[\alpha] = 0,3$; $[\alpha] = 0,4$) сульфидов в хвостах, г/г.

Для расчета параметров аппарата используем программу. Результаты расчета приведены на рис. 1 ... 3.

Определяем параметры трансформатора для пробоя кусков и магнитно-индукционного двигателя для их разрушения.

Максимальная энергия удара ($E_{\max}$, Дж): определяется из формулы:

$$E_{\max} = 3,6d_{\max} - 39,2 = 3,6 \cdot 80 - 39,2 = 327,2, \text{ Дж} \quad (1)$$

Скорость движения куска зависит от производительности машины и определяется из формулы:

$$V_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{ср}}Q}{G_0 n_p} = \frac{45 \cdot 3,34}{0,135 \cdot 3} = 0,38, \text{ м/с} \quad (2)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр куска (при $[\alpha] = 0,4$ см. рис. 3) равен 45 мм;

Q – производительность машины, кг/с ($Q = 3,34$ кг/с);

G_o – масса куска руды (при плотности 3000 кг/м³), ($G_o = 0,135$ кг);
 n_p – число ручьев ($n_p = 3$).

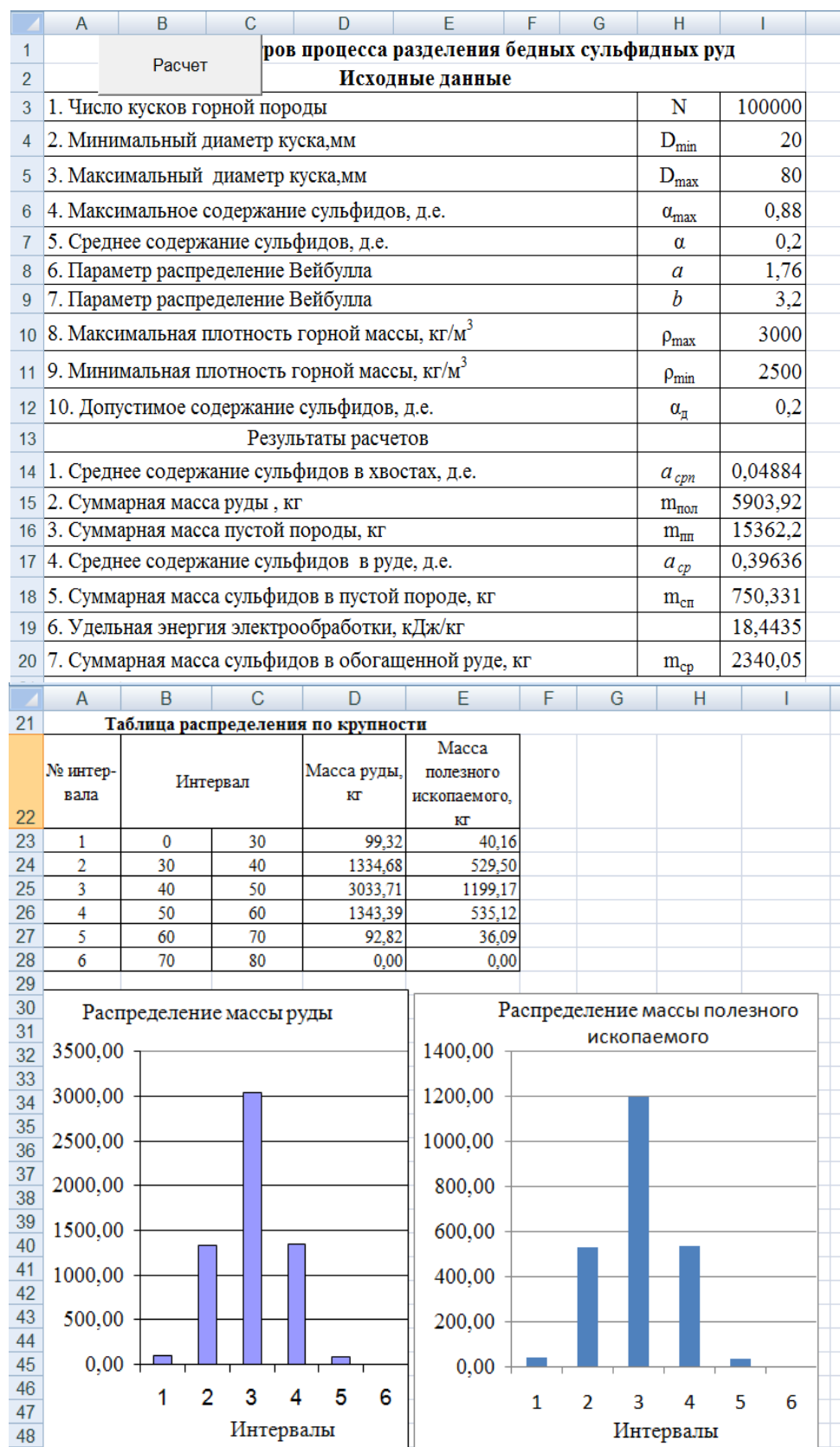


Рис. 1. Результаты расчета разделения забалансовой медно-цинковой руды:
 $[\alpha] = 0,2$ г/г

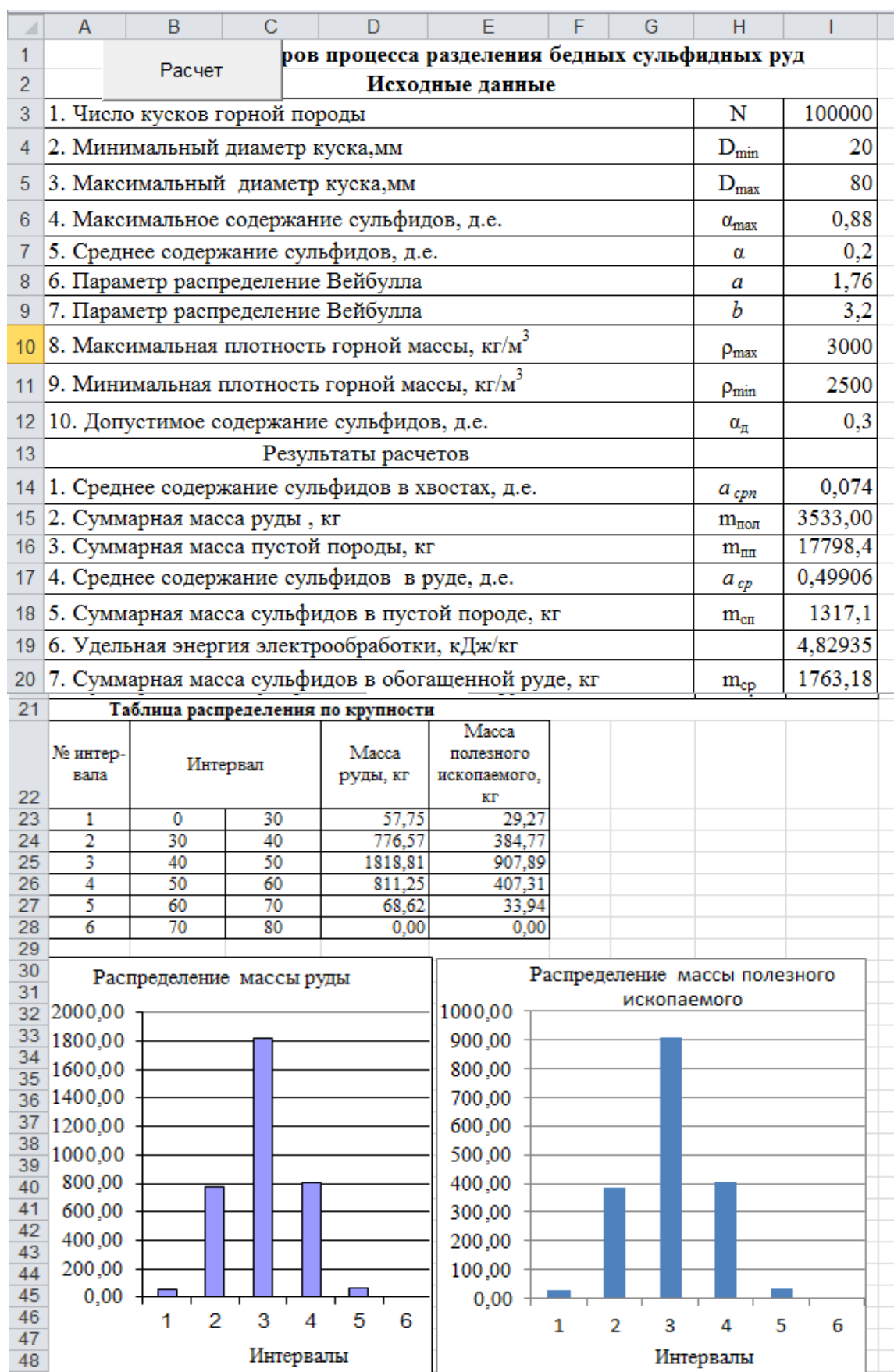


Рис. 2. Результаты расчета разделения забалансовой медно-цинковой руды:
 $[\alpha] = 0,3 \text{ г/г}$

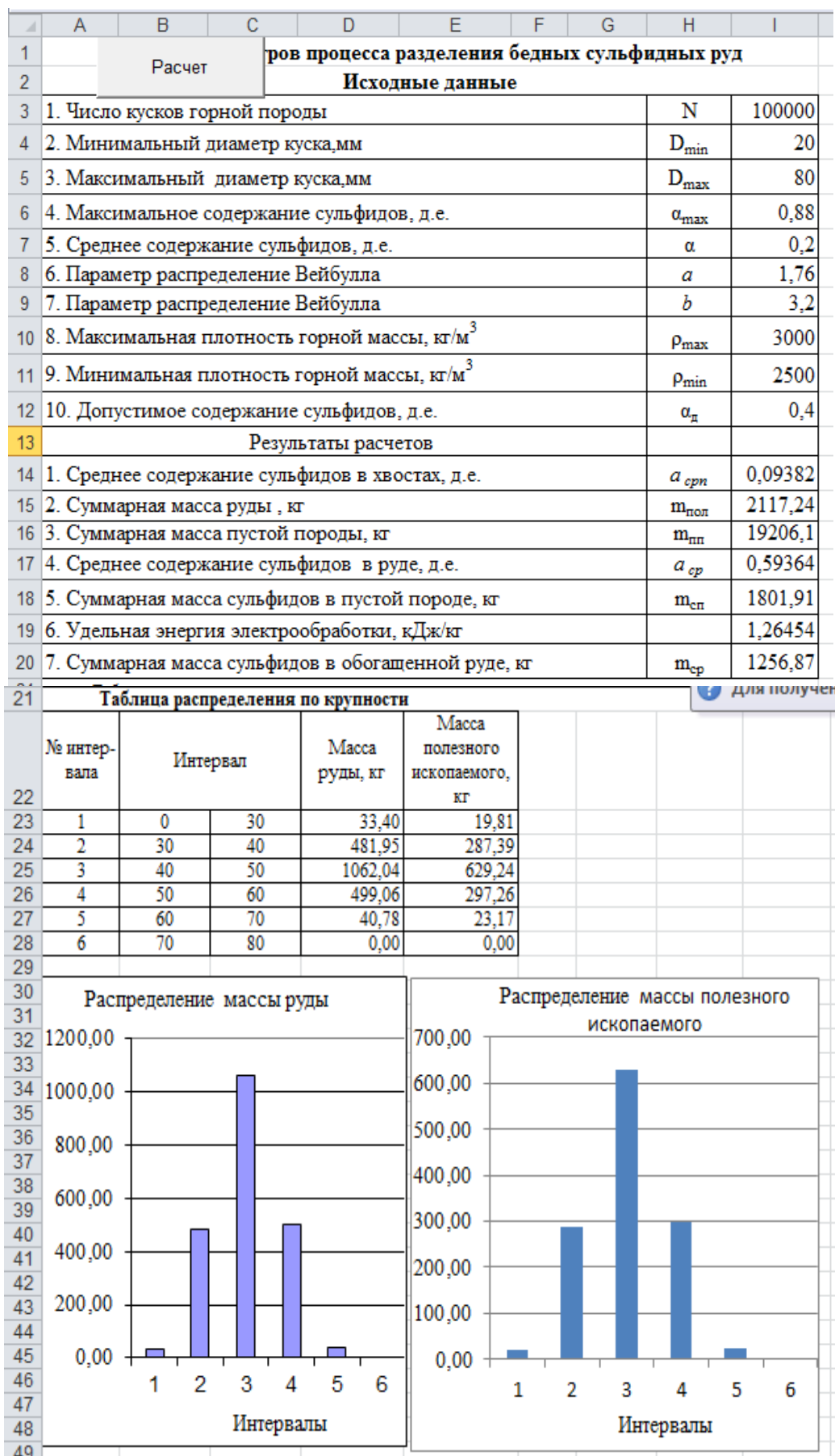


Рис. 3. Результаты расчета разделения забалансовой медно-цинковой руды:
 $[\alpha] = 0,4 \text{ г/г}$

Максимальная потребляемая мощность ($P_{\max}$, Вт) определяется скоростью движения куска ($V_{\text{ср}}$) и его размерами:

$$P_{\max} = E_{\max} \frac{V_{\text{ср}}}{d_{\max}} = 327,2 \cdot \frac{0,38}{0,045} = 2750 \text{ Вт.} \quad (3)$$

В работе [1] установлено, что для эффективного разрушения при одном ударе масса якоря должна быть больше максимальной массы куска в 2,54 раза. В результате наших экспериментов установлено, что кусок бедной сульфидной руды с максимальным размером 80 мм, при плотности 2900 кг/м имеет массу 0,9...1,1 кг. Следовательно, масса якоря ($m_{\text{я}}$) должна быть равна 2,5...3,5 кг [2, 3].

Максимальная энергия удара ($E_{\max}$), масса ($m_{\text{я}}$) якоря и величина импульса силы связаны уравнением

$$Ft_{\text{и}} = (2E_{\max} * m_{\text{я}})^{0,5} \quad (4)$$

Таким образом, максимальная величина импульса силы для разрушения куска одним ударом равна $Ft_{\text{и}} = (2 * 327 * 3,5)^{0,5} = 47,5 \approx 48 \text{ Н*с}$.

Величина намагничивающей силы согласно [4] и уравнения 4 будет равна 650 А*виток.

Радиус ударной части якоря ($r_{\text{я}}$, мм) импульсного механизма, при плотности потока энергии равном 0,3 - 0,5 Вт/мм², находится из уравнения [5, 6].

$$d_{\text{я}} = 1,5 \sqrt{P_{\max}} = 1,5 \sqrt{2750} \approx 80 \text{ мм,} \quad (5)$$

- наружный диаметр обмотки: $D_o = (2...3) d_{\text{я}} = 2,25 \cdot 80 = 180 \text{ мм}$;
- высота обмотки: $H_{\text{к}} = (2...3) d_{\text{я}} = 2,25 \cdot 80 = 180 \text{ мм}$;
- длина якоря: $l_{\text{я}} = (2,5...3) d_{\text{я}} = 2,75 \cdot 80 \approx 220 \text{ мм}$;
- ширина полюсов статора: $b_{\text{п}} = (0,2...0,4) d_{\text{я}} = 0,25 \cdot 80 \approx 20 \text{ мм}$.

(6)

Диаметр провода ($d_{\text{пр}}$, мм) выбирается по средней, допускаемой для медного провода плотности тока (i), равной 1...3 А/мм² и номинальном напряжении сети, $U_{\text{с}} = 380 \text{ В}$ из формулы:

$$d_{\text{пр}} = (1...1,3) \sqrt{\frac{P_{\max}}{U_{\text{с}}}} = (1,2) \sqrt{\frac{2750}{380}} \approx 3,2 \text{ мм.} \quad (7)$$

Число витков обмотки для круглого провода при коэффициенте заполнения проводом геометрического объема обмотки равного 0,75,

$$W = (0,5D_o - r_{\text{я}}) K_3 \frac{H_{\text{к}}}{d_{\text{пр}}^2} = (0,5 * 180 - 40) 0,75 \frac{180}{3,2^2} \approx 660 \quad (8)$$

Используя формулу Гюльдена [2], учитывая, что соотношение длины участков магнитной цепи, а также размеры якоря и его ударной части, определим индуктивность обмотки.

Индуктивность обмотки (Гн) при поправочном коэффициенте равном 0,8

$$L_p = 4\pi k\mu_0 W^2 b_n = 4\pi * 0,8 * 12,5 * 10^{-7} * 660^2 * 0,02 \approx 0,11 \text{ Гн}, \quad (9)$$

где b – ширина полюса магнитной системы, м.

Длина обмоточного провода (l_{np} , м):

$$l_{np} = 0,001(D_0^2 - 4r_{\text{я}}^2)H_{\text{к}}(d_{np})^{-2}K_3 = 0,001(180^2 - 4 * 40^2)180 * (3,2)^{-2} * 0,8 = 120 \text{ м.}$$

Площадь сечения провода:

$$S_{np} \approx 0,8d_{np}^2 = 0,8 * 3,2^2 = 8,2 \text{ мм}^2, \quad (10)$$

Активное сопротивление обмотки:

$$R = \rho_{\text{м}} \frac{l_{np}}{S_{np}} = 0,0175 \cdot \frac{120}{8,2} = 0,256 \text{ Ом}, \quad (11)$$

Емкость конденсаторной батареи:

$$C = \frac{2E_{\text{max}}}{\eta U_{\text{max}}^2} = \frac{2 \cdot 327,2}{0,25 \cdot 500^2} \approx 104 \cdot 10^{-4} \text{ Ф} = 10400 \text{ мкФ}, \quad (12)$$

где η - КПД импульсного механизма, по данным испытаний можно принять равным 0,25.

Максимальная величина тока (I , А) в обмотке при напряжении заряда конденсаторов равном 500 В:

$$\begin{aligned} I &= U_{\text{max}} \sqrt{\frac{C}{L_p}} \exp\left(-0,5R\pi \sqrt{\frac{C}{L_p}}\right) = \\ &= 500 \sqrt{\frac{104 \cdot 10^{-4}}{0,086}} \exp\left(-0,5 * 0,228 * 3,14 \sqrt{\frac{104 \cdot 10^{-4}}{0,086}}\right) \approx 153 \text{ А}, \end{aligned} \quad (13)$$

Время протекания тока в обмотке:

$$t_u = \pi \sqrt{CL_p} = 3,14 \sqrt{104 \cdot 10^{-4} \cdot 0,11} = 10,6 \cdot 10^{-2} \text{ с} = 106 \text{ мс}, \quad (14)$$

Тепловая энергия, выделяющаяся в обмотке за один цикл:

$$E_R = 0,33RI^2 t_u = 0,33 \cdot 0,256 \cdot 153,3^2 \cdot 0,106 = 164 \text{ Дж}, \quad (15)$$

Мощность тепловых потерь в обмотке:

$$P_{\text{к}} = E_R f_{\text{ср}} = 164 \cdot 0,82 = 145 \text{ Вт}, \quad (16)$$

Средняя частота срабатывания импульсного двигателя:

$$f_{\text{ср}} = \frac{V_{\text{ср}}}{d_{\text{ср}} \left(\frac{m_{\text{пп}} + m_{\text{р}}}{m_{\text{р}}} \right)} = \frac{V_{\text{ср}} m_{\text{р}}}{d_{\text{ср}} (m_{\text{пп}} + m_{\text{р}})} = \frac{380 \cdot 2,1}{45(19,2 + 2,1)} = 0,82 \text{ Гц}. \quad (17)$$

Приняв толщину внешней стенки корпуса толщиной 10 мм и учитывая суммарную ширину полюсов, площадь теплоотдачи будет равна:

$$F_{\text{дв}} = \pi(D_0 + 20) \cdot (H_{\text{к}} + 2b_{\text{п}}) = 3,14(0,18 + 0,02) \cdot (0,18 + 0,04) \approx 0,15 \text{ м}^2. \quad (18)$$

По результатам наших испытаний коэффициент теплопередачи корпуса двигателя без обдува лежит в пределах (15 – 30) Вт/м²·К.

Допустимая температура корпуса из условий ТБ не должна превышать 60 °С. Таким образом тах разность температур корпуса и воздуха можно принять 30 °С.

Количество энергии, отводимой корпусом импульсного двигателя в единицу времени:

$$P_{\text{Т}} = \alpha_{\text{ТП}} F_{\text{дв}} \Delta t = 15 \cdot 0,15 \cdot 30 = 67,5 \text{ Вт}, \quad (19)$$

Условие работоспособности:

$$P_{\text{к}} < P_{\text{Т}} \quad 67,5 > 145 \quad (20)$$

Условие работоспособности не выполняется.

Производим установку ребер на корпус и увеличиваем площадь теплоотдачи в 2,2 раза. Тогда $P_{\text{Т}} = 148,5 > 145$ Вт и условие работоспособности выполняется.

Библиографический список

1. Теория, расчет и конструирование электромагнитных машин ударного действия / Н. П. Ряшенцев [и др.]. - Новосибирск: Наука, 1970. - 258 с.
2. Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия // Материалы международного научного симпозиума. 22-24 ноября Орел, 2000. - 420 с.
3. Электромагнитные молоты / Под ред. Ряшенцева Н. П. - Новосибирск: Наука, 1979. – 267 с.
4. Стожков Д.С., Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Соколова А.В. Исходные данные и алгоритм расчета параметров аппаратов. В сборнике: Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Памяти доцента Г. Э. Вебера. Екатеринбург, 2023. С. 121-131.
5. Чиркова А. А. Комплексный критерий эффективности рабочего процесса вибротранспортных машин / Научные основы и практика переработки руд и техногенного сырья. Материалы 11-ой международной научно-технической конференции г. Екатеринбург 16-20 мая 2006. - Екатеринбург, 2006. - с. 318-324.
6. Электромагнитные импульсные системы / под ред. Н. П. Ряшенцева. - Новосибирск: Наука, 1989. - 176 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СТЕНКИ КОРПУСА ВЕНТИЛЯТОРА МЕСТНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Копачева Е. А. Никонов Л. А.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В данной статье рассмотрены процессы моделирования звукоизолирующей способности стеки корпуса вентилятора местного проветривания. Установлены основные математические закономерности, описывающие протекающие физические процессы в системе источник шума – корпус вентилятора. Приведены результаты моделирования протекающих процессов на полученной математической модели. Приведенные сведения позволяют снижать уровень шума вентиляторов местного проветривания путем применения современных конструктивных материалов.

Ключевые слова: вентилятор местного проветривания, шум, математическая модель, оптимизация, моделирование.

Стенка корпуса вентилятора местного проветривания представляет собой звукоизолирующий элемент, снижающий уровень шума на рабочем месте. Серийно выпускаемые вентиляторы имеют корпуса в виде стальной обечайки, толщина которой зависит от типоразмера вентилятора. Например, корпус упомянутого выше вентилятора СВМ-6 свальцован из листа 3 мм. Минимизация толщины обечайки снижает несущую способность и повышает вероятность деформации корпуса в результате нерасчётных динамических воздействий извне.

В общем случае звукоизолирующая способность (обозначается буквой R) ограждения определяется по формуле [1]

$$R = 10 \lg \frac{I_{\text{пад}}}{I_{\text{пр}}} \quad (1)$$

где $I_{\text{пад}}$ – интенсивность падающего на ограждение звука; $I_{\text{пр}}$ – интенсивность звука, прошедшего через ограждение.

В зависимости от числа и материала слоёв ограждения формула (1) преобразуется в наиболее удобный для применения вид.

Звукоизолирующая способность стальных пластин толщиной 3,5 мм и 10 мм определена экспериментально [2] и показана на рис. 1 графиками 1, 2. По оси абсцисс откладываются третьоктавные полосы частот: 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000... Гц. Диапазоны 0...250 Гц; 250...500 Гц; 500...1000 Гц и т.д. представляют собой октавы.

Графики 1 и 2 имеют чётко выраженные локальные минимумы $R = 30$ дБ на частотах 1250 Гц (график 2) и 4000 Гц (график 1), близких к частотам звуковых волн в пластинах, т.е. минимумы звукового сопротивления отражают резонансные явления в системе «звук – ограждение».

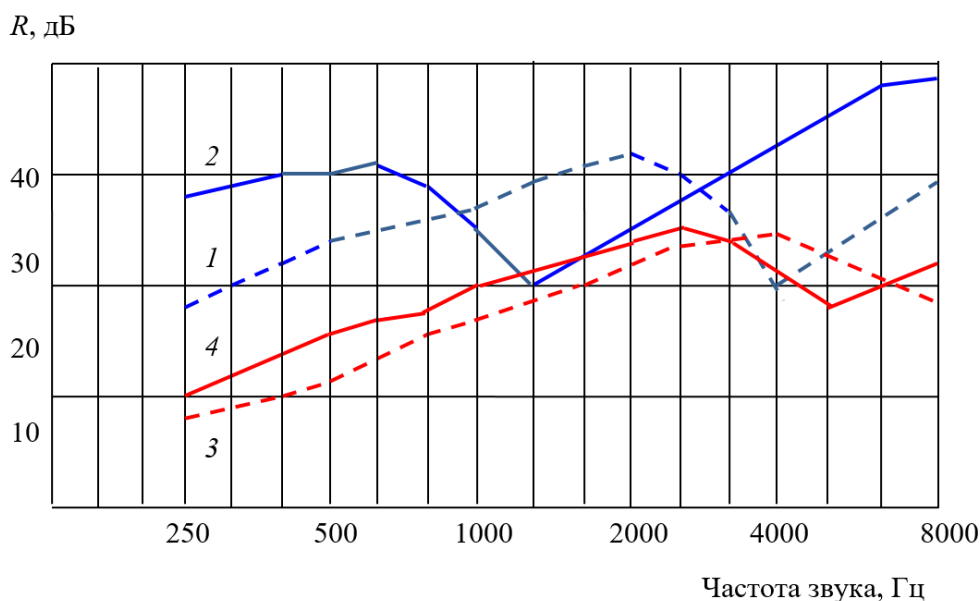


Рис. 1. Звукоизолирующая способность пластин:
 1 – сталь, толщина 3,5 мм; 2 – сталь, толщина 10 мм;
 3 – стеклопластик, толщина 3 мм; 4 – стеклопластик, толщина 5 мм

В диапазоне 1000...2500 Гц пластина толщиной 3,5 мм имеет более высокую звукоизолирующую способность, чем пластина 10 мм. Данный факт свидетельствует о сложности процессов взаимодействия звуковых волн с ограждением и невозможности повышения звукового сопротивления во всём диапазоне наивысшего восприятия 1000...3000 (4000) Гц простым увеличением толщины пластины.

Влияние физических свойств материала ограждения на звукоизолирующую способность иллюстрируют графики 3, 4 (рис. 1) для стеклопластиковых пластин толщиной 3 и 5 мм.

Несмотря на то, что плотность стеклопластика многократно меньше плотности стали, композитные пластины по звуковому сопротивлению на частотах 1000...2500 Гц практически не уступают стальной пластине толщиной 10 мм. На частоте 5000 Гц пластина 5 мм (график 4) входит в резонанс, и её R снижается до 28 дБ.

Сопоставление показателей стальных и композитных пластин приводит к выводу о перспективности использования композитных материалов для звукоизоляции корпуса вентиляторов местного проветривания.

Интерес представляет звукоизолирующая способность стеклопластиковой пластины, имеющей массу, близкую к стальной.

Пусть толщина пластины из стеклопластика равна 14 мм. Её масса при равенстве площадей поверхности составит примерно 80 % массы стальной пластины 3,5 мм. Расчёт звукоизолирующей способности выполнен по методике [3], его результат показан на рис. 2.

График 2 имеет «провал» до 28 дБ на резонансной частоте 1000 Гц. В диапазоне 500...2500 Гц стеклопластиковая пластина 14 мм не может конкурировать со стальной 3,5 мм, что в совокупности с графиком 2 на рис. 1

показывает нецелесообразность попыток повышения звукоизолирующей способности увеличением толщины обечайки.

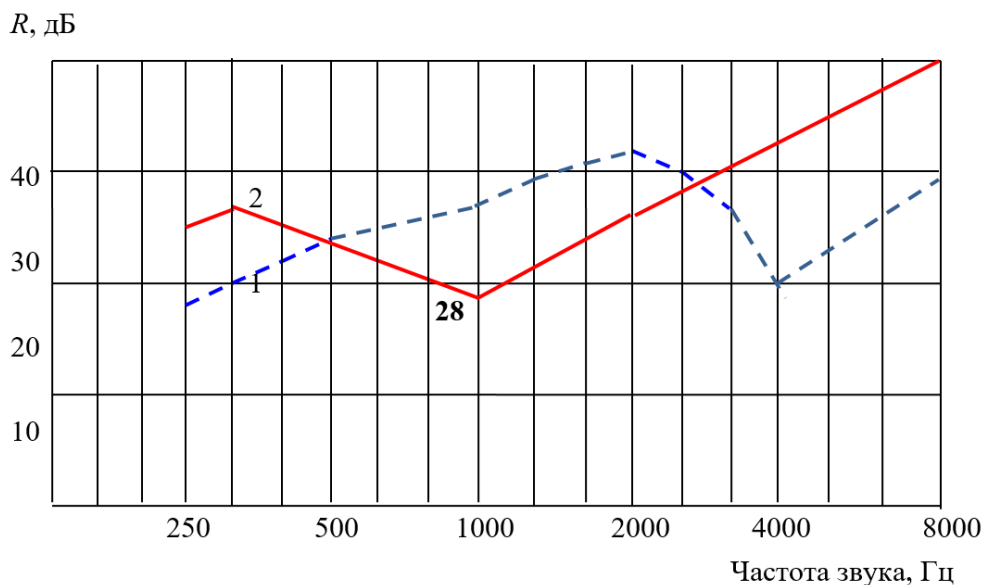


Рис. 2. Звукоизолирующая способность пластин:
1 – стальная толщиной 3,5 мм; 2 – стеклопластик толщиной 14 мм

В целом можно сделать вывод, что подбор современных конструкционных материалов позволяет значительно снизить шум вентиляторов местного проветривания. Большой интерес представляют сэндвич-конструкции корпуса вентилятора местного проветривания, которые позволяют суммарно добиться эффекта шумоизоляции во всем диапазоне излучения звуковых волн от рабочего органа вентилятора, что будет благоприятно сказываться на здоровье горнорабочих.

Библиографический список

1. Иванов, Н. И. Инженерная акустика. Теория и практика борьбы с шумом: учебник / Н. И. Иванов. – М.: Университетская книга, Логос, 2008. – 424 с.
2. СП 23-103-2003 Проектирование звукоизоляции ограждающих конструкций жилых и общественных зданий. - М., 2003. – 34 с.
3. Рекомендации по расчету и проектированию звукоизолирующих ограждений машинного оборудования / НИИСФ. – М.: Стройиздат, 1989. – 56 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗАКРУЧЕННОЙ ЧАСТИЦЫ НА НАКЛОННОЙ ПЛОСКОСТИ

Волков Е. Б.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В статье рассматривается актуальная задача теоретической механики: получения уравнений движения частицы сферической формы на наклонной плоскости с учётом её вращения в полёте между ударами об эту плоскость (плоского движения). Основное внимание уделяется анализу влияния кинематических параметров частицы до контакта с поверхностью на её движение после удара.

Ключевые слова: наклонная плоскость, угол отражения, угол падения, скорость до и после удара, кинематика закрученной частицы, математическая модель движения, теоретическая механика.

Объектом исследования является движение закрученной сферической частицы, падающей на наклонную плоскость. Для упрощения восприятия можно представить такой процесс на примере закрученного мяча, который ударяется о наклонную поверхность. При ударе наблюдается сложное взаимодействие, определяемое рядом физических факторов: углом падения, линейной скоростью частицы, характеристиками поверхности частицы и плоскости, а также физическими параметрами, такими как коэффициент трения, коэффициент восстановления, масса.

Цель работы – разработать математическую модель взаимодействия частицы с наклонной поверхностью, которая позволит учесть влияние кинематических характеристик, имевшихся до удара.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить зависимость между угловой скоростью частицы до и после удара;
- установить связь между угловой скоростью и линейной скоростью отскока частицы (длиной отскока и углом отражения). При построении математической модели перемещения частицы введем следующие допущения:
 - частица имеет сферическую (идеализированную) форму;
 - эффект Магнуса не учитывается.

Угол падения частицы к наклонной плоскости оказывает существенное влияние на характеристики удара и последующего отскока. Вектор доударной скорости частицы может быть разложен на две компоненты: параллельную плоскости и перпендикулярную ей. Перпендикулярная компонента определяет силу удара, а параллельная влияет на скольжение и возможное качение после удара.

В момент удара происходит кратковременное деформационное взаимодействие, в ходе которого часть кинетической энергии частицы переходит в потенциальную энергию деформации, а затем вновь преобразуется в

кинетическую при восстановлении формы. В зависимости от угла падения, линейной и угловой скорости частицы угол отражения и скорость после удара отличаются от соответствующих параметров до удара.

Результаты проведённого моделирования могут найти практическое применение, в частности, при проектировании и эксплуатации вибрационных

грохотов в различных отраслях промышленности, где необходимо разделение сыпучих материалов по фракционному составу.

Анализ движения частицы на наклонной плоскости.

На рисунке 1 показана схема удара частицы радиусом R и массой m о наклонную поверхность. Момент инерции частицы относительно оси z_C , проходящей через центр масс частицы, перпендикулярно ее

плоскости, равен $J_{zC} = \frac{2mR^2}{5}$.

В момент удара частица имеет угловую скорость ω , направленную по ходу часовой стрелки вокруг оси z_C . Удар частицы является упругим и характеризуется коэффициентом восстановления $k \neq 1$. Точка K является центром удара. Согласно теореме об изменении количества движения при ударе [1] имеем:

$$\begin{cases} mU \cdot \cos \beta + mV \cdot \cos \alpha = S_N, \\ mU \cdot \sin \beta - mV \cdot \sin \alpha = -S_T, \end{cases} \quad (1)$$

где $\vec{S}_N$ и $\vec{S}_T$ – нормальная и касательная составляющие ударного импульса.

Решив систему уравнений (1) относительно линейной скорости частицы после удара U и ее угла отражения β , учитывая, что удар является упругим – коэффициент восстановления $k = \frac{U \cos \beta}{V \cos \alpha}$, коэффициент трения при ударе (динамический коэффициент ударного трения скольжения), а также вращение частицы вокруг оси z_C получим:

$$\begin{cases} \beta = \arctg \left(\frac{1}{k} (\tg \alpha - f) - f \right), \\ U = \frac{V}{\sin \beta} (\sin \alpha - f(1+k)\cos \alpha), \\ \Omega = \omega + S_T \frac{R}{J_{zC}}. \end{cases} \quad (2)$$

Третье равенство в системе (2) имеет такой вид, так как точки системы в момент удара не перемещаются, а произведение $S_T R$ – характеризует момент импульса силы трения при ударе.

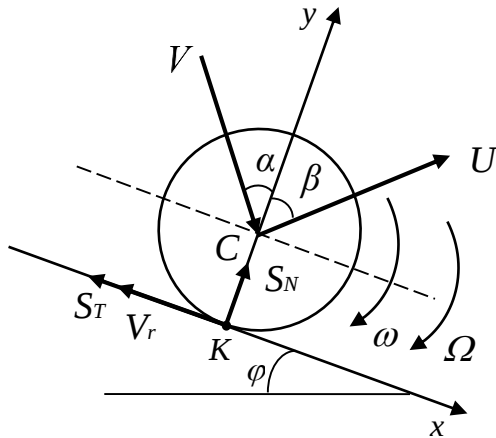


Рис. 1. Схема удара частицы о наклонную плоскость

Скорость точки удара K определяется как геометрическая сумма скорости частицы до удара и скорости точки при вращении этой частицы вокруг собственной оси z_C $\vec{V}_K = \vec{V} + \vec{V}_r$, где $V_r = \omega R$ [2]. Тогда согласно направлениям ω и Ω (рисунок 1) проекция скорости точки удара на наклонную плоскость Kx будет равна:

$$V_{Kx} = V \cdot \sin \alpha - \omega R \quad (3)$$

Рассмотрим случай, когда ω и Ω у частицы в момент удара направлены против хода часовой стрелки (рис. 2). В этом случае проекция скорости точки удара на наклонную плоскость Kx примет вид: Тогда в системе уравнений (1) β и

$$V_{Kx} = V \cdot \sin \alpha + \omega R \quad (4)$$

U остаются такими же, а в третьем

$$\Omega = \omega - S_T \frac{R}{J_{zC}} \quad (5)$$

равенстве системы меняется знак:

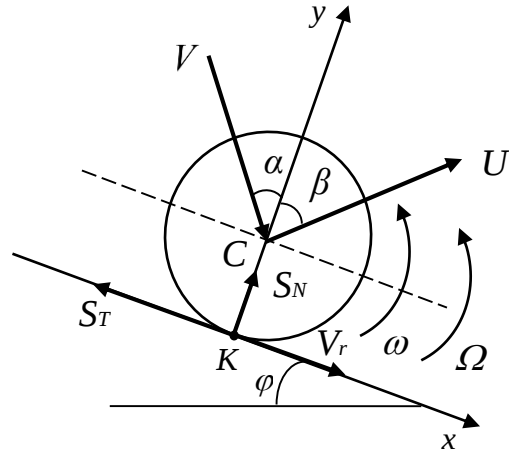


Рис. 2. Схема удара частицы о наклонную плоскость

Из равенства (4) и (5) следует, что послеударная угловая скорость либо уменьшится относительно доударной, либо сменит направление относительно оси z_C .

Проанализировав оба случая удара частицы о наклонную плоскость, показанных на рисунках 1 и 2, а также полученные выражения (3) – (5) заметим, что на кинематику движения частицы после удара влияет направление (знак) проекции скорости точки удара V_{Kx} . Так при $V \cdot \sin \alpha > \omega R$ движение частицы описывается системой (2), при $V \cdot \sin \alpha = \omega R$, полагая $f = 0$ система (2) примет вид:

$$\begin{cases} \beta = \arctg \frac{1}{k} (\tg \alpha), \\ U = \frac{V \sin \alpha}{\sin \beta}, \\ \Omega = \omega. \end{cases} \quad (6)$$

При $V \cdot \sin \alpha < \omega R$ в уравнениях системы (2) меняются знаки:

$$\begin{cases} \beta = \arctg \left(\frac{1}{k} (\tg \alpha + f) - f \right), \\ U = \frac{V}{\sin \beta} (\sin \alpha + f(1+k)\cos \alpha), \\ \Omega = \omega - S_T \frac{R}{J_{zC}}. \end{cases} \quad (7)$$

Как видно из (2), (6) и (7) угловая доударная скорость частицы влияет на величину и направление ее линейной скорости после удара, само движение частицы носит вариативный характер и определяется функцией, область значений которой: $\{-1; 0; 1\}$.

Введем функцию $\operatorname{sgn} V_{Kx} = \begin{cases} +1, V_{Kx} > 0, \\ 1, V_{Kx} = 0, \\ -1, V_{Kx} < 0, \end{cases}$ тогда выражение (7) примет вид:

$$\begin{cases} \beta = \arctg\left(\frac{1}{k}(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{sgn} V_{Kx} f) - f\right), \\ U = \frac{V}{\sin \beta}(\sin \alpha - \operatorname{sgn} V_{Kx} f(1+k)\cos \alpha), \\ \Omega = \omega + \operatorname{sgn} V_{Kx} S_T \frac{R}{J_{zC}}. \end{cases} \quad (8)$$

В рамках представленного выше исследования решена интересная задача по теоретической механике – сформулирована система уравнений (8), которая в общем виде описывает процесс движения частицы с учётом её вращения в полёте между ударами (плоского движения) при различных вариациях параметров. Такая задача может быть использована в качестве олимпиадного задания по теоретической механике.

Анализ проведённых выкладок позволяет сделать вывод о том, что на кинематические характеристики частицы после удара оказывают влияние внешние неконсервативные силовые факторы, действующие на неё в процессе полёта. Однако в реальных производственных условиях вероятность действия таких сил невелика. В связи с этим в дальнейших исследованиях движения частицы можно принять допущение: доударная угловая скорость направлена по ходу часовой стрелки, при этом $V_{Kx} > 0$.

Библиографический список

1. Волков Е. Б. Теоретическая механика: учебник / Е. Б. Волков, Ю. М. Казаков. — Москва: Ай Пи Ар Медиа, 2025. — 222 с. — ISBN 978-5-4497-4453-1. — Текст: электронный // Цифровой образовательный ресурс IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/151828.html> (дата обращения: 24.09.2025). — Режим доступа: для авторизир. пользователей
2. Вебер Г. Э., Ляпцев С. А. Лекции по теоретической механике / учебное пособие / Федерал. агентство по образованию, Гос. образоват. учреждение высш. проф. образования "Урал. гос. горный ун-т". — 2-е изд., стер. — Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2008. — 292 с. ил.; 20. — ISBN 978-5-8019-0199-2.

РОБОТОТЕХНИЧЕСКОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ МОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ УСТАЛОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И НЕСУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Котельников А. П., Гильфанов Т. З.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Объектами, рассматриваемыми в статье, являются робототехнические устройства для мониторинга и диагностики усталости деталей машин и несущих элементов металлоконструкций. Приводится описание модели робота, способного работать в двух режимах: безаварийном (ежедневный мониторинг с помощью пленочных датчиков усталостных повреждений) и аварийном (активация при обнаружении микротрещин с помощью резисторного шлейфа). Описаны физико-механические процессы усталостного разрушения, принципы работы пленочных датчиков и конструкция робототехнического устройства. На основе анализа процессов накопления усталости и предлагаемой системы мониторинга сделан вывод о повышении безопасности и надежности эксплуатации металлоконструкций, подверженных циклическим нагрузкам.

Ключевые слова: робототехническое устройство, мониторинг, диагностика усталости, пленочные датчики, микротрещины, металлоконструкции, циклические нагрузки, усталостное разрушение.

Различают три основных процесса деградации металла в несущих элементах строительных конструкций и в деталях машин: 1) износ; 2) коррозия; 3) усталость. Первые два процесса доступны для наблюдения. В то же время процесс накопления усталости до появления поверхностных микротрещин можно считать практически недоступным для наблюдения. Известны также способы и методы диагностики усталости деталей машин и различных металлоконструкций, которые основаны на применении разнообразных датчиков усталостных повреждений [1].

Наиболее совершенным подходом для наблюдения процесса накопления усталостных повреждений можно считать применение пленочных датчиков, которые способны отображать на своей поверхности механизм зарождения усталостного разрушения. Такие датчики представляют собой фольгу толщиной 20 микрометров, изготавливаются из «мягких» цветных металлов (медь, алюминий, олово и др.) по специальным технологиям, включающим термическую и механическую обработку. Специфика работы описываемых датчиков заключается в проявлении линий и полос дислокаций на их поверхности по мере накопления усталостных повреждений под действием циклических нагрузок. Эти датчики устанавливаются специальным образом на диагностируемом участке металлоконструкций и деталей машин вблизи концентраторов напряжений (например, галтели у валов, около шовная зона сварных соединений и т.д.) Как известно из механики усталостного разрушения, для абсолютного большинства марок конструкционной стали зерно основного металла (то есть подвергающегося диагностике) в значительной мере мягче границ самих зерен, состоящих из углерода. Поэтому развитие усталостного

разрушения начинается с расслоения зерна, то есть появляется локальная дислокация. По мере увеличения числа циклов нагружения детали, такие дислокации объединяются и постепенно могут образовывать микротрещины на поверхности исследуемого участка детали. В последствии объединяющиеся микротрещины могут образовать магистральную трещину, приводящую к хрупкому разрушению. Таким образом, своевременное выявление образования микротрещин на поверхности металлоконструкций может позволить предотвратить их усталостное разрушение. В виду того, что процесс накопления усталостных повреждений на этапе зарождения микротрещин является в значительной степени более длительным в сравнении с процессом хрупкого разрушения под влиянием магистральной трещины, возникает необходимость в непрерывном наблюдении и диагностике усталости исследуемых деталей машин и любых других металлоконструкций, подвергающихся воздействию циклических напряжений [2,3].

В связи с вышеизложенным в настоящей статье предлагается модель робототехнического устройства, способного обеспечить мониторинг усталостной долговечности исследуемых объектов. Рассмотрим применение такого устройства на примере пролетных несущих металлоконструкций (ж/д мосты, краны мостового типа и тому подобное), а именно на участках сварных соединений. Как известно, такие участки могут обладать длиной сварного шва, достигающего несколько метров. Известно также, что сварные швы характеризуются в зоне термического влияния (далее, около шовная зона) резким переходом от аустенитной структуры зерна к перлитной, то есть от крупнозернистой структуры к мелкозернистой. Такой переход в размерах зерна основного металла является естественным концентратором механических напряжений и поэтому рассматривается в качестве выбранного участка для диагностики накопления усталостных повреждений.

Предлагаемая модель робототехнического устройства может работать в двух режимах: 1) безаварийный и 2) аварийный. В первом режиме робот выполняет ежедневную задачу фото фиксации процесса накопления усталостных повреждений с поверхности пленочного датчика с последующей самостоятельной обработкой снимка для прогноза усталостного разрушения и осуществляет передачу цифрового изображения в диагностический центр, в котором выполняется тот же расчет. Для реализации безаварийного режима применяются сепарация пленочного датчика усталостных повреждений в виде специальных локализованных окон, оборудованных защитными крышками, для открывания и закрывания которых предполагается применение специально-разработанного механизма. При аварийном режиме предполагается активация робототехнического устройства в случае появления микротрещины на поверхности диагностируемого участка. В этом случае микротрещина нарушает целостность установленного вдоль шва шлейфа, который представляет собой восьмижильный проводник (каждая жила толщиной 0,1 мм из отожжённой константовой фольги). При нарушении целостности резисторного шлейфа нарушается баланс электрического сопротивления в цепи, что в свою очередь

является управляющим сигналом для активации робототехнического устройства. В этом случае робот безостановочно следует к месту повреждения резисторного шлейфа, выполняет аварийный снимок, отправляет этот цифровой снимок сигнал для вызова ремонтной бригады. Далее, предлагаемое робототехническое устройство остается в ожидании ремонтных рабочих осуществляя световую аварийную сигнализацию для обозначения аварийного места расположения. Более подробное конструктивное описание предлагаемого робототехнического устройства для мониторинга и диагностики усталости деталей машин и несущих элементов металлоконструкций приведено ниже на рисунках 1 – 4.

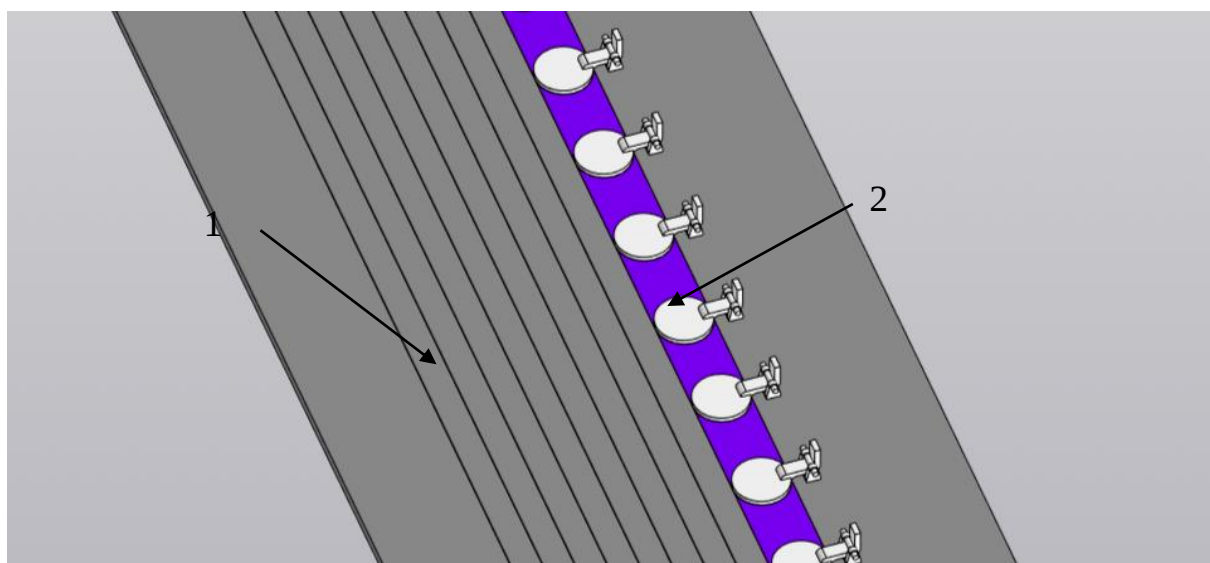


Рис.1 Фрагмент диагностируемого участка с установленными на него:
1 – резисторный шлейф; 2 – датчики усталостных повреждений с сепараторными окнами.

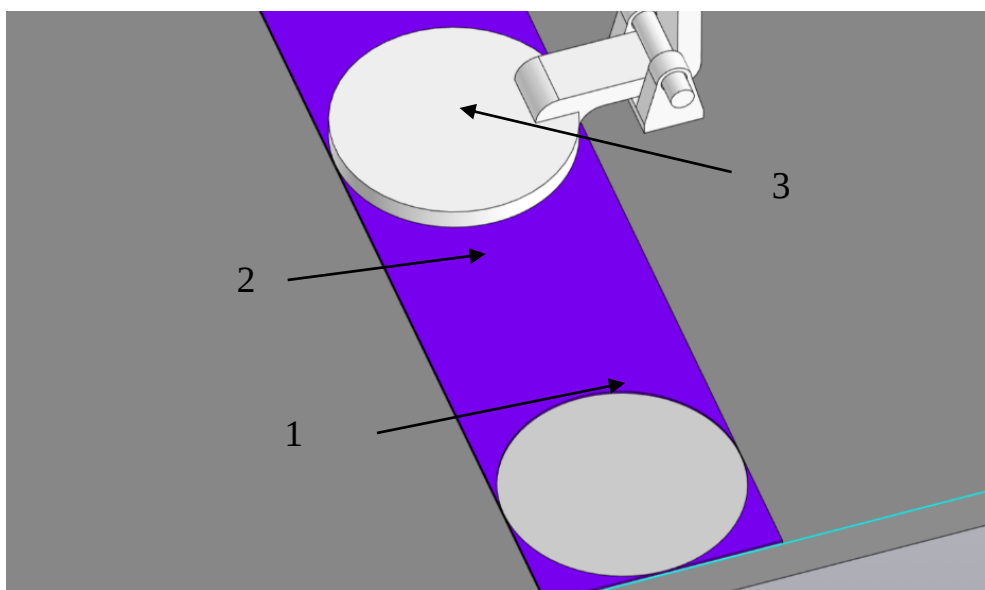


Рис.2 Плёночный датчик усталостных повреждений с нанесённым защитным слоем и крышками, закрывающими сепаратные окна.
1 – пленочный датчик, 2 – защитное покрытие, 3 – подпружиненная крышка над окнами.

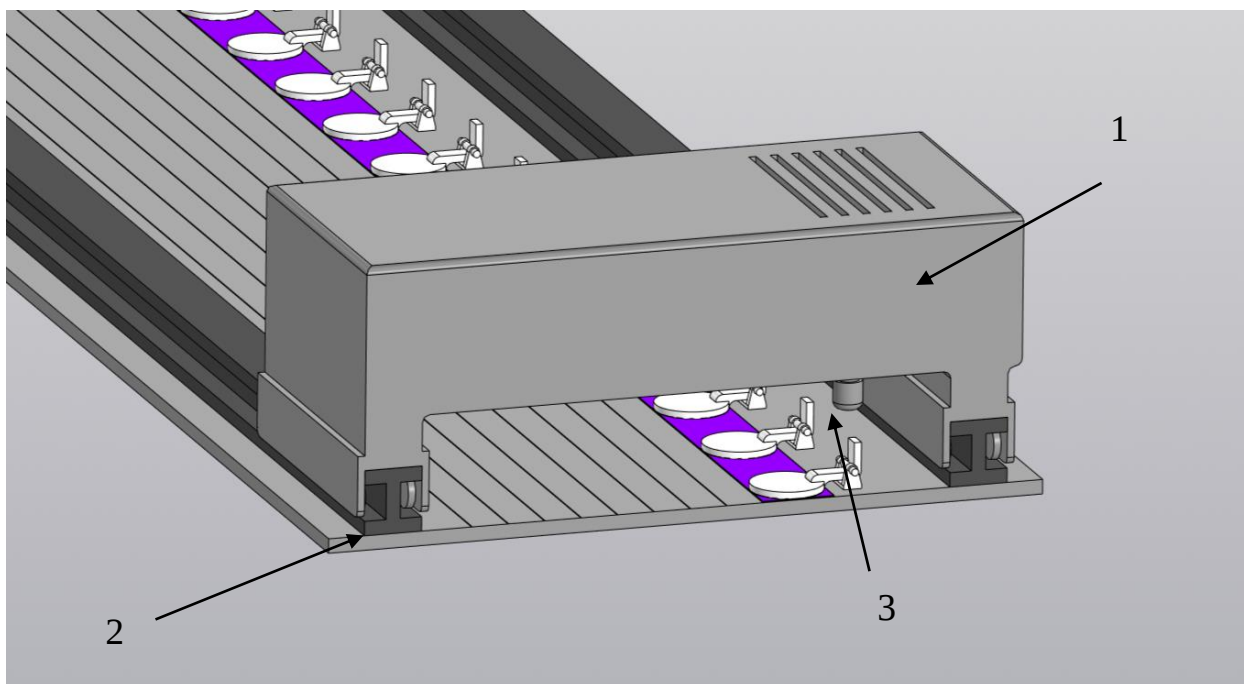


Рис. 3 Общий вид робототехнического устройства, предназначенного для мониторинга усталостных накоплений в металле.

1 – корпус робота, 2 – направляющие, предназначенные для движения робота вдоль исследуемого участка, 3 – шток робота необходимый для открытия смотровых окон.

Таким образом, в настоящей статье приведено подробное описание модели робота, позволяющего в автоматическом режиме осуществлять мониторинг и диагностику металлоконструкций подверженных циклическим деформациям, а также применяемые для этого датчики усталостных повреждений и физико-механические процессы усталостного разрушения.

Библиографический список

1. Котельников А. П., Гильфанов Т. З. Специальные средства диагностирования усталости деталей машин / В сборнике: Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Памяти доцента Г. Э. Вебера. Екатеринбург, 2023. С. 87-90.
2. Котельников А. П. Диагностика усталости металлоконструкций машин датчиками деформаций интегрального типа: диссертация ... кандидата технических наук: 05.02.02. — Курган, 2004. — 143 с.: ил.
3. Котельников А. П. Ускоренные усталостные испытания деталей машин: учеб.-метод. пособие / А. П. Котельников. — Екатеринбург: УрГУПС, 2011. — 52 с.

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Потапов В. Я., Костюк П. А., Потапов В. В., Архипов М. В., Кузнецов А. М.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация: Пневматический транспорт сыпучих материалов – это распространенный способ перемещения различных порошкообразных и гранулированных веществ в промышленности. Он позволяет перевозить материалы по трубам, которые могут идти вверх, вниз и в стороны, без необходимости их выгрузки и повторной загрузки. Трубы для такого транспорта тонкие, поэтому их легко установить даже там, где мало места. Материал находится внутри труб в закрытом состоянии, что означает, что он не теряется и не загрязняет воздух пылью или другими веществами. Поскольку в системе нет движущихся частей, она работает надежно и ее легко обслуживать. Когда частицы материала обдуваются воздухом, они становятся менее горячими и влажными. Это делает их более сыпучими и легче просеиваемыми. Также меньше влаги оседает на оборудовании (например, на вальцовых станках или ситах), что предотвращает слипание мучнистых продуктов и уменьшает риск появления плесени и вредителей.

Ключевые слова: сыпучие материалы, пневмотранспорт, скорость транспортирования, физико-механические характеристики горной породы.

Реализация технологического процесса во многих отраслях промышленности требует перемещения больших объемов сыпучих материалов. При этом на долю пневмотранспорта приходится около 30% объема всех работ по транспортировке сыпучих грузов. Пневматический транспорт из-за простоты и экономичности широко распространен в обогащательных процессах при транспортировании угля, породы, продуктов обогащения асбеста, мусковитовой, вермикулитовой руды и других рудных материалов различной крупности, формы и физических свойств [1-4].

При проектировании систем пневмотранспорта решаются три основные задачи:

- а) определение скорости газа, обеспечивающей надежное перемещение твердых частиц;
- б) определение потерь давления в пневмолинии;
- в) выбор воздухоподающей машины согласно характеристики сети.

Эти параметры зависят от свойств транспортируемого материала, таких как гранулометрический состав, форма и плотность частиц, коэффициент трения частиц о стенку трубы. Расчеты, как правило, проводят для среднемассового размера частиц. В качестве первоочередной задачи проектирования трубопровода взвешенного пневмотранспорта выступает выбор численного значения минимальной скорости взвесенесущего газа, при которой еще имеет место этот режим пневмотранспортировки. В известных литературных источниках минимальная скорость рассчитывается из условия, что во всей пневмолинии имеет место горизонтальное установившееся течение, т.е. предполагается, что найденная таким образом скорость является надежной

пневмотранспортной скоростью для всех элементов пневмолинии. Если для вертикали это вполне справедливо (известно, что вертикальное пневмотранспортирование не является лимитирующим по скорости), то для такого элемента, как участок разгона, требуется примерно 50%-ное увеличение скорости. Для того чтобы снять это ограничение, применяют специальные конструкции узла загрузки материала в пневмолинию, например, эжекторные смесители. С помощью конструктивных решений можно снять ограничения, накладываемые на процесс поворотами пневмолинии, после чего минимальную скорость взвешенного пневмотранспорта для горизонтальной трубы можно считать достаточной, чтобы стабильно перемещать материал по трубопроводу сложной пространственной ориентации.

Существует несколько формул для определения скорости (U_M) транспортирования материала [5,6].

При известной средней по сечению скорости воздуха при движении пылевоздушной смеси в трубопроводе U предварительно определяется критическая скорость воздуха в трубопроводах по формулам (1,2) [5, 6].

Уравнение (1.1) применяется при выполнении условий: $m \geq 2; D \geq 0,08 \text{ м}, d_0 \geq 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.

$$U_{кр} = 0,481 \cdot \left(\frac{\rho_M}{\rho_w} \right)^{0,581} \cdot \left(\frac{D_{200}}{D} \right)^{0,943} \cdot \left(\frac{\rho_M d_0}{6} \right)^{0,159} \cdot m^{-0,258}, \quad (1)$$

где m – массовая концентрация смеси, кг/кг;

D – внутренний диаметр трубопровода, м;

ρ_w – плотность воздушного потока, кг/м³;

d_0 – средневзвешенный эквивалентный диаметр частиц материала, м;

ρ_M – агрегатная плотность материала, кг/м³;

$$U_{кр} = 6,34 \cdot \left(\frac{\rho_M}{\rho_w} \right)^{0,67} \cdot \left(\frac{d_0}{D} \right)^{0,53} \cdot m^{0,16}. \quad (2)$$

В других случаях используется выражение (1).

Возможно несколько вариантов отношения транспортной и критической скоростей воздуха при движении пылевоздушных смесей:

1. Первый вариант: $U < U_{кр}$

Величина усредненной скорости частиц транспортируемого материала определяется по формуле:

$$U_{кр} = 0,5 \cdot U_{кр}; \quad (3)$$

2. Второй вариант: $1,0 \leq K_n \leq 1,7$

Величина усредненной скорости частиц транспортируемого материала определяется по формуле:

$$U_M = U \left[0,7 + 0,5 \left(\frac{U}{U_{кр}} - 1,2 \right) \right]; \quad (4)$$

3. Третий вариант: $U > 1,7U_{кр}$

Величина усредненной скорости частиц транспортируемого материала определяется по формуле:

$$U_M = 0,95 \cdot U_{кр}. \quad (5)$$

Стабильная работа пневмотранспортных установок в режиме транспортировки без подстилающего слоя обеспечивается при коэффициенте надежности $K = \frac{U}{U_{кр}}$ изменяющемся в диапазоне $1,2 \div 1,4$. Для такого случая при проектировании установки пневмотранспорта пыли для определения величины усредненной скорости частиц транспортируемого материала используют формулу:

$$U_M = 0,8U \text{ или } U_M = 1,12U_{кр}. \quad (6)$$

Потери давления при совместном движении газа и частиц насыпного груза можно определить по уравнению, предложенному немецким исследователем Мушелькнауцем [7], которое в отличие от других известных зависимостей (в формуле Гастерштадта [8] для двухфазных потоков) наиболее полно отражает физическую сущность процессов, протекающих при пневмотранспорте:

$$\Delta P_{см} = \frac{\lambda_m w^2 \rho_z}{2D} dx + \frac{\lambda_{mp} w^2 \rho_z}{2D} \left(\frac{c}{w} \right) \mu dx + \beta g \rho_z \left(\frac{w}{c} \right) \mu dx, \quad (7)$$

где $\Delta P_{см}$ – потери давления при совместном движении газа и частиц материала, Па; λ_m – коэффициент трения для чистого газа; w – скорость газа, м/с; ρ_z – плотность дисперсной фазы, кг/м³; D – внутренний диаметр трубопровода, м; dx – длина трубопровода, м; λ_{mp} – коэффициент трения, зависящий от физических свойств материала и стенок трубопровода; C – скорость движения частиц материала, м/с; μ – расходная концентрация аэроsmеси, кг/кг; β – коэффициент влияния трения скольжения на наклон трубопровода.

$$\beta = \sin \alpha + f \cos \alpha, \quad (8)$$

где α – угол наклона трубы к горизонту; f – коэффициент трения скольжения транспортируемого материала по стенке трубопровода.

В работе [9-12] приводится уравнение для определения потерь давления в пневмосистеме при перемещении материала:

Величину $H_{см}$ выражают как сумму потерь давления на перемещение чистого воздуха H , сообщение частицам материала конечной скорости H_p , трение материала о стенки трубы H_t , ина поддержание взвешенных в воздухе частиц материала, находящихся в трубе $H_{взв}$, т.е.

$$H_{см} = H + H_p + H_T + H_{эв} = \frac{l\rho v^2}{2D} + \frac{G_M \cdot v_M}{Fg} + \lambda_T \frac{l \cdot G_M \cdot v_{M.ср}}{D \cdot F \cdot G} + \frac{G_M \cdot l}{F \cdot v_{M.ср}}, \quad (9)$$

где G_M – производительность в кг/сек (9,81 Н/сек);

F – поперечное сечение трубы в м²;

ρ – плотность воздуха (кг/м³);

v_M и $v_{M.ср}$ – конечная и средняя по длине трубы скорость частиц материала в м/сек;

λ_T – коэффициент сопротивления, учитывающий только трение частиц материала о стенки трубы. Для зерна и продуктов его размола при их вертикальном перемещении в стальных трубах по данным [1] $\lambda_T = 0,0037$.

Из этого уравнения (9) видно, что одной из составляющих потерь давления являются потери, обусловленные разгоном частиц до конечной скорости (сообщение материалу кинетической энергии).

Согласно закону сохранения энергии, потери давления и удельный расход энергии, необходимый для разгона материала от нуля до скорости транспортирования находятся из формул

$$\Delta p = 0,5\rho v^2, \quad (10)$$

где ρ – плотность транспортируемой массы, кг/м³; v – скорость транспортирования, м/с.

$$E_k = m(v + v_{II}) \cdot 0,5, \quad (11)$$

где m – величина разгоняемой массы, кг.

Если изменить направление скорости материала в начале смесительной камеры в направлении скорости транспортирования, то удельный расход энергии, необходимый для разгона материала от нуля до скорости транспортирования ($v = -v_{II}$) будет равен нулю $E_k = 0$, (см. формулу 10), что можно достичь путем совершенствования конструкции узла загрузки.

Для надежного транспортирования твердого материала без закупорок необходимо, чтобы максимальный размер куска не превышал 1/3 диаметра пневмопровода. Эксплуатация пневматического транспорта при наличии поворотов и искривлений трассы в режимах движения аэросмесей с образованием отложения слоя частиц в трубах не рекомендуется.

Для этого необходимо определить: расход Q_o (м³/мин) воздуха $Q_o = Q_m \rho_m / (\mu \rho_o)$, где Q_m – расход материала, транспортируемого по пневмопроводу, м³/мин.

Необходимая подача Q_B (м³/мин) воздухоподающей машины $Q_B = kQ_o$, где $k = 1,1 \div 1,15$ – коэффициент, учитывающий потери воздуха в пневмопроводе.

По значениям Q_B и Δp выбирают воздухоподающую машину (компрессор, воздуходувку, вентилятор, вакуум-насос).

Мощность N (кВт) привода воздухоподающей машины $N = K L_{из} Q_B / (60 \cdot 1000 \eta)$, где $K = 1,05-1,1$ коэффициент запаса; $L_{из}$ - работа воздухоподающей машины на сжатие 1 м^3 воздуха при изотермическом сжатии, Дж; η - полный КПД воздухоподающей машины [13].

Пневматическое транспортирование твердых материалов обычно осуществляется:

- в аспирационных системах с содержанием твердого в аэросмеси $\mu \leq 1$ (при вентиляторном дутье) и $\mu \leq 5$ (при вакуум-насосах);
- в системах пневматического транспорта различного давления с содержанием твердого в аэросмеси $\mu = 54-40$;
- в системах пневматического транспорта аэрированными потоками в плотной фазе с содержанием твердого в аэросмеси $\mu = 60-150$.

На содержание твердого (по массе) в аэросмеси оказывают влияние: степень сыпучести и слеживаемости материалов, склонность к комкованию и аэрированию, наличие влаги и т. п. В то же время необходимо учитывать, что с уменьшением содержания твердого удельная энергоемкость пневматического транспорта увеличивается.

В результате исследования характера поведения материала в этих устройствах было установлено, что транспортировка перемещаемого материала осуществляется в псевдоожиженном слое.

Этот процесс перемещения материалов описан в следующей литературе [14].

Выводы:

1. Предложенная методика расчета пневмотранспортных систем сыпучих материалов позволяет определить скорости воздуха и частиц горной породы в устройстве пневмотранспортировки сыпучих материалов обеспечивающей надежное перемещение твердых частиц, определить потери давления в пневмолинии и произвести выбор воздухоподающей машины согласно характеристики сети.

2. При выборе сечения трубопровода и расхода сжатого воздуха необходимо проверить, чтобы скорость воздушного потока была выше критической. С практической точки зрения можно использовать рекомендации, приведенные в монографии [15], где отмечается, что необходимая минимальная скорость транспортировки в горизонтальном направлении в 3–5 раз больше, чем в вертикальном направлении.

Библиографический список

1. Давыдов С.Я. Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов: Исследование, разработка, производство // УГТУ-УПИ. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2007. – 317 с. – Библиогр.: с.306 – 317

2. Костюк П.А., Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Потапов В.В., Адас В.Е. Имитационная модель пневмоподъемника. В сборнике: Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности. Сборник трудов XVII Международной научно-технической конференции. Под общей редакцией Ю.А. Лагуновой, 2019. С. 192-196.
3. Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Александрова Е.И. Анализ закономерностей разделения минералов на полке фрикционного сепаратора. // Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. – Екатеринбург: Изд. УГГУ, 2011. – С. 47–53.
4. Анохин П.М., Афанасьев А.И., Казаков Ю.М., Потапов В.Я. Рабочий процесс полочного фрикционного сепаратора с криволинейным трамплином переменной кривизны. Известия УГГУ №2. 2016г.
5. Путилов В.Я. Аэродинамика систем напорного пневмотранспорта золы тепловых электростанций. Автореф. дис. канд. техн. наук -М.: МЭИ, 1992, 20с.
6. Сизых В.Я. Разработка метода аэродинамического расчета систем пневмотранспорта золы ТЭС.- Автореф. дис. канд. техн. наук Л.: ВНИИГ им. Б.Е. Веденема, 1982, 20 с.
7. Dotsenko A. Urban pneumatic transport development trends for domestic solid waste disposal // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2017. С. 012195.
8. Snowdon B. Pneumatic conveying — scope for exploitation // CharteredMech. Eng. — 1980. — № 7. — P. 45–47.7.
9. Шишкин С.Ф., Гаврилюк Д.Н. Расчет высоконапорного пневмотранспорта // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2009. № 3. С. 114-117.
10. Волков Р.А., Гнутов А.Н., Дьячков В.К. и др. Конвейеры: Справочник //— Л.: Машиностроение, 1984. – 367 с.
11. Галкин В.И. Основные направления развития научной школы горной механики и транспорта// Изв. вузов. Горный журнал. –2009.- № 1. – С. 42 – 49.
12. Кузнецов Ю.М. Пневмотранспорт: теория, теория и практика // - Екатеринбург: УрО РАН, 2005. – 61. с.
13. Батаногов А.П. Подъемно-транспортное, хвостовое и ремонтное хозяйство обогатительных фабрик: Учеб. для вузов. — М.: Недра, 1989. — 336 с.: ил.
14. Гельперин Н.И., Айнштейн В.Г., Кваша В.Б. Основы техники псевдоожижения // Издательство "Химия", Москва, 1967г., 666 с.
15. Шишкин С.Ф. Пневмотранспорт дисперсных материалов: учебное пособие для вузов // Шишкин С.Ф., Шишкин А.С. - Санкт-Петербург: Лань, 2021. — 360 с.

ВЛИЯНИЕ ГИДРОАБРАЗИВНОГО ИЗНОСА НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК ШАХТ И РУДНИКОВ

Долганов А. В., Потапов В. Я., Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Эксплуатация водоотливных установок в условиях шахт и рудников, характеризующаяся перекачиванием вод с абразивными примесями руд и горных пород, инициирует гидроабразивный износ деталей проточной части и уплотнений центробежных насосов. Данный процесс приводит к увеличению радиальных зазоров и возникновению объемных утечек. Дальнейшая эксплуатация в таких условиях влечет за собой снижение подачи, напора и коэффициента полезного действия (КПД) насосов, что деградирует энергетические характеристики водоотлива и создает угрозу затопления горных выработок. Техничко-экономический анализ работы водоотливной установки с утечками требует решения задач, по количественной оценке, влияния объемных утечек на удельный расход электроэнергии при подъеме воды на поверхность, а также по определению величины потерь электроэнергии. Решение этих задач базируется на сравнительном анализе снижения экономичности при работе насоса с утечками относительно его работы на внешнюю сеть и на абсолютной оценке неэкономичности режима работы насоса с утечками.

Ключевые слова: водоотливные установки, гидроабразивный износ деталей центробежных насосов, объемные утечки, «сравнительный» коэффициент экономичности.

При эксплуатации водоотливных установок в условиях шахт и рудников, в результате перекачивания вод с содержанием абразивных примесей руд и горных пород происходит гидроабразивный износ деталей проточной части и уплотнений центробежных секционных насосов (ЦНС), что приводит к увеличению радиальных зазоров и осевой силы, а, следовательно, росту объемных утечек через них [1-9]. При дальнейшей работе в этих условиях происходит увеличение гидроабразивного износа деталей ЦНС, снижение подачи, напора и КПД насосов, что снижает энергетические характеристики водоотлива и ведет к угрозе затопления шахт, карьеров и подземных рудников [10-12]. Режим работы насоса в данных условиях представлен на рисунке 1. При нормальном зазоре в уплотнениях насоса его характеристики и режимы работы на сеть будут определяться точками: 1 – напорная точка А, ей соответствует подача Q_A , напор H_A ; 4 – КПД, точка η_A ; 7 – допустимая высота всасывания насоса, точка Δh_A .

При дальнейшей эксплуатации ЦНС в условиях гидроабразивного износа происходит увеличение зазора в уплотнениях насоса. Его характеристики 2, 5 свидетельствуют о снижении параметров его работы, а характеристики 3, 6 – об аварийном режиме его работы в результате значительного износа при котором режимы работы на сеть будут определяться точками: 3 – напорная точка Б, ей соответствует подача Q_B , напор H_B ; 6 – КПД, точка η_B ; 7 – допустимая высота всасывания насоса, точка Δh_B .

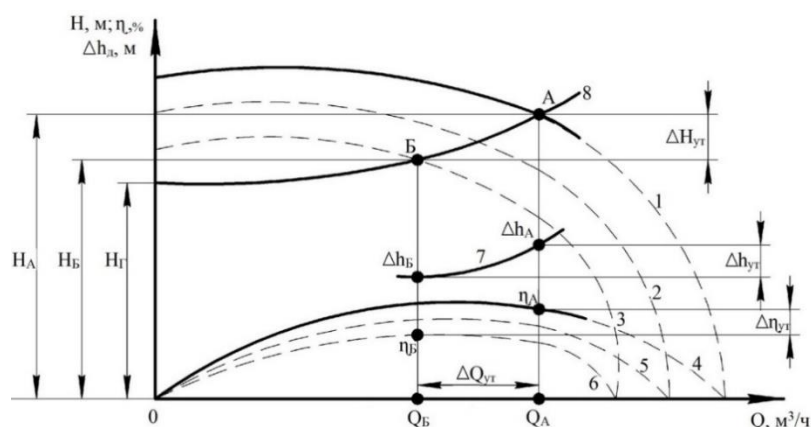


Рис. 1. К анализу влияния объемных утечек на экономичность режима работы насоса

При технико-экономическом анализе работы водоотливной установки с утечками приходится решать следующие задачи:

1) определение влияния объемных утечек на величину удельного расхода электроэнергии насосной установкой при водоотливе 1 м³ воды из шахты на поверхность;

2) определение потерь электроэнергии в водоотливной установке при утечках.

Решение первой задачи связано со сравнительным анализом снижения экономичности при работе насоса с утечками по отношению к работе на внешнюю сеть, вторая задача относится к оценке низкой экономичности работы насоса с утечками.

Для учета влияния утечек на расход электроэнергии водоотливной установкой удобен сравнительный коэффициент экономичности, определяемый при пренебрежимо малом изменении КПД электродвигателя:

$$K_{сэ} = \frac{Q_B}{Q_A} = \frac{H_B}{H_A} = \frac{\eta_B}{\eta_A} \quad (1)$$

$K_{сэ}$ можно выразить через параметры сравниваемых режимов А и Б (см. рисунок). При отсутствии объемных утечек, $Q_A = Q_H$.

Q_H – фактическая подача насоса при его работе без утечек в режиме А, м³/ч, и поэтому

$$K_{сэ} = (1 - Q_{ут}) \cdot \frac{H_B}{H_A} \cdot \frac{\eta_B}{\eta_A}, \quad (2)$$

где $Q_{ут} = \frac{Q_{ут}}{Q_A}$ – относительные объемные утечки – циркуляция воды в насосе из-за больших зазоров в уплотнениях, которые косвенно фиксируются на шахтах и рудниках в журналах учета работы насосов в большем количестве часов работы насосного агрегата.

Как видно из рисунка, при $Q_{ут} = 0$ рабочие точки насоса А и Б совпадут, наступит равенство параметров ($Q_A = Q_B$, $H_A = H_B$, $\eta_A = \eta_B$), и тогда,

согласно, $K_{сэ} = 1$.

При наличии утечек в общем случае $K_{сэ}$ принимает значения меньше 1 вне зависимости от типа и параметров насоса, а также вида его характеристики [10-12].

Для оценки влияния утечек на потери энергии в водоотливной установке удобен абсолютный коэффициент экономичности, определяемый без учета потерь в двигателе:

$$K_{аэ} = \frac{N_{эА}}{N_{эБ}}, \quad (3)$$

Из выражения (2) после несложных преобразований имеем.

$$K_{аэ} = \eta_B \cdot \left(1 - \frac{Q_{ут}}{Q_B}\right), \quad (4)$$

или

$$K_{аэ} = \eta_B \cdot (1 - \bar{Q}_{ут}), \quad (5)$$

Также определим удельный вес потерь энергии за счет утечек:

$$K_{ут} = \eta_B \cdot Q_{ут}. \quad (6)$$

При $Q_{ут} = 0$; $K_{ут} = 0$ режим насоса из точки Б переместится в точку А, и, согласно (4), (5), $K_{аэ} = \eta_A$, тогда потери энергии при любом режиме Б по сравнению с исходным режимом А за счет утечек составят $100 \cdot (\eta_A - K_{аэ})$, %.

Совместное решение (2) и (5) устанавливает аналитическую связь между сравнительным и абсолютным коэффициентами экономичности

$$K_{аэ} = K_{сэ} \cdot \eta_B \cdot \frac{H_B}{H_A}. \quad (7)$$

При $Q_{ут} = 0$, (6) обращается в тождество, что свидетельствует о соответствии принятой методики анализа. Отметим как положительное: критерии $K_{сэ}$, $K_{ут}$, $K_{аэ}$ по (2, 5, 6) учитывают не только потери энергии, но и изменение внутренних потерь энергии насоса, по $\eta_B = f_6(Q_B)$; $Q_B = f_3(Q_{ут})$.

Проведение исследования для аппроксимации функций $\frac{H_A}{H_B} = f_4(Q_{ут})$,

$\frac{\eta_B}{\eta_A} = f_5(Q_{ут})$, входящих в уравнение (2) и в $\eta_B = f_6(Q_{ут})$ $\eta_B = f_6(Q_{ут})$ (5), позволит определять $K_{сэ}$ и $K_{аэ}$ непосредственно по величине $Q_{ут}$, что обеспечит существенные преимущества.

Таким образом, предложены критерии и формулы для оценки величин объемных утечек, насосной установкой, их применение возможно для нормирования максимально допустимой величины утечек, а также для

проектирования и экономичной эксплуатации шахтных водоотливных установок, отличающихся, высокой энергоемкостью и продолжительным периодом эксплуатации.

Библиографический список

1. Долганов А.В. Шламы медно-колчеданных рудников: проблемы и пути решения // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2013. - № 4. - С. 10 - 14.
2. Долганов А.В. Режимы работы центробежных насосов при откачивании шахтных вод // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности XIII Международной научно-технической конференции. Сер. "Чтения памяти В.Р. Кубачека": сб. науч. ст. - Екатеринбург, 2015. С. 54 - 57.
3. Долганов А.В. Влияние гидроабразивного износа элементов проточной части на эксплуатационные качества центробежных насосов медно-колчеданных рудников // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2015. - № 8. - С. 181-186.
4. Ramkrishna Dandapat, Arghhya Deb. A probability based model for the erosive wear of concrete by sediment bearing water // Wear. 2016. Vol. 350. Pr. 166 - 181.
5. Yoganandh J., Natarajan S., Kumaresh Babu S. Pp. Erosive wear behavior of high-alloy cast iron and duplex stainless steel under mining conditions // Journal of Materials and Perfomance. 2015. Vol. 24(9). Pp. 3588-3598.
6. Walker C.I. Hydraulic transient numerical study of super-high parameter motor-pamp in drainage system of mine emergency / 2011 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering (ICAEE): Energy Procedia. 2012. Vol. Pp. 464 - 469.
7. Verichev S.N., Mishakin V.V., Nuzhdin N.A., Razov E.N. Experimental study of abrasive wear of structural materials under the high hydrostatic pressure // Ocean Engineering. 2015. Vol. 99. Pp. 9 - 13.
8. Овчинников Н.П. Экспериментальные исследования влияния гидроабразивного износа различной степени элементов рабочего колеса на вибрационное состояние электронасосного агрегата // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2018. - № 1. - С. 158 - 165.
9. Тимухин С.А., Петровых Л.В. Оценка энергозатратности избыточной напорности шахтных водоотливных установок // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. - 2011. - № 5. - С. 82-86.
10. Попов В.М. Водоотливные установки: Справочное пособие. – М.: Недра, 1990. - 254 с.
11. Ротте А.Е. Испытание насосных установок. – М.: Недра, 1987. - 158 с.
12. Попов В.М. Рудничные водоотливные установки. – М.: Недра, 1983. – 237 с.

МЕТОД КОНЕЧНЫХ РАЗНОСТЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ АСБЕСТОСОДЕРЖАЩИХ ПРОДУКТОВ

Потапов В. Я., Фролов С. Г., Потапов В. В., Архипов М.В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет», Екатеринбург, Россия

Аннотация: Существующие на предприятиях методы определения содержания асбеста, основанные на горном и геологическом анализе, характеризуются высокой трудоемкостью, длительностью и недостаточной точностью. Эти недостатки, включая задержки в обработке данных, ограничивают оперативность управления производством и делают невозможным точное сведение материального баланса продуктов обогащения. Анализ теплофизических свойств асбеста и сопутствующих пород показал разницу в их теплопроводности и температуропроводности. Это наблюдение позволяет предложить использование теплового расширения в качестве дополнительного метода для оценки качества асбеста в обогащенных материалах. В дальнейшем представлен быстрый аналитический подход к определению содержания асбеста, базирующийся на методе конечных разностей. На основе уравнения теплопроводности стержня были разработаны математические модели, описывающие состояние образца, включая определение краевых точек, что позволило получить уравнения для первой и гармоничных краевых точек.

Ключевые слова: теплофизические характеристик, теплофизических свойств асбеста, теплопроводность, метод конечных координат, асбестосодержащие руды, уравнение теплопроводности, идентификации асбестосодержащих пород.

Содержания асбеста в руде и продуктах обогащения определяется методами горного и геологического анализа.

Эти методы трудоемки, длительны и обладают невысокой точностью. Это препятствует оперативному использованию результатов анализа для управления производственными процессами. Существенными недостатками определения содержания волокна асбеста методами горного и геологического анализа является невозможность сведения материального баланса продуктов обогащения.

Данная работа будет посвящена изучению возможности контроля содержания асбеста в рудах на основе различия теплофизических характеристик составляющих их компонентов.

В таблице 1 приведены значения теплофизических характеристик асбеста и вмещающих пород которые будут использованы в дальнейших расчетах [1].

Заметно существование различие теплопроводности и температуропроводности между асбестом и серпантинном.

Примером использования различных температуропроводности асбеста и породы является метод по кусковые сортировки руды подаются специальными питателями по одному в аппарат, где сначала подвергаются кратковременному нагреву в пламени пропановой горелки.

Теплофизические характеристики горных пород

№ п/п	минерал	Удельный вес γ_0 , гс/м ³	Коэффициент теплопроводности λ , Вт/мК	Удельная теплоемкость c_t , Дж/гК°	Коэффициент температуропро- водимости $\kappa = \frac{\lambda}{c_t \lambda_0}$, см ² /сек
1	Асбест	2,1-2,8	0,22	0,81	0,001
2	Серпантин	2,5-2,6	1,8-2,9	0,65	0,014

Содержащейся в руде прожилки асбеста нагреваются до более высокой температуры, чем порода, а по выходе из зоны нагрева охлаждаются медленнее (например: за 0,3 сек куски асбеста нагреваются до 800°, сростки в среднем до 200°, а куски породы примерно до 50°; через 0,7 сек после нагрева их температуры соответственно 250°, 50°, 25°) (25). Это зависит от того, что асбест обладает меньшей температуропроводностью, и проводит меньше тепла во внутрь тепла. Затем руда подается мимо фотоэлементов, чувствительных к ИК-излучению, а затем проходит зону измерения, где с помощью фотоэлементов оценивается кусок и счетно- решающее устройство решает, должен ли кусок направлен быть в концентрат или в хвост. Подается команда электропневматическому исполнительному органу на удаление. Поэтому тепловое расширение можно рекомендовать, как дополнительный метод использования для определения качества асбеста в продуктах обогащения [3-6].

Рассмотрим однородный стержень длины l . Будем предполагать, что боковая поверхность теплонепроницаема и что во всех точках поперечного сечения стержня температура одинакова. Нагрев осуществляется в точке O . Изучим процесс распространения тепла в стержне. Рассмотрим ось Ox так, что один конец стержня будет совпадать с точкой $x = 0$, а другой с точкой $x = l$ (рис. 1). Пусть $u(x, y, \rho)$ - температура в сечении стержня с абсциссой x в момент t .

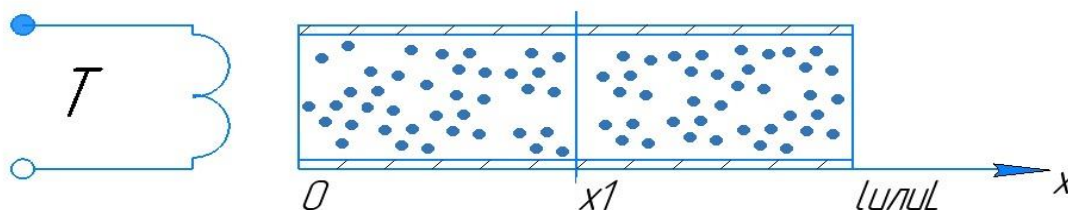


Рис.1. Пояснение дифференциального уравнения 1

В случае линейного теплового потока температура зависит лишь от одной координаты и тогда уравнение теплопроводности переходит в следующее:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{или} \quad \frac{\partial u}{\partial t} = d^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1)$$

Для решения уравнения (1) применим метод конечных разностей. При решении уравнения методом конечных разностей производные заменяются соответствующими разностями (см. рис. 2.) [2].

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \approx \frac{u(x+h,t)-u(x,t)}{h}, \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \approx \frac{1}{h^2} \left[u(x+h,t)-2u(x,t)+u(x-h,t) \right] \quad (2)$$

или

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \approx \frac{u(x+h,t)-2u(x,t)+u(x-h,t)}{h^2} \quad (3)$$

аналогично

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \approx \frac{u(x,t+l)-u(x,t)}{l} \quad (4)$$

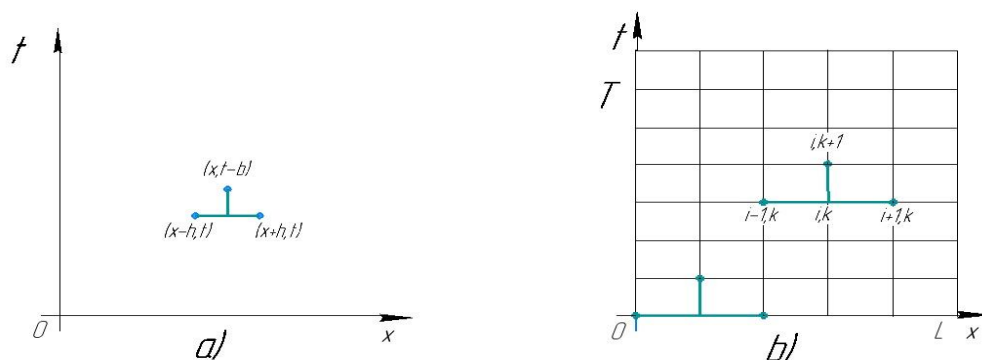


Рис.2 Пояснение метода конечных разностей

Чтобы решить уравнения (1) было определено, что функция $u(x, t)$ должна удовлетворять крайевым условиям, соответствующим физическим условиям задачи. Краевые условия для решения уравнения (1) могут быть различные условия, которые соответствуют так называемые первой краевой задаче определяющие [2]:

$$U(x, 0) = \varphi(x), \text{ при } 0 \leq x \leq L \quad (5)$$

$$U(0, t) = \varphi_1(t), \text{ при } 0 \leq t \leq T \quad (6)$$

$$U(L, t) = \varphi_2(t), \text{ при } 0 \leq t \leq T \quad (7)$$

физические условия (5) (начальное условие) соответствуют тому, что при $t = 0$ в различных сечениях стержня задана температура, равная $\varphi(x)$. Условия (6), (7) (краевые условия) соответствуют тому, что на концах стержня при $x=0$ и при $x = L$ поддерживается температура, равная $\varphi_1(t)$ и $\varphi_2(t)$ соответственно. Найдем решение $U(x, t)$ в прямоугольнике, ограниченном прямыми $x = 0, t = 0, x = L, t \leq T$, если заданы значения искомой функции на 3-х его стороны $x = 0, t = 0, x = L$ (рис.2.). Покроем нашу область сеткой, образованными прямыми $x = ih, i = 1, 2, 3, \dots, t = hl, h = 1, 2, 3, \dots$ и будем определять приближенные значения решения в узлах сетки, то есть в точках пересечения этих прямых. Введем обозначения: $u(ih, hl) = U_{i,k}$. Напишем вместо уравнения 1 соответствующее ему уравнение в

конечных разностях для точки (ih,hl). В соответствии с формулами (3) и (4) получим:

$$\frac{U_{i+k} + 1 - U_{i,h}}{l} = d^2 \frac{U_{i-1,h} - 2U_{i,h} + U_{i-1,k}}{h^2} \quad (8)$$

Определим $U_{i,h+1}$

$$U_{i,h+1} = \left(1 - \frac{2a^2 l}{h^2}\right) U_{i,h} + d^2 \frac{l}{h^2} (U_{i+1,h} + U_{i-1,k}) \quad (9)$$

из формулы (9) следует, что если известны три значения в k-м ряду $U_{i,k}$, $U_{i+1,k}$, $U_{i-1,k}$, то определяется значение $U_{i,k+1}$ в (k+1)-м ряду. Нам известны все значения на прямой $t = 0$. По формуле (9) мы определим значение на всех внутренних точках отрезка $t = 1$ [2]. Значения в крайних точках отрезка нам известны в следующих формулах (6) и (7). Так ряд за рядом, мы определяем значения искомого решения во всех узлах стенки.

Доказано, что по формуле (9) можно получить приближенное значение решения не при произвольном соотношении шагов h и b , а только в том случае, если $l \leq \frac{h}{2a}$ формула (9), если шаг l по оси t выбрать так, чтобы было:

$$1 - \frac{2a^2 l}{h^2} = 0 \quad \text{или} \quad l = \frac{h^2}{2a^2} \quad (10)$$

в этом случае уравнение (9) принимает вид:

$$U_{i,k} + 1 = \frac{l}{2} (U_{i+1,k} + U_{i-1,k}) \quad (11)$$

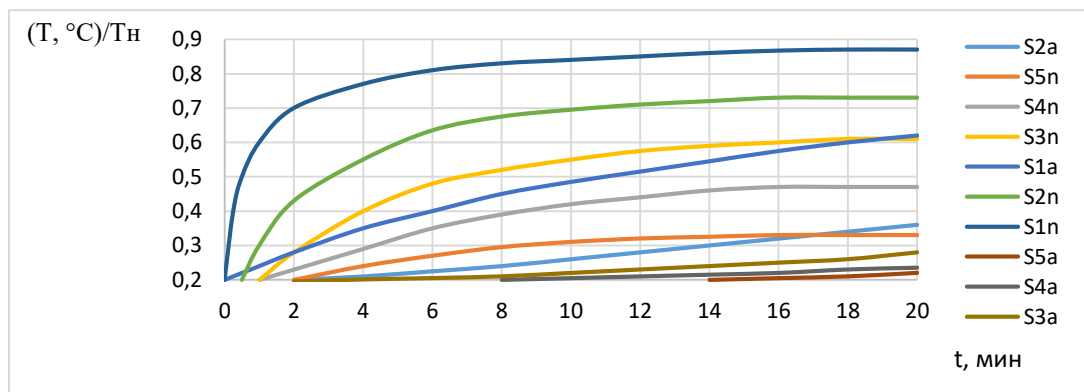


Рис.3. Распределение температуры во времени для различных длин образца где T — температура. S_a —асбестовая порода, S_n —монолит пустой породы, i —показатель увеличения длинны

Данный метод расчета был использован для определения температурного поля в исследуемых нами образцах асбестосодержащих руд, согласно дифференциального уравнению теплопроводности 1. Для решения уравнения (1) была составлена программа расчета на ЭВМ. Результаты расчета представлены на рис.3 и 4.

Определить параметры температуры по длине образцов в разные промежутки времени, длина образцов варьировалась от 1 до 5 см, как видно из графиков температурное поле имеет различные характеристики, как для асбеста, так и для вмещающих пород, что достаточно для анализа содержания асбеста в рудном массиве.

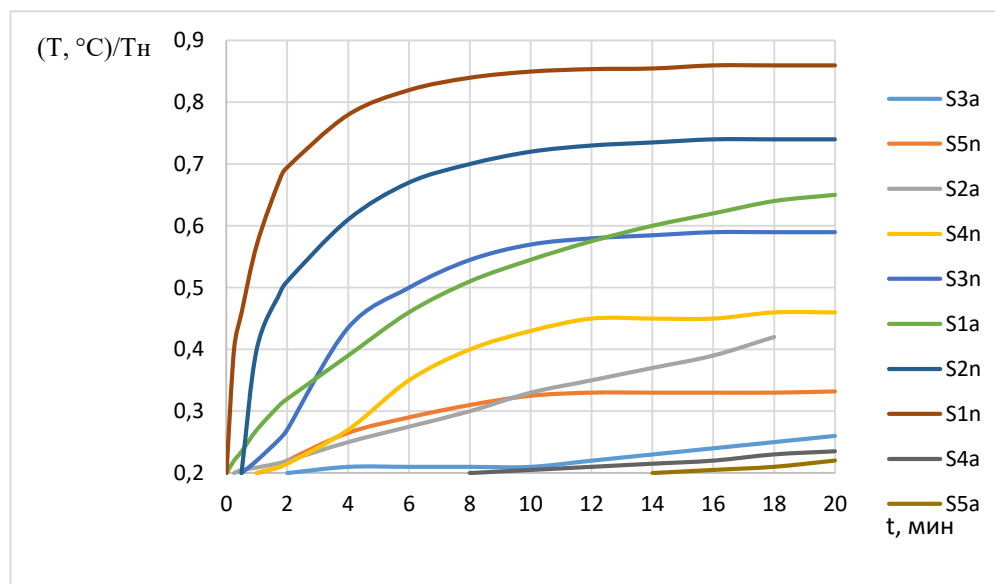


Рис.4. Распределение температуры во времени для различных длин образца. где T - температура. S_{ia} —асбестовая порода, S_{in} —монолит пустой породы, i - показатель увеличения длинны.

Библиографический список

1. Мельников. Н. В. Справочник физических свойств горных пород. Недр-М.-1975.
2. Пискунов А.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Часть 2. Наука-М.-2001.
3. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. Государственное издание физико-механической литературы-М.-1962.
4. Кравец Б. Н. Специальные и комбинированные методы обогащения. М.: Недра, 1986. – 340 с.
5. Ю. В. Смирнов, М. П. Тимофеев, В. А. Кошелев, В. Ю. Смирнов. Исследование теплофизических характеристик теплоизоляционных изделий на основе минеральных волокон. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. “Машиностроение”. 2011.-119-125 с.
6. Исследование изменения температурного поля грунтового массива при воздействии циклическим знакопеременным тепловым потоком (регенерация температурного поля) Сапрыкина Н.Ю., Панов М.Я. Научный журнал строительства и архитектуры. 2018. № 4 (52). С.117-128.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ШАХТ И РУДНИКОВ

Долганов А. В., Потапов В. Я., Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Расходы при эксплуатации водоотливных установок шахт и рудников напрямую зависят от гидрогеологии отрабатываемого месторождения-водопритока, глубины шахты, объема подаваемой в шахту воды на технологические нужды, физико-химических свойств шахтных вод и количества шламов в откачиваемой воде, типа насосов и числа оборотов электродвигателей. С ростом стоимости электроэнергии появляется острая потребность разработки новых энергоэффективных технологий шахтного водоотлива, например, применение быстроходных насосов. По сравнению с тихоходными напор и подача быстроходных насосов всегда выше, что сократит количество агрегатов, элементов запорной арматуры и устройств пуска и автоматизации в насосной камере и значительно уменьшит её габариты. Надежная и экономичная эксплуатация быстроходных насосных агрегатов возможна только при работе на осветленной шахтной воде до величин, требуемых заводами - изготовителями насосного оборудования. Эксплуатация шахтных быстроходных насосов на воде вышеуказанного качества позволит гарантированно избежать значительного роста числа аварийных ремонтов насосов в год, расходов на их проведение, а также больших затрат электроэнергии.

Ключевые слова: водоотливные установки, напор, подача, стоимость центробежных тихоходных и быстроходных насосов, насосная камера.

Расходы при эксплуатации водоотливных установок шахт и рудников напрямую зависят от гидрогеологии отрабатываемого месторождения-водопритока, глубины шахты, объема подаваемой в шахту воды на технологические нужды (закладка, обеспыливание, мойка горнотранспортных машин и т. д.), физико-химических свойств шахтных вод и количества шламов в откачиваемой воде, типа насосов и числа оборотов электродвигателей [1 - 3, 4, 10 - 11].

С ростом стоимости электроэнергии появляется острая потребность разработки новых энергоэффективных технологий шахтного водоотлива. Например, применение высокооборотных насосов по сравнению с низкооборотными (напор - H_n , м, и подача - Q_n , м³/ч, высокооборотных всегда выше) сократит количество агрегатов, элементов запорной арматуры и устройств пуска и автоматизации в насосной камере, что значительно уменьшит её габариты. Надежная и экономичная эксплуатация высокооборотных насосных агрегатов возможна только при работе на осветленной шахтной воде до величин, требуемых заводами - изготовителями насосного оборудования. Эксплуатация шахтных высокооборотных насосов на воде вышеуказанного качества позволит гарантированно избежать значительного роста числа аварийных ремонтов насосов в год, расходов на их проведение, а также больших затрат электроэнергии. Следовательно, возможность применения на шахтном водоотливе высокооборотных насосов с целью снижения значительных капитальных и эксплуатационных расходов не вызывает сомнений и является

актуальной. В связи с этим представляет большой интерес теоретическое обоснование рационального числа оборотов при минимальных годовых эксплуатационных расходах [4, 6 - 9].

Сметную стоимость насосов для шахтного водоотлива определяем по выражению, руб.:

$$C_{\text{нас}} = \left(\frac{Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot \rho \cdot g \cdot \Delta m \cdot n}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{н}}} \right) \cdot n_{\text{на}} \cdot C_{\text{н}}, \quad (1)$$

где ρ – плотность шахтной воды, кг/м³; g – сила тяжести 9,81 кг/мс²; Δm – удельная масса насоса на 1 кВт мощности на валу насоса и число оборотов, кг/кВт·об/мин; n – частота вращения насоса, на шахтном водоотливе применяют как низкооборотные $n_{\text{н}}$, так и высокооборотных $n_{\text{в}}$, об/мин; $\eta_{\text{н}}$ – к. п. д. насоса; $n_{\text{на}}$ – число насосных агрегатов в насосной камере; $C_{\text{н}}$ – удельная сметная стоимость единицы массы насоса, включая транспортные, заготовительские, складские расходы и затраты на монтаж, руб./кг.

В общем случае зависимость Δm от числа оборотов для низкооборотных $n_{\text{н}}$ и высокооборотных $n_{\text{в}}$ насосов можно представить соотношением:

$$\Delta m_{\text{н}} = \left(\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{н}}} \right)^{2,5} \cdot \Delta m_{\text{в}}, \quad (2)$$

При откачивании водопритока шахты одним насосом, в насосной монтируется три насосных агрегата (рабочий, резервный и ремонтный), что соответствует высокооборотных насосам.

При откачивании водопритока шахты несколькими насосами, а потребный напор обеспечивается только последовательным их включением, тогда в насосной необходимо установить:

$$n_{\text{на}} = n_{\text{пос}} \cdot n_{\text{пар}} \cdot 3 = \left(\frac{H_{\text{г}}}{H_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \right) \cdot \left(\frac{24 \cdot Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{н}} \cdot t} \right) \cdot 3 \quad (3)$$

Здесь $n_{\text{пос}}$ и $n_{\text{пар}}$ – число последовательно и параллельно одновременно работающих насосов; $Q_{\text{пр}}$ – часовой приток воды в шахту, м³/ч; t – число часов работы насоса в сутки, час; $H_{\text{г}}$ – геодезическая высота насосной установки, м; $\eta_{\text{тр}}$ – к. п. д. трубопровода.

Стоимость запорной арматуры для насоса является частью стоимости насоса и определяется по выражению, руб:

$$C_{\text{за}} = C_{\text{нас}} \cdot \Delta, \quad (4)$$

где Δ – принимаемый коэффициент 0,22 ÷ 0,32.

Стоимость электродвигателей можно представить функцией мощности, руб:

$$C_{\text{эд}} = \sqrt{N_{\text{дв}}} \cdot k_{\text{эд}} = \sqrt{\frac{Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot \rho \cdot g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{н}}}} \cdot k_{\text{эд}}, \quad (5)$$

где $k_{\text{эд}}$ – коэффициент, зависящий от типа электродвигателя.

Суммарная стоимость электродвигателей насосов, руб.:

$$\Sigma C_{\text{эд}} = C_{\text{эд}} \cdot k_{\text{эд}} = 3k_{\text{эд}} \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot \rho \cdot g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{н}}}} \cdot \frac{24 \cdot Q_{\text{пр}} \cdot H_{\text{г}}}{Q_{\text{н}} \cdot t \cdot H_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (6)$$

Стоимость устройств пуска и автоматизации является частью стоимости электродвигателей и определяется по выражению, руб.:

$$\Sigma C_{\text{упа}} = k_{\text{упа}} \cdot \Sigma C_{\text{эд}}, \quad (7)$$

где $k_{\text{упа}}$ - коэффициент, учитывающий, какую часть составляет стоимость устройств пуска и автоматизации от стоимости электродвигателей, $k_{\text{упа}} = 0,4 \div 0,62$.

Капитальные затраты на сооружение насосной камеры, руб.:

$$C_{\text{кам}} = k_{\text{кам}} \cdot \Delta V_{\text{кам}} \cdot \frac{Q_{\text{пр}} \cdot H_{\text{г}} \cdot n}{\eta_{\text{тр}} \cdot 10^6}, \quad (8)$$

где $k_{\text{кам}}$ - стоимость одного кубометра камеры в свету, руб/м³; $\Delta V_{\text{кам}}$ - удельный объем камеры, отнесенный на 1 м³ часового притока.

Соотношение между удельными объемами насосных камер при использовании однотипных насосов, но с разным числом оборотов, имеет вид, м³:

$$\Delta V_{\text{кам}_{\text{н}}} = \left(\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{н}}} \right)^{1,32} \cdot 1,42 \cdot \Delta V_{\text{кам}_{\text{в}}}, \quad (9)$$

Затраты на ремонт насосов подсчитываем по формуле, руб.:

$$C_{\text{рем}} = N_{\text{рем}} \cdot \left(\frac{n_{\text{на}}}{3} \right) \cdot k_{\text{рем}}, \quad (10)$$

где $k_{\text{рем}}$ - стоимость ремонта одного насоса, руб; $N_{\text{рем}}$ - число ремонтов; $n_{\text{на}}$ - число агрегатов в насосной.

Отношение необходимого числа ремонтов высокооборотных насосов $N_{\text{рем}_{\text{в}}}$ к числу низкооборотных насосов $N_{\text{рем}_{\text{н}}}$:

$$\frac{N_{\text{рем}_{\text{в}}}}{N_{\text{рем}_{\text{н}}}} = \frac{1 - W_{\text{в}}}{1 - W_{\text{н}}} \cdot \left(\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{н}}} \right)^{2,2} \cdot \left(\frac{Q_{\text{в}}}{Q_{\text{н}}} \right), \quad (11)$$

где W - величина осветления шахтной воды; $Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{н}}$ - подача, м³/ч и скорость вращения высокооборотного и низкооборотного насосов, $n_{\text{в}}$ и $n_{\text{н}}$, об/мин.

Стоимость электроэнергии потребляемой насосными агрегатами за год, определяется по выражению, руб.:

$$C_{\text{ээг}} = k_{\text{с}} \cdot \frac{Q_{\text{н}} H_{\text{н}} \rho g}{3600 1000 \eta_{\text{н}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{эд}} \eta_{\text{эс}}} \cdot (n_{\text{н}} T_{\text{н}} N_{\text{н}} + n_{\text{м}} T_{\text{м}} N_{\text{м}}) \cdot c_{\text{ээ}}, \quad (12)$$

где $k_{\text{с}} = 1,05 \div 1,2$ - коэффициент, учитывающий расход электроэнергии на сушку электродвигателей, освещение и т. д.; $c_{\text{ээ}}$ - оплата за 1 кВт·ч электроэнергии с учетом стоимости 1 кВт установленной мощности электродвигателя, руб.; $\eta_{\text{эд}}$ - к. п. д. электродвигателя; $\eta_{\text{эс}} = 0,95 \div 0,97$ - к. п. д. электрической сети шахты; $n_{\text{н}}$, $n_{\text{м}}$ - число насосов; $T_{\text{н}}$, $T_{\text{м}}$ - число часов работы насосов; $N_{\text{н}}$, $N_{\text{м}}$ - число суток в год для откачивания нормального и максимального водопритоков.

В заключение следует отметить, что критерием эффективности

эксплуатации высокооборотных насосов является функция ограничения плотности откачиваемой шахтной воды до величины $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, что возможно обеспечить путем полного её осветления. Тогда, следуя данному утверждению, в качестве целевой функции при дальнейшем проектировании могут выступать как энергоёмкость процесса осветления, так и любые другие параметры, обоснованно включенные в систему ограничений. В настоящий момент ведутся исследования по моделированию рабочих процессов осветления шахтных вод, с целью выбора их рациональных параметров.

Библиографический список

1. Тимухин С. А., Угольников А. В., Долганов А. В. Проблемы проектирования и эксплуатации комплексов шахтного водоотлива // Известия Уральского государственного горного университета (научно-технический журнал). - 2014. - № 3 (35). - С. 68 - 73.
2. Тимухин С. А., Александров В. И., Махараткин П. Н. К вопросу обоснования инновационных подходов к проектированию комплексов главного шахтного водоотлива // Горное оборудование и электромеханика. - 2018. - № 1 (135). - С. 44 - 46.
3. Овчинников Н. П. Экспериментальные исследования влияния гидроабразивного износа различной степени элементов рабочего колеса на вибрационное состояние электронасосного агрегата // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2018. - № 1. - С. 158 - 165.
4. Ротте А. Е. Испытание насосных установок. – М.: Недра, 1987. - 158 с.
5. Александров В. И., Авксентьев С. Ю., Махараткин П. Н. Энергоэффективность систем шахтного водоотлива // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). - 2017. - № 2. - С. 253 - 268.
6. Verichev S. N., Mishakin V. V., Nuzhdin D. A., Razov E. N. Experimental study of abrasive wear of structural materials under the high hydrostatic pressure // Ocean Engineering. 2015. Vol. 99. P. 9 – 13.
7. Kränzler T., Arola R. Improving pump materials for harsh environments // Sulzer Technical Review. 2013. Vol. 2. P. 10–12.
8. Ramkrishna Dandapat, Arghhya Deb. A probability based model for the erosive wear of concrete by sediment bearing water // Wear. 2016. Vol. 350. Pr. 166-181.
9. Kesler R. Considerations is selecting a positive displacement slurry pump // Mining World. 2016. Vol. 13. Iss. 4. P. 34–37.
10. Попов В. М. Водоотливные установки: Справочное пособие. – М.: Недра, 1990. - 254 с.
11. Анциферов С. А., Усманова Е. А. Анализ влияния внутренней коррозии на эксплуатацию трубопроводов // Вестник НГИЭИ. 2015. № 6. С. 5–10.

МЕХАНИЗИРОВАННАЯ ПРОХОДКА ШАХТНЫХ СТВОЛОВ

Ахлюстина Н. В., Белобородова К. С.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Механизированная проходка шахтных стволов – это комплекс технологий, машин и методик, направленных на создание вертикальных или наклонных горизонтальных проходимых стволов в горных условиях с использованием механизированного оборудования. Цели процесса – обеспечить доступ к рудным телам, вентиляцию, подъём и спуск людей и материалов. Современная механизация повышает скорость работ, снижает затраты и улучшает безопасность.

Механизация проходки развивалась по мере усложнения горных работ и роста глубин эксплуатационных горизонтов. Переход от ручного труда и простейших буров к комплексным проходческим машинам позволил существенно увеличить глубину и диаметр возводимых стволов.

В зависимости от назначения стволов (транспортные, вентиляционные, подъёмные, инспекционные), выбирается метод проходки. Большую роль при этом играют и геологические условия: характер пород (скальная, рассыпчатая, пластичная), наличие трещиноватости, воды и минерализации. Перечисленные выше факторы определяют и выбор оборудования, схему крепления и меры безопасности. Геодезическая и геотехническая съёмка являются неотъемлемой частью подготовки [1].

Применение всё более сложной техники повышает требования к квалификации персонала: операторы, сервисные бригады, специалисты по безопасности должны пройти специальную подготовку и аттестацию. Система управления персоналом и регламенты работ критически важны для эффективности и безопасности. Продолжающаяся **цифровизация**, применение **автоматизации** и **робототехники**, использование новых материалов и энергосберегающих решений делают механизированную проходку более гибкой и эффективной при работе в сложных геологических условиях.

Преимуществами механизации являются: скорость, экономичность, безопасность, качество и точность.

При проходке шахтных стволов применяются буровые комплексы вертикальные и роторные; напорные насосы для водоотлива; установки для механизированной подачи и удаления породы; монтажные комплексы для установки бетонных колец; мобильные вентиляционные установки; дистанционно управляемые роботы и манипуляторы; системы мониторинга состояния стенок ствола и крепления. Автоматизация и дистанционное управление проходческими комплексами осуществляется с помощью датчиков и систем предиктивного обслуживания (IoT, Big Data) для снижения простоев. Для инспекций и операций в опасных зонах используется робототехника.

Механизированная проходка шахтных стволов обеспечивает быстрее, экономичное и более безопасное сооружение выработок по сравнению с традиционными ручными и малоавтоматизированными методами. Правильный выбор технологий, адекватный анализ геологических условий, качественное обслуживание техники и обучение персонала являются ключами к успешной реализации проектов. Инвестиции в современные механизированные комплексы окупаются за счёт роста производительности, снижения рисков и улучшения экологической и производственной безопасности.



Рис. 1 Стволопроходческий агрегат АСП-7,0

Отвечая на возникшие вызовы, ООО «Скуратовский опытно-экспериментальный завод» совместно с ООО «ОГСК-Шахтспецстройпроект» разработал стволопроходческие агрегаты АСП-7,0 и АСП-8,0. В период с 2011 по 2015 годы на калийных рудниках на Верхнекамском и Гремяченском месторождениях с их помощью велось строительство шахтных стволов. Эти агрегаты хорошо зарекомендовали себя при проходке стволов по породам с пределом прочности на одноосное сжатие до 35 МПа [2]. Однако уже сейчас очевидна тенденция развития рынка стволопроходческих машин в направлении разработки и внедрения машин для проходки стволов по породам более высокой прочности [3].



Рис. 2 Стволопроходческий комбайн типа СПКВ

Стволопроходческие комбайны типа СПКВ предназначены для ведения проходческих работ при сооружении вертикальных шахтных стволов. Одновременно ведётся монтаж бетонной или комбинированной тюбинго-бетонной крепи с использованием механизированного разрушения и отгрузки породы.

Библиографический список

1. Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых. Обогачительные процессы: учебник для вузов. В 2 т. // Т. 1. – М.: Московский государственный горный университет, 2006. – 417 с.
2. Латышев О.Г. Физика горных пород: учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки "Горное дело" / Латышев О. Г., Казак О. О. — Екатеринбург: Уральский гос. горный ун-т, 2013. — 276 с.: ил., табл.: 21 см.; ISBN 987-5-8019-0295-1
3. Антипов Юрий, Аверин Евгений, Антипов Виктор, Костенко Виталий. Решения для механизированной проходки шахтных стволов. Журнал Добывающая промышленность, №4, 2025

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ГОРНОЙ ПОРОДЫ В ПРОСТРАНСТВЕ ФРИКЦИОННОГО СЕПАРАТОРА

Архипов М. В., Потапов В.Я., Волков Е. Б.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Добыча асбеста для товарных целей осуществляется преимущественно автоматизированным способом, с минимальным привлечением ручного труда. Хотя существует множество теоретических подходов к извлечению асбеста из руды, лишь ограниченное число из них получило практическое применение. Формирование математической модели – это фундаментальный и первоочередной этап. Решение задачи без такой модели является необоснованным. Для разделения асбестовой руды применяется барабанный сепаратор. Суть метода заключается в том, что частицы, падая на барабан, отскакивают под воздействием сил упругости и трения. Моделирование этого явления в программном обеспечении является одной из наиболее трудоемких задач, поскольку требует учета большого числа переменных, определяющих движение частицы.

Ключевые слова: математическая модель фрикционного сепаратора, наклонная плоскость сепаратора, барабанный сепаратор, разделение асбеста, барабанно-полощный сепаратор, упругие и фрикционные характеристики горной породы.

Для увеличения содержания полезных веществ в асбестовой руде обычно применяют гравитационные методы. Среди них – вакуумная обработка, сепарация, а также (в отдельных случаях) разделение на наклонных поверхностях [1].

Метод разделения на наклонных плоскостях базируется на различии в трении и упругости между асбестовыми волокнами и частицами вмещающих пород. Когда смесь волокон и породы движется по наклонной поверхности, происходит их отделение друг от друга. Плоские волокна асбеста скользят медленно и падают недалеко от края плоскости, а округлые зёрна пустой породы скатываются быстро и из-за инерции оказываются значительно дальше [2].

Одним из методов разделения асбестовой руды является использование барабанного сепаратора. В этом методе ключевую роль играет процесс падения частицы на барабан и её последующий отскок, который происходит под действием сил упругости и трения. Моделирование этого процесса является одной из самых сложных задач в программе, так как необходимо учесть множество факторов, влияющих на траекторию и скорость движения частицы.



Рис. 1 Схема падения частицы
слева от оси барабана

При моделировании важно определить координату падения частицы на барабан x' и сравнить её с координатой центра барабана a . Если координата x' меньше координаты a , то вычисления проводятся по определённому алгоритму (см. рис. 1).

В зависимости от того, как частица падает на барабан относительно нормали (перпендикуляра к поверхности барабана в точке падения), возможны два основных случая: 1. частица падает слева от нормали; 2. частица падает справа от нормали.

Каждый из этих случаев требует отдельного рассмотрения и расчёта, поскольку направление падения влияет на угол отскока и дальнейшую траекторию движения частицы. На результат также могут влиять следующие факторы:

- физические свойства частицы (масса, форма, размер);
- скорость и угол падения;
- характеристики поверхности барабана (шероховатость, материал);
- сила трения и коэффициент упругости.

Учёт всех этих параметров позволяет повысить точность моделирования процесса разделения и оптимизировать работу барабанного сепаратора.

Углы между вектором скорости и нормалью к точке падения α и α_1 определяются согласно выражениям: $\alpha = 90^\circ - \gamma - \varphi'$ и $\alpha_1 = \gamma_1 + \varphi' - 90^\circ$ соответственно, где γ – угол между вектором скорости падения и горизонтом, φ' – центральный угол между вертикальной осью барабана и нормалью к точке падения. Далее объединим оба варианта в одно выражение:

$$\alpha = 90^\circ - \varphi' - \gamma. \quad (1)$$

Выражение (1) даёт возможность определить с какой стороны от нормали прошёл вектор скорости падения частицы.

В случае падения частицы справа от оси барабана (см. рис. 2) угол падения частицы рассчитывается согласно выражению:

$$\alpha = 90^\circ - \gamma + \varphi'. \quad (2)$$

Скорость отскока (послеударная скорость) частицы определим выражением:

$$U = \sqrt{(\lambda v_b - (1 - \lambda)v \sin \alpha)^2 + (kv \cos \alpha)^2}, \quad (3)$$

где $v_b = \omega R$ – линейная скорость вращения барабана; ω – угловая скорость барабана; R – радиус барабана; λ – коэффициент мгновенного трения частицы; v

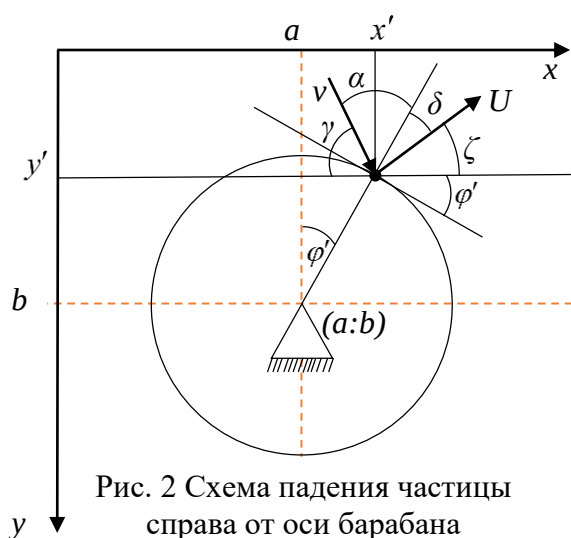


Рис. 2 Схема падения частицы справа от оси барабана

– скорость падение частицы на поверхность барабана; k – коэффициент восстановления при ударе. Следует отметить, что в случае совпадения направления вектора скорости падения частицы с направлением вектора линейной скорости вращения барабана в выражение (3) необходимо внести изменения: в первом слагаемом вместо квадрата разности будет квадрат суммы. Далее определим тангенс угла отскока частицы:

$$-tg\delta = \frac{\lambda v_b - (1-\lambda)v \sin \alpha}{-kv \cos \alpha}, \quad (4)$$

где δ – угол между направлением отскока частицы (вектора послеударной скорости) и нормалью в точке падения. На основании выражения (4) возможно определить величину угла отскока. Знак углов α и δ зависит от взаимного расположения векторов скорости падения и скорости отскока относительно нормали: если указанные векторы лежат по одну сторону от нормали, то углы α и δ будут иметь одинаковый знак, в случае, когда векторы расположены по разные стороны от нормали, знаки углов α и δ будут различаться.

Для определения траектории движения частицы после её отскока от поверхности барабана необходимо знать направление вектора послеударной скорости, а именно: угол его наклона к горизонтальной плоскости. В случае, если частица после отскока движется в правую полуплоскость относительно барабана, угол между вектором скорости отскока (послеударная скорость) и горизонтальной осью рассчитывается согласно выражению:

$$\zeta = \gamma + \alpha + \delta - 180^\circ. \quad (5)$$

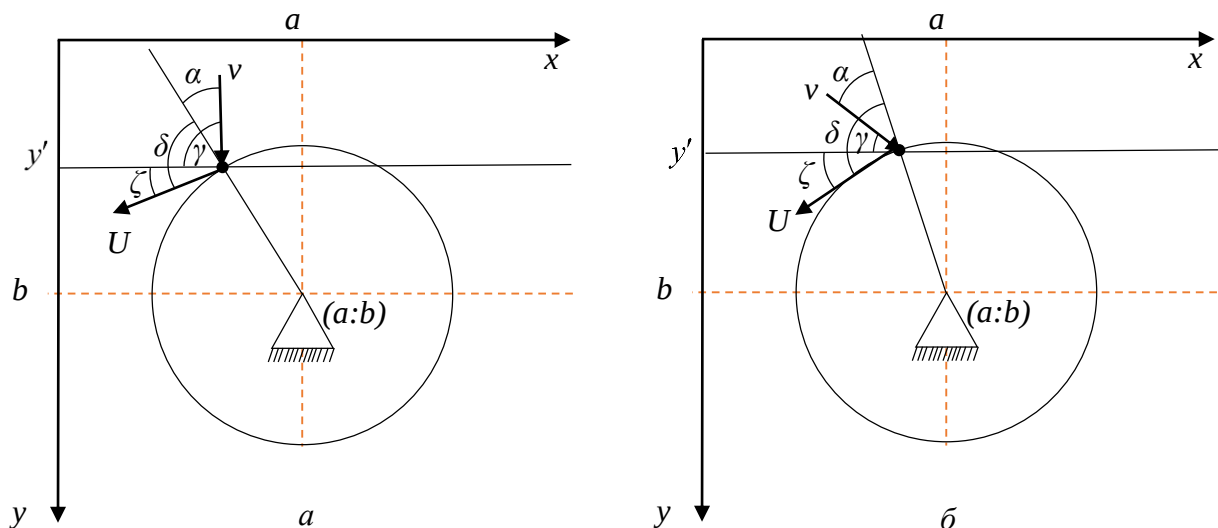


Рис. 3 Схема падения частицы слева от оси барабана.

а) $\delta < 90^\circ$; б) $\delta > 90^\circ$

В этом случае все величины углов берутся со своими знаками, а координаты дальнейшего движения частицы до достижения ее предельного

значение $Y_{\text{пред}}$ рассчитываются аналогично как при расчете движение частицы после «трамплина» [3], причем, если $\gamma + \alpha + |\delta| < 90^\circ$, то для расчёта траектории движения берём отрицательные корни уравнения, в противном случае – положительные.

При падении частицы левее оси барабана при угле $\delta < 90^\circ$ (см. рис. 3) угол между вектором послеударной скорости и горизонтом $\zeta = \alpha - \gamma + |\delta|$, а при $\delta > 90^\circ$ $\zeta = |\delta| - \gamma - \alpha$.

Основным результатом разработки представленной выше математической модели является определение координат траектории движения частицы – от точки выхода с «трамплина» до достижения предельного значения координаты $Y_{\text{пред}}$. Полученная модель позволяет количественно описать кинематику движения частицы, учитывая ее упругие и фрикционные характеристики.

Результаты моделирования предоставляют возможность осуществлять прогнозирование поведения частиц, обладающих различными физико-механическими характеристиками, что, в свою очередь, позволит определить оптимальные режимные и конструктивные параметры сепаратора.

Библиографический список

1. Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых. Обогачительные процессы: учебник для вузов. В 2 т. // Т. 1. – М.: Московский государственный горный университет, 2006. – 417 с.
2. Щедринский М. Б., Волегов А. В., Мюллер Э. К. обогащения асбестовых руд // Государственное научно-техническое издательство литературы по горному делу, Москва 1962. – 239 с.
3. 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. В сборнике: Математическое моделирование механических явлений. Материалы Всероссийской научно-технической конференции. Памяти доцента Г. Э. Вебера. Екатеринбург, 2023. С. 21-31.

АВТОМАТИЗАЦИЯ И РОБОТИЗАЦИЯ ГОРНОДОБЫВАЮЩЕЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ. БЕСПИЛОТНЫЕ САМОСВАЛЫ

Барабанов Д. В., Шестаков А. А., Чучманова Л. Д.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Горнодобывающая промышленность относится к числу ключевых отраслей, которые претерпели кардинальные изменения – в большинстве случаев, в сторону внедрения робототехники и автоматизации. Традиционно горная отрасль ассоциировалась с трудоёмкими процессами, высокими операционными затратами и серьёзными рисками для безопасности. Однако передовые роботизированные технологии в значительной степени изменили облик горнодобывающих операций, способствуя повышению эффективности, производительности и уровня безопасности.

Согласно отчёту, подготовленному Deloitte, роботизированные системы способны повысить производительность в горнодобыче до 25% и одновременно сократить затраты на техническое обслуживание до 10%.

Месторождения, на которых произошло внедрение автоматизации и роботизации, продемонстрировали рост производительности оборудования на 30% и существенное снижение воздействия опасных условий на работников. Настоящая статья посвящена ключевой роли роботизации в оптимизации горнодобывающих операций. Мы рассмотрим технологические достижения, способствующие этим изменениям, проанализируем, как робототехника повышает эффективность и производительность, а также обсудим значительные достижения в области безопасности, достигнутые благодаря автоматизации. На основе практических примеров и отраслевой статистики мы стремимся дать всестороннее представление о том, как роботизация формирует будущее горной промышленности.

Одним из наиболее значимых достижений стало внедрение **систем автономной транспортировки (AHS)**.

Беспилотные самосвалы – сравнительно новый вид техники, подразумевающий роботизированное управление транспортом при выполнении разных видов работ. Такие грузовики способны решать разные задачи без участия человека или управляться дистанционно с кабины, которая находится в другом месте.

Беспилотное управление становится возможным благодаря применению спутниковой навигации, а также замене механических связей электрическими. В таких машинах появились интеллектуальные системы управления и проверки, а весь процесс проводится в общем информационном пространстве.

В роботизированных самосвалах вместо кабины для водителя установлен интеллектуальный модуль. Благодаря такой компьютеризации, можно использовать транспорт в круглосуточном режиме и тем самым повысить его эффективность.

С ростом спроса на роботизированные системы появляется все больше техники, способной работать без участия водителя. В список входит Белаз-7513R, Caterpillar 793F, Komatsu IAHV, Scania AXL, Volvo HX2, Камаз Neo 5490, и он продолжает пополняться.

Особенностью Белаз-7513R является возможность движения по «челночному» принципу. Это позволяет снизить расходы на износ и на 12% уменьшить время маршрута.

Работа роботизированной техники построена на базе применения следующих технологий:

- GPS и Глонасс;
- ультразвуковые датчики;
- лидары и радары;
- оптическая электронная система.

В комплексе все эти устройства гарантируют максимальную точность работы транспорта. Средняя погрешность не превышает 10 мм. При этом данные о ситуации отправляются к оператору, который сидит в отдельном помещении и контролирует процесс. При этом под контролем одного человека может находиться три-четыре таких машины.



Рис.1 Беспилотный самосвал Komatsu IAHV

К главным особенностям машины стоит отнести:

- Полноприводное шасси, в котором все колеса являются управляемыми.
- Возможность перемещения челночным ходом с идентичной скоростью, что уменьшает необходимость часто делать развороты. Также экономится время на загрузке и разгрузке.

- Отказ от применения кабины, что позволил использовать все 15 метров самосвала для выполнения работы.
- Применение дизельного мотора Камминз QSK 70 с мощностью 2700 «лошадей».
- Трансмиссия с четырьмя электрическими моторами GE 150 AC, а также генератором GE 240.
- Отдельное управление каждого колеса по развороту или вращению. Благодаря этой особенности, удалось свести к минимуму радиус поворота до 15,9 м.



Рис. 2 Беспилотный самосвал Scania AXL

К особенностям этой техники стоит отнести отсутствие кабины, что позволяет на 100% задействовать имеющуюся рабочую площадь транспортного средства. Также в основе техники положен модульный принцип, который уже доказал свою эффективность.

Управление осуществляется, благодаря взаимной работе следующих элементов:

- видеокамеры;
- лидары и радары;
- приемники GPS.

При выполнении заданий грузовой автомобиль Scania AXL получает команду от главного блока. В дальнейшем между системами происходит взаимный обмен информации, что позволяет корректировать движение в случае необходимости.

Беспилотные самосвалы предлагают крупным корпорациям, работающим в горнодобывающей сфере, множество преимуществ. К основным можно отнести:

- Более высокая точность работы.
- Отсутствие проблем с плохой видимостью.
- Возможность работы 24/7 без усталости и перерывов на обед.
- Исключение человеческого фактора, который нередко становится причиной ошибок и аварий.
- Способность точно повторять траекторию движения, вплоть до 10 мм.
- Отсутствие страха при выполнении работ на горных развязках в условиях снега и дождя, где любая ошибка может привести к трагедии.
- Снижение количества несчастных случаев и т. д.

Не удивительно, что многие компании внедряют беспилотную технику и стараются заменить ей хотя бы часть своего автопарка. При этом результаты видны в первые месяцы работы. Владельцы отмечают экономию на топливе и оплате труда, а также реальное повышение эффективности работы. Также снижается время окупаемости техники.

Опыт применения показал, что применение беспилотных самосвалов позволяет добиться следующих результатов:

- Рост производительности – 10-20 процентов.
- Снижение потребления горючего – 10-15 процентов.
- Уменьшение затрат на техобслуживание – около 8 процентов.
- Меньший износ резины – от 5 до 15 процентов.

При этом коэффициент применения транспорта повышается на 10-20%.

Но нельзя забывать и о ряде проблем, связанных с внедрением роботизированной техники.

Сюда относится необходимость обучения персонала для контроля и обслуживания таких грузовиков, переоборудование рабочего пространства, а также правовые вопросы, связанные с безопасностью выполнения работ. Вот почему при оценке эффективности нужно учитывать все нюансы, а не только потенциальную выгоду от внедрения беспилотных самосвалов.

Библиографический список

1. Я – робот. Автоматизация это Будущее Горнодобычи [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://k-mine.com/ru/statyi/ya-robot-avtomatizatsiya-eto-budushhee-gornodobychi/>
2. Беспилотные самосвалы для работы в карьерах [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://perevozka24.com/pages/bespilotnye-samosvaly-dlya-raboty-v-karerah>

ОЦЕНКА ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ ОДНО И ДВУХПОТОЧНЫХ НАСОСОВ

Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И., Костюк П. А., Соколов Р. В.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Объектами, рассматриваемыми в статье, являются шахтные секционные центробежные насосы. Приводится сравнительная оценка функциональной надежности однопоточных насосов типа ЦНС и, в настоящее время находящихся в разработке, двухпоточных типа ЦНСД. На основе их гидравлических схем и условий эксплуатации получены зависимости их теоретической, конструктивной, технологической и эксплуатационной надежности. Теоретическая или функциональная надежность представляется как надежность последовательно соединенных элементов: конструктивная надежность, надежность комплектующих материалов, надежность технологического процесса изготовления насоса, эксплуатационная надежность. В расчет конструктивной надежности вошли показатели надежности основных элементов насосов, такие как: вал, рабочие колеса, уплотнения, направляющие аппараты, разгрузочное устройство. На основе формулы конструктивной надежности сделан предварительный вывод о том, что теоретическая надежность двухпоточного секционного центробежного насоса выше, чем у однопоточного, т. к. в его конструкции отсутствует устройство для разгрузки осевых сил. При рассмотрении надежности технологического процесса приводится предположение о равенстве ее показателей у однопоточных и двухпоточных насосов, т. к. одной из особенностей насоса ЦНСД является то, что технологический процесс его изготовления практически не отличается от процесса изготовления однопоточных насосов ЦНС. При рассмотрении эксплуатационной надежности делается вывод о том, что этот показатель будет выше у насосов ЦНСД в связи с отсутствием в схеме самого ненадежного элемента – разгрузочного устройства, срок службы которого составляет в среднем 200 часов. На основе всего вышеперечисленного получена зависимость функциональной надежности насоса ЦНСД от аналогичного показателя насоса ЦНС.

Ключевые слова: функциональная надежность, оценка, однопоточные насосы, двухпоточные насосы.

На основе стохастической природы отказов горных машин и оборудования проведем сравнительную оценку функциональной надежности вновь создаваемых шахтных центробежных двухпоточных насосов ЦНСД [1, 2, 3] с учетом их гидравлической схемы и условий эксплуатации. Критерием надежности сравниваемых насосов, в рамках нашей задачи, будем считать обеспечение показателей напора H , расхода Q и к.п.д. η в области промышленного использования. При этом любое отклонения от этой области будет считаться отказом системы.

На рис. 1, 2 приведены гидравлические схемы выпускаемых в настоящее время промышленностью однопоточных секционных насосов типа ЦНС и разрабатываемых двухпоточных – типа ЦНСД.

Согласно схем, приведенных на рисунках 1 и 2, теоретическая надежность сравниваемых насосов, как систем с последовательным соединением элементов может быть представлена следующим образом:

$$P_{\phi(t)} = P_{\kappa(t)} \cdot P_{\kappa.м(t)} \cdot P_{m.n(t)} \cdot P_{э(t)}, \quad (1)$$

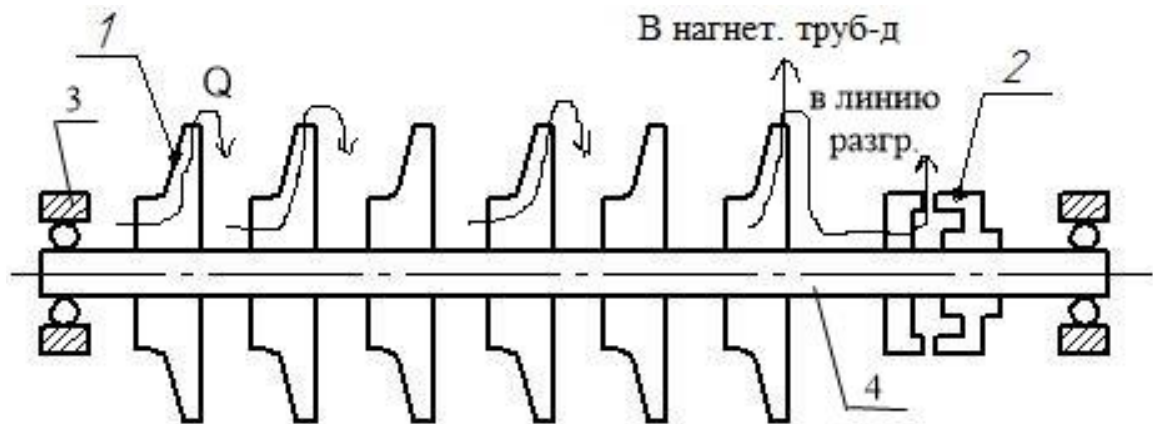


Рис. 1 – гидравлическая схема насоса ЦНС.
1 – рабочее колесо, 2 – разгрузочный диск, 3 – подшипники,
4 – вал. Q – подача насоса.

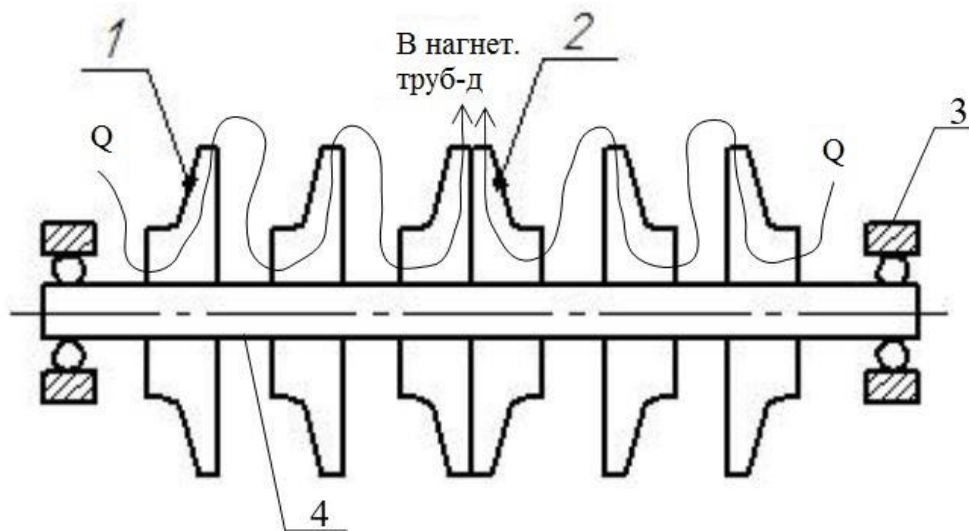


Рис. 2 – гидравлическая схема насоса ЦНСД.
1 – рабочее колесо, 2 – рабочее колесо двухстороннего
всасывания, 3 – подшипники, 4 – вал. Q – подача насоса.

где $P_{\phi(t)}$ - общая теоретическая надежность;
 $P_{\kappa(t)}$ - конструктивная (теоретическая) надежность;
 $P_{\kappa.м(t)}$ - надежность или бездефектность комплектующих материалов и изделий;
 $P_{m.n(t)}$ - показатель надежности технологического процесса изготовления насоса;
 $P_{э(t)}$ - эксплуатационная надежность, отражающая способность насоса поддерживать рабочие параметры.

Одной из особенностей насоса ЦНСД является то, что технологический процесс его изготовления практически не отличается от процесса изготовления однопоточных насосов ЦНС. В двухпоточном насосе также присутствуют рабочие колеса, направляющие аппараты, всасывающие крышки, секция нагнетания и т.д. Поэтому показатель надежности технологического процесса $P_{m.n.(t)}$ не подлежит рассмотрению (в условиях нашей задачи). Далее мы будем руководствоваться следующей формулой:

$$P_{\phi(t)} = P_{\kappa(t)} \cdot P_{\kappa.m(t)} \cdot P_{\varepsilon(t)} \quad (2)$$

Исходя из гидравлических схем сравниваемых насосов, конструктивная надежность насосов ЦНС и ЦНСД будет выглядеть следующим образом:

$$P_{\kappa.ЦНС(t)} = P_{p.\kappa(t)} \cdot P_{\varepsilon(t)} \cdot P_{n.a.(t)} \cdot P_{ynл.(t)} \cdot P_{n.(t)} \cdot P_{p.y.(t)}; \quad (3)$$

$$P_{\kappa.ЦНСД(t)} = P_{p.\kappa(t)} \cdot P_{\varepsilon(t)} \cdot P_{n.a.(t)} \cdot P_{ynл.(t)} \cdot P_{n.(t)}, \quad (4)$$

где $P_{p.\kappa(t)}$ - показатель надежности рабочих колес;

$P_{\varepsilon(t)}$ - показатель надежности вала насоса;

$P_{n.a.(t)}$ - показатель надежности направляющих аппаратов;

$P_{ynл.(t)}$ - показатель надежности уплотнений;

$P_{n.(t)}$ - показатель надежности подшипников;

$P_{p.y.(t)}$ - показатель надежности разгрузочного устройства.

Зная, что надежность системы зависит от количества последовательно соединенных в ней элементов, можно сделать предварительный вывод о том, что теоретическая надежность двухпоточного секционного центробежного насоса выше, чем у однопоточного, т. к. в его конструкции отсутствует устройство для разгрузки осевых сил.

Надежность выбранных при конструировании материалов и комплектующих изделий зависит от их бездефектности, точности размеров и технологичности обработки.

Общая функциональная надежность насосов значительно повышается, если ввести контроль качества материалов и комплектующих изделий, т. к. при этом формируется технологическая система с параллельно действующими операциями [4, 5].

Вероятность поставки комплектующих материалов без дефектов:

$$P_{\kappa.m(t)} = 1 - \beta, \quad (5)$$

где β - риск потребителя.

Надежность контроля комплектующих материалов:

$$P_{\kappa.m(t)} = P_{n(t)} \cdot P_{m(t)}, \quad (6)$$

где $P_{n(t)}$ - вероятность попадания материала с дефектом в объем контролируемой выборки, т. е. выборочная достоверность;

$P_{м(t)}$ - вероятность выявления дефектного материала в объёме выборки, т. е. достоверность метода контроля.

При низком уровне дефектности $q \leq 0,1$ и $n \leq 0,1 \cdot N$ к распределению $P_{n(t)}$ может быть применим закон Пуассона. Достоверность метода $P_{м(t)}$ должна определяться при дальнейшем использовании материалов:

$$P_{м(t)} = 1 - \frac{N_{деф}}{N_{к}}, \quad (7)$$

где $N_{деф}$ - объем изделий с дефектами, в процессе изготовления и эксплуатации насоса;

$N_{к}$ - объем выборки при контроле.

Исходя из описанной системы формирования надежности контроля качества комплектующих материалов, определим формулу для ее расчета:

$$P_{к.м(t)} = \prod_{j=1}^n [1 - (1 - P_{kj(t)})], \quad (8)$$

где $P_{kj(t)}$ - надежность контроля каждого из применяемых комплектующих материалов насоса. Она определяется по следующей формуле:

$$P_{kj(t)} = \prod_{i=1}^n [1 - (1 - P_{ki(t)})], \quad (9)$$

где $P_{ki(t)}$ - надежность i -ой контрольной операции.

Предположим, что насос ЦНСД будет изготавливаться из таких же материалов, что и насос ЦНС, но в связи с отсутствием разгрузочных устройств количество комплектующих материалов будет меньше. Проанализировав формулы (8) и (9) можно сделать предварительный вывод, что показатель $P_{к.м(t)}$ для насосов ЦНСД будет выше.

Эксплуатационная надежность выглядит как последовательное соединение безотказной работы основных элементов конструкции, что приводит к отказу всего насоса при отказе одного из элементов. Безотказность каждого элемента определяется по закону нормального распределения, т. к. нему используется для описания систем, подверженных постепенному действию износа [5, 6, 7, 8].

Согласно нормальному закону распределения можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях с уменьшением средней наработки на отказ уменьшается значение безотказной работы элементов насоса [9, 10, 11, 12]. Из опыта эксплуатации известно, что самым ненадежным элементом конструкции шахтных секционных центробежных однопоточных насосов является разгрузочное устройство. При этом, надежность всей системы (насоса) всегда ниже надежности самого ненадежного элемента. Средняя наработка на отказ разгрузочного устройства зачастую не превышает 200 часов в зависимости от загрязнённости шахтной воды [13, 14, 15]. Этот элемент конструкции значительно снижает общий показатель эксплуатационной надежности

однопоточного насоса. В двухпоточном насосе ЦНСД такой элемент отсутствует, а разгрузка осевой силы осуществляется самым совершенным способом – симметричным расположением рабочих колес.

Подставив всё вышеперечисленное в формулу (2), после соответствующих преобразований получим:

$$P_{ф.ЦНСД} = \frac{P_{ф.ЦНС} \cdot P_{к.м.ЦНСД}}{P_{т.р.у.} \cdot P_{э.р.у.} \cdot P_{к.м.ЦНС}} \cdot \quad (10)$$

На основе этой зависимости для любых условий может быть дана количественная оценка функциональной надежности, создаваемых в настоящее время двухпоточных секционных насосов, предназначенных для замены однопоточных насосов, надежность которых с учетом их многолетней эксплуатации всесторонне установлена. Рассмотрим несколько примеров расчета показателя функциональной надежности насоса ЦНСД. Данные расчетов занесены в табл. 1.

Табл. 1

Данные расчета функциональной надежности насоса ЦНСД

Вариант	$P_{ф.ЦНС}$	$P_{к.м.ЦНСД}$	$P_{к.м.ЦНС}$	$P_{т.р.у.}$	$P_{э.р.у.}$	$P_{ф.ЦНСД}$
1	0,85	0,9	0,89	0,99	0,9	0,96
2	0,9	0,97	0,96	0,99	0,95	0,967
3	0,95	0,97	0,96	0,99	0,99	0,98

В таблице приведены наиболее вероятные значения показателей надежности одно- и двухпоточных насосов с разными вариантами входного контроля: 1- низкий уровень входного контроля; 2,3 – нормальный уровень входного контроля. Проанализировав значения в табл. 1, мы видим, что теоретическая функциональная надежность двухпоточных насосов выше чем у однопоточных, в среднем, на 3-11 %. Однако, необходимо уточнение составляющих значений формулы (10) в каждом конкретном случае ее применения.

Библиографический список.

1. Тимухин С. А. О разработке шахтных центробежных секционных двухпоточных насосов/ Тимухин С. А., Долганов А. В., Попов Ю. В., Чураков Е. О., Ислентьев А. О., Торопов Э. Ю // Известия УГГУ. 2014. №2(34).

2. Долганов А. В. Анализ эффективности разгрузочных устройств шахтных центробежных секционных насосов/ Долганов А. В., Чураков Е. О., Ислентьев А. О., Торопов Э. Ю.// Известия УГГУ. 2014. №2(34). С 31-34.

3. Долганов А. В. Шахтные, центробежные, секционные насосы нового поколения / Долганов А. В., Попов Ю. В., Тимухин С. А., Пискарев А. Н., Салтанов Е. П.// Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГГУ, 2015. - №4. - СЛ 88-191

4. Боярских Г. А. Анализ и методика расчета структурной надежности бурового инструмента/ Боярских Г. А.// Известия вузов. Горный журнал. 1996. №2. С. 110-114.
5. Боярских Г. А. Надежность технических систем/ Боярских Г. А., Хазин М. Л./ учебное пособие// Екатеринбург. Изд. УГГГА, 2002 – 180 с.
6. Борисов А. В. Повышение надежности скважинных погружных насосов // ГИАБ. 1999. №5. С.178-179
7. Меньшиков С.С., Васильева М.А. Коэффициент технического состояния грунтовых насосов в системах гидротранспорта хвостовых пульп // Записки Горного института. 2014. №. С.193-196
8. Кахаров С. К. Статистическая оценка показателей надежности буровых насосов НБ-125 // ГИАБ. 2014. №8. С.366-368
9. И.Р. Байков, Р.А. Шайбаков, М.В. Елисеев, С.В. Китаев, М.Г. Петров, Н.Р. Разяпов Обеспечение безопасности функционирования насосного оборудования нефтехимического завода на основе системного анализа причин аварийных отказов // Транспорт и хранение нефтепродуктов. 2017. №1. С.50-53
10. Beck A.T., Edison da Rosa. Structural reliability analysis using deterministic finite element Programs. Latin American Journal of Solids and Structures, 2006, no. 3, pp. 197—222.
11. Mahadevan S., Dey A. Adaptive Monte Carlo simulation for time-variant reliability analysis of brittle structures. AIAA Journal, 1997, vol. 35, no. 2, pp. 321—326
12. Садыхов Г.С. Критерии оценок безопасной эксплуатации технических объектов. Проблемы машиностроения и надежности машин, 2005, № 1, с. 119-122.
13. Современное состояние рудничного водоотлив при отработке медноколчеданных месторождений Южного Урала / А. В. Долганов // Горный информационно-аналитический бюллетень. - М.: МГТУ, 2009. - №2. С. 12-15
14. Влияние износа деталей центробежных насосов секционных кислотоупорных типа ЦНС(К) 300-360 на режимы их работы / А. В. Долганов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Выпуск 12 - Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2012. - С. 98-102
15. Киселев Г. Ф., Рязанов С. Д. Техническое обслуживание и ремонт насосных установок// М.: Химия, 1985. – 156 с.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА БАРАБАННОГО ГРОХОТА-ДЕЗИНТЕГРАТОРА

Ахлюстина Н. В.

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В данной работе анализируется использование стационарного комплекса оборудования, включающего стандартный грохот ГИТ-32, а также разработанные СГИ грохот-дезинтегратор БГД-1,2 и классификатор ГИТ-32. Представлены расчеты различных вариантов схемы привода. Размеры шкивов, используемых для передачи вращения от электродвигателя к редуктору (с применением ремней типа Б), определяются типом выбранного двухступенчатого редуктора. В результате расчетов оптимальным был признан вариант со следующими параметрами: частота вращения ротора – 170 об/мин, частота вращения ситового барабана – 20 об/мин, частота вращения винтового конвейера – 60 об/мин.

Ключевые слова: сухая дезинтеграция, грохот-дезинтегратор БГД-1,2, цепная и ремённая передачи, редуктор, расчёт схемы привода, рекомендуемая частота вращения.

Для осуществления предварительного обогащения чилисайских фосфорных руд сухими методами с целью экономии воды и выведения отходов в виде песка и глины из головы технологического процесса выполнены проектно-конструкторские разработки на передвижную обогатительную установку для предварительного обогащения чилисайских руд, на основании которых разработаны чертежи и была смонтирована **стационарная** установка по сухому обогащению фосфоритной руды.

Руды Чилисайского месторождения представлены песчанистыми желваковыми фосфоритами. Промышленный пласт фосфоритов имеет мощность 0,89 м и состоит из галечного (нижнего) и желвакового (верхнего) слоев. Основные минералы, составляющие фосфатную руду, кварц (45 %) и фосфат (35 %). В небольшом количестве присутствуют глауконит, полевошпат, гидрослюда, кальцит, гипс, гидроокислы железа, пирит и другие минералы [1]. Руда содержит 9,5 % P_2O_5 . Кварц представлен окатанными и полуокатанными зернами размером 0,015-0,8 мм. Для обогащения необходимо разделить (отбить) песок с поверхности желваков фосфоритов, что выполняется в аппаратах – дезинтеграторах [2.3.4.5].

Стационарная установка была укомплектована типовым грохотом ГИТ-32 и опытно-промышленными аппаратами: грохотом-дезинтегратором БГД-1,2 и классификатором ГИТ-32.

При проведении исследований, были проведены механические и технологические испытания установки по сухому обогащению руды и опытно-промышленного барабанного грохота-дезинтегратора БГД-1,2, входящего в состав установки.

Технологическая схема осуществлялась следующим образом. Исходная фосфоритная руда подавалась в бункер установки, далее ленточным питателем

руда подавалась на грохот ГИТ-32, на котором выделялась крупная часть руды (концентрат +10 мм) и отводился конвейером на опытную фабрику.

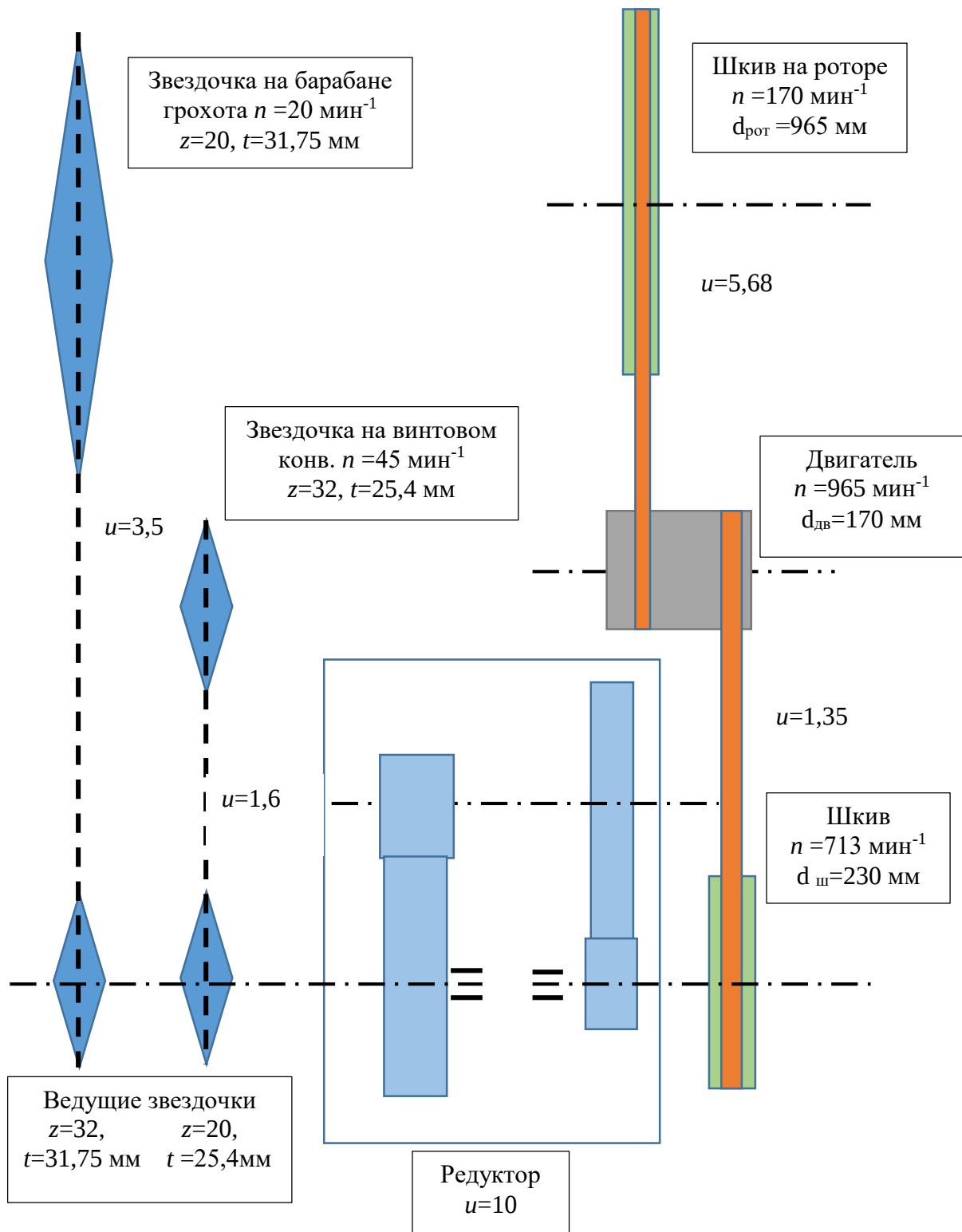


Рис.1 Схема привода

Мелкая часть руды грохота ГИТ-32 (подрешётный продукт) ссыпался на

ленточный конвейер, подающий руду в распределительный бункер. На грохоте-дезинтеграторе БГД-1,2 (диаметр барабана 1200 мм) выделялся мелкий продукт (концентрат -10+3 мм или -10+1,6 мм, в зависимости от установленной сетки), который также отводился конвейером на опытную фабрику. Песок (-3 или -1,6 мм) конвейером ссыпался на территории.

Принцип действия грохота заключался в следующем.: исходный материал через загрузочное отверстие подается на винтовой конвейер-питатель, забрасывающий материал внутрь ситового барабана. Угол наклона барабана 5 градусов. Лопатки ротора, которые закреплены на валу грохота под определённым углом, при своём вращении осуществляют дезинтеграцию (оттирку) исходного продукта от песка и транспортировку его вдоль ситовой поверхности ситового барабана.

Расчёт схемы привода (рис.1) грохота выполнялся исходя из следующих соображений. Размер шкивов ремённой передачи, с помощью которых передаётся вращение от электродвигателя к редуктору посредством тексропов типа Б, будет зависеть от типа выбранного двухступенчатого редуктора. Вращение барабана и винтового конвейера осуществляется с помощью цепной передачи

На грохоте БГД установлен двигатель с частотой вращения 965 мин^{-1} , средний диаметр канавки под тексроп на шкиве двигателя равен 170 мм, а на шкиве редуктора на выходном валу 210 мм.

Расчёт схемы привода выполнялся в нескольких вариантах, здесь приведены два варианта.

Первый вариант. В случае, если редуктор будет иметь характеристику $u_{ред}=25$, на выходном валу редуктора частота вращения должна быть $\approx 80 \text{ мин}^{-1}$, тогда на выходном валу:

$$n_{дв} = 25 \cdot 80 = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число от двигателя к редуктору составит

$$u_{дв} = \frac{965}{2000} = 0,4825.$$

Если диаметр шкива двигателя равен 170 мм, то диаметр шкива редуктора на входном валу:

$$d_{р.вх} = u_{дв} \cdot d_{дв} = 0,4825 \cdot 170 = 82 \text{ мм}.$$

Изготавливать такой маленький шкив не имело смысла из соображений прочности и проскальзывания шкивов.

Второй вариант. В случае, если редуктор будет иметь характеристику $u_{ред}=10$, тогда передаточное число от двигателя к редуктору составит:

$$u_{дв.р} = \frac{n_{дв}}{n_{ред}} = \frac{d_{ред}}{d_{дв}} = \frac{230}{170} = 1,35,$$

где $n_{дв}$ - частота вращения двигателя мин^{-1} ; $n_{ред}$ - частота вращения редуктора мин^{-1} ; $d_{ред}$ - диаметр редуктора, мм; $d_{дв}$ - диаметр двигателя, мм.

Отсюда частота вращения на входном валу редуктора

$$n_{p.вх} = \frac{n_{дв}}{u_{дв.р}} = \frac{965}{1,35} = 713 \text{ мин}^{-1}.$$

и на выходном валу редуктора:

$$u_{p.вых} = \frac{n_{p.вх}}{u_{ред}} = \frac{713}{10} = 71,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения винтового конвейера, подающего исходный материал внутрь барабана грохота составит

$$n_{в.кон} = \frac{71,3}{1,6} = 45 \text{ мин}^{-1},$$

а барабана грохота:

$$n_{бар} = \frac{71,3}{3,5} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ротора барабанного грохота составит:

$$n_{рот} = \frac{n_{дв}}{u_{дв.р}} = \frac{965}{5,68} = 170 \text{ мин}^{-1},$$

где $u_{дв.рот}$ – характеристика двигателя шкива на роторе:

$$u_{дв.рот} = \frac{n_{дв}}{n_{рот}} = \frac{965}{170} = 5,68 \text{ мин}^{-1}.$$

В результате расчёта схемы привода выбран вариант: частота вращения ротора 170 мин^{-1} , частота вращения ситового барабана 20 мин^{-1} , частота вращения винтового конвейера 60 мин^{-1} .

Библиографический список

1. Ржевский В.В. Физико-технические параметры горных пород. М., Наука, 1975 г. – 239 с.
2. Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых. Обогачительные процессы: учебник для вузов. В 2 т. // Т. 1. – М.: Московский государственный горный университет, 2006. – 417 с.
3. Козин В.З. Опробование и контроль технологических процессов обогащения. Учебное пособие для ВУЗов. - М.: Недра, 1985. - 297 с.
4. Маляров П.В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки: Монография. - Ростов-на-Дону: ООО Э" Ростовиздат ", 2004. – 320 с.
5. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности. Изд. 2-е, перераб. - М.: Химия, 1977.-368 с.

ИМПОРТОЗАМЕЩАЮЩИЙ КОМПЛЕКС АВТОМАТИЧЕСКОЙ ОТГРУЗКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ РОБОТОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА

Чучманова Л. Д., Ситдикова С. В., Чучманов Д. Е., Мартыненко И. А.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Актуальность данной темы обусловлена тем, что в данной политической ситуации требуются новые методы автоматизации в том числе и узла отгрузки склада переменного размера, а применение робототехники облегчит эксплуатацию в условиях работы склада.

Ключевые слова: автоматизация, робототехнический комплекс, импортозамещение, паллетизирование.

Автоматизация, как тренд, появилась относительно недавно, это связано с обесцениванием физического труда, что привело к дефициту рабочей силы на множествах предприятиях. Чтобы решить эту проблему используют автоматизацию и робототехнику на предприятиях, где это необходимо, что приводит к повышению производительности и экономии на заработной плате рабочих.

Импортозамещение в данной отрасли необходимо в связи с нынешней политической ситуацией, которая привела к сокращению иностранных деталей и технологий нужных для поддержания производительности предприятий, использующей роботов и автоматизацию, это подтверждает актуальность данной темы работы.

Дефицит рабочих рук приводит к появлению спроса на применение робототехники в условиях склада, особенно в узле переменного размера.

В современных условиях глобализации и нарастающей конкуренции на мировом рынке и дефиците рабочих рук в обозримом будущем, российским предприятиям необходимо постоянно совершенствовать свои производственные и логистические процессы. Одним из ключевых аспектов повышения эффективности работы складских комплексов является внедрение автоматизированных систем, которые способны значительно ускорить процессы отгрузки и повысить их надежность [1].

Особенно актуальной эта задача становится в условиях импортозамещения, когда необходимо снижать зависимость от иностранных поставщиков и использовать отечественные разработки и компоненты. В рамках данной работы будет рассматриваться разработка автоматизированного узла отгрузки склада грузов переменного размера с применением робототехники и возможным использованием модулей, комплектующих и датчиков российского производства.

Объектом работы является узел отгрузки предприятия.

Предметом исследования является комплекс средств автоматизации.

Цель заключается в разработке системы автоматического перемещения и паллетизирования (укладка в паллеты) разноразмерных насыпучих грузов с использованием робототехники на основе отечественной продукции [2].

Для выполнения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- изучение и описание технологического процесса;
- разработка функциональной схемы автоматизации;
- разработка структурной схемы АС (автоматизированная система);
- выбор средств автоматизации;
- разработка схемы внешних проводок;
- разработка алгоритмов автоматического управления.

Автоматизация объекта исследования актуальна, т. к. позволяет производить автономную и безопасную работу РТК (робототехнический комплекс). Данный РТК предназначен для паллетирования – сборки паллеты, предназначенной для транспортировки грузов различного назначения и приспособленной к механизированному передвижению.



Рис. 1. Внешний вид аналогичного технологического комплекса

Технологический комплекс (ТК) представляет собой систему механических, электронных и программных компонентов, предназначенную для автоматизированной отгрузки насыпучих грузов различных размеров с использованием робототехники.

Данному ТК также необходима автоматизированная система (АС) [3], предназначенная для автоматического регулирования, сигнализации и контроля за технологическим процессом. АС должна обеспечить безопасную работу участка, учитывая технологические параметры процесса и сигнализируя об отклонениях данных параметров.

Целями создания АСУ ТП (автоматизированная система управления технологического процесса) являются:

- обеспечение безопасной и безаварийной работы РТК;
- обеспечение оптимального складирования поступающих грузов в условиях неопределенной очередности поступающих на вход ТК грузов и их различной размерности;

Основные задачи, которые должна решать разрабатываемая АСУ ТП:

- сигнализация и предотвращение последствий при аварийных ситуациях;
- оповещение оператора о внештатных и аварийных показателях параметров комплекса;
- определение типа груза, поступающего на ввод ТК;
- центрирование груза для его точного позиционирования;
- контроль корректности выполнения ТП;
- Оптимальное распределение груза в паллете.

Робототехнический комплекс состоит из нескольких основных компонентов:

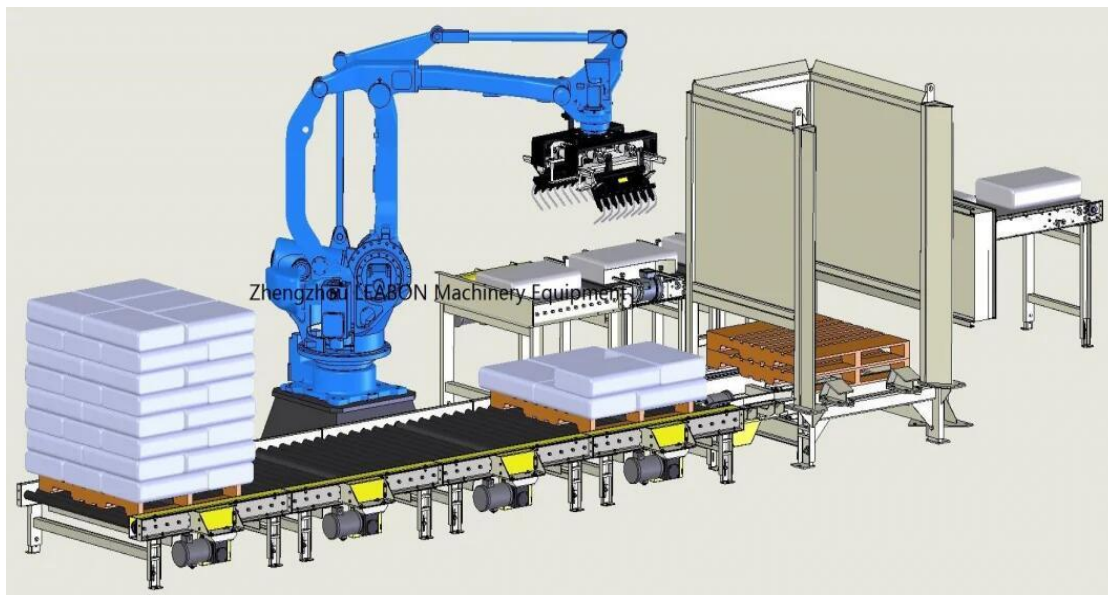


Рис. 2. Схема робототехнического комплекса

- роботизированный манипулятор (рисунок 2) – основной элемент системы, предназначенный для захвата, перемещения и укладки грузов различных размеров;
- конвейерная лента – используется для транспортировки грузов к центровочному столу, для подачи поддонов с накопителя поддонов и отгрузки готовой паллеты;
- центровочный стол – плоскость с размещенными перпендикулярно ей ограничителями в виде пластин с автоматизированным управлением с двух сторон и неподвижными ограничителями того же вида с противоположных, предназначенная для контроля положения груза в пространстве перед захватом его манипулятором;
- система контроля и управления – программно - технический комплекс, позволяющий координировать работу всех компонентов комплекса, следить за

процессом отгрузки и взаимодействовать с оператором.

- система контроля и управления – программно - технический комплекс, позволяющий координировать работу всех компонентов комплекса, следить за процессом отгрузки и взаимодействовать с оператором.



Рис.3. Роботизированный манипулятор

Автоматизация складских операций позволяет не только оптимизировать процессы обработки грузов, но и снизить издержки, связанные с ручным трудом, уменьшить количество ошибок при комплектации заказов и повысить общую продуктивность работы склада. Современные робототехнические системы способны выполнять широкий спектр задач: от перемещения и укладки коробок до точного учета и контроля грузов.

Библиографический список

1. Лапин Э. С., Матвеев В. В., Ситдикова С. В. Выпускная квалификационная работа магистра: учебно - методическое пособие по выполнению выпускной квалификационной работы магистра для студентов всех форм обучения по направлению 15.04.04 – «Автоматизация технологических процессов и производств» / Э. С. Лапин, В. В. Матвеев, С. В. Ситдикова. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2020. – 31 с.

2. Катун Е. С. Обзор перспектив применения складских роботов / Е. С. Катун // Современные условия взаимодействия науки и техники: сборник статей Международной научно-практической конференции, Пермь, 11 ноября 2018 года. Том 1, Часть 2. – Пермь: Общество с ограниченной ответственностью "ОМЕГА САЙНС", 2018. – С. 55-58. – EDN VONPGU.

3. Комиссарчик В.Ф. Автоматическое регулирование технологических процессов: учебное пособие. Тверь, 2001. – 247 с.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЗОК НА КРЕПЬ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ГОРНОЙ ВЫРАБОТКИ

Жабко А. В., Волков М. Н., Потапов В. Я., Потапов В. В.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. В рамках данной работы, для вычисления нагрузок на крепь подземных выработок используется теория устойчивости оснований и откосов. Применяемая расчетная схема моделирует горный массив как жесткопластическую среду. Давление на крепь обусловлено сползанием массива горных пород по определенной поверхности скольжения, а также весом вышележащего столба породы.

Ключевые слова: нагрузка на крепь, горизонтальная горная выработка, поверхность скольжения, напряжения, обобщенный закон Гука, концентрация напряжений, горное давление.

Развитая в работе [1] теория расчета устойчивости оснований и откосов может использоваться для расчета нагрузок на крепь подземных горных выработок. Расчетная схема подразумевает жесткопластическую модель горного массива, давление на крепь выработки вызывается сползающим по некоторой поверхности скольжения объемом горных пород и весом столба вышерасположенного массива.

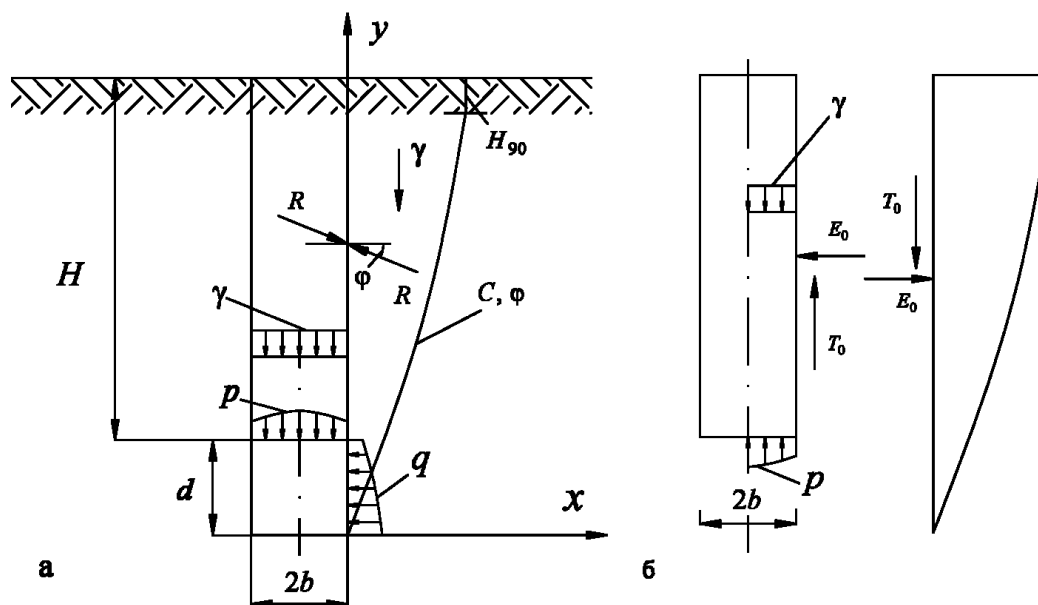


Рис. 1. Нагрузка на крепь горизонтальных выработок
а – расчетная схема, б – действие сил и реакций связи

Механизм воздействия горных пород на крепь горизонтальной горной выработки в плоской постановке задачи представляется следующим образом. Столб горных пород, находящийся над горной выработкой под действием собственного веса стремится ее заполнить (рис. 1а). Если мысленно удалить столб пород, заменив его действиями реакций связи (принцип освобождения

от действия связей), то по его краям будут образовываться две призмы смещения вертикальных откосов. Перемещению столба пород препятствуют касательные реакции T_0 призм смещения. В силу симметрии задачи будем рассматривать одну из них (см. рис. 1б).

Согласно исследованиям [1], для равновесия призмы смещения, с углами наклона поверхности скольжения большими угла внутреннего трения, необходимо и достаточно выполнение условия

$$\int \left[\frac{\gamma(\hat{y} - y)(y' - f) - C(1 + y'^2)}{1 + y'^2} \right] dx + (E_1 - E_0) - f(T_1 - T_0) = 0, \quad (1)$$

где γ – объемный вес горных пород, т/м³; y, y' – соответственно функция и производная функции поверхности скольжения; $\hat{y} \equiv h$ – функция дневной поверхности; C – сцепление массива горных пород, т/м²; $f = \text{tg}\varphi$ – тангенс угла внутреннего трения (коэффициент внутреннего трения); E_0, E_1, T_0, T_1 – соответственно горизонтальные и вертикальные внешние силы по граням крайних отсеков, т.

Поверхность скольжения начинается с глубины H_{90} , которая для плоской задачи и условия нулевого сопротивления отрыву определяется уравнением

$$H_{90} = \frac{2C}{\gamma} \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right).$$

Аппроксимируя поверхность скольжения плоскостью $y = \text{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) x$, при условии отсутствия реакций по трещине отрыва, согласно расчетной схеме условие равновесия примет вид (см. рис. 1):

$$E_0 + fT_0 = \int_0^{(h-H_{90})\text{ctg}\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)} \left[\frac{\gamma(h-y)(y'-f)-C(1+y'^2)}{1+y'^2} \right] dx = \frac{\gamma(h-H_{90})^2}{4\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{\gamma(H+d-H_{90})^2}{4\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)}. \quad (2)$$

Согласно выражениям (1, 2), угол между векторами равнодействующей и горизонтальной реакцией $\vec{E}_0$ равен φ (см. рис. 1). Таким образом:

$$|T_0| = \text{tg}\varphi E_0. \quad (3)$$

Решаем совместно уравнения (2) и (3) относительно реакций, окончательно получим:

$$T_0 = \frac{\gamma \sin 2\varphi (h-H_{90})^2}{8\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{\gamma \sin 2\varphi (H+d-H_{90})^2}{8\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)}. \quad (4)$$

$$E_0 = \frac{\gamma \cos^2 \varphi (h-H_{90})^2}{4\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{\gamma \cos^2 \varphi (H+d-H_{90})^2}{4\text{tg}^2\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\varphi}{2}\right)}. \quad (5)$$

Для определения интенсивности распределенной нагрузки продифференцируем выражения (4) и (5) по h , получим:

$$\tau = \frac{dT_0}{dh} = \frac{\gamma \sin 2\varphi (h - H_{90})}{4 \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)},$$

$$\sigma = \frac{dE_0}{dh} = \frac{\gamma \cos^2 \varphi (h - H_{90})}{2 \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)}.$$

Из уравнения равновесия породного столба на ось Y , при условии равномерного распределения нагрузки по ширине выработки b , ее интенсивность определяется формулой (см. рис. 1)

$$p = \gamma H - \frac{\gamma \sin 2\varphi (H + d - H_{90})^2}{8btg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)} = \gamma H \left[1 - \frac{\sin 2\varphi (H + d - H_{90})^2}{8Hbtg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)} \right]. \quad (6)$$

Как видно из зависимости (6) функция вертикальной нагрузки описывается параболой второй степени. Исследуем функцию на экстремум.

$$\frac{dp}{dH} = 0 \Rightarrow H_{p \rightarrow \max} = H_{90} + \frac{4btg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)}{\sin 2\varphi} - d, \quad p_{\max} = \gamma \left(H_{90} + \frac{2btg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - d \sin 2\varphi}{\sin 2\varphi} \right). \quad (7)$$

Заметим, что второе слагаемое в уравнении максимальной нагрузки (7) не может быть отрицательным ввиду пассивности реакций, то есть при определенных соотношениях высоты и ширины выработки вертикальная нагрузка стремится к своему минимуму равному γH_{90} .

Физическим смыслом точки максимума является равенство интенсивностей касательных нагрузок от действия собственного веса столба пород и реакции связи. Таким образом, до глубины $H_{p \rightarrow \max}$ интенсивность касательной реакции τ меньше величины γb , что и обуславливает вертикальную нагрузку на крепь. После этой точки, $\tau = \gamma b$ и превысить это значение не может ввиду своей реактивности (пассивности). Этим объясняется инвариантность вертикальной нагрузки относительно глубины заложения выработки.

Согласно зависимости (7), с увеличением сцепления массива растет максимальная вертикальная нагрузка на крепь, что нельзя считать абсурдом. Действительно, в данной расчетной схеме сцепление является удерживающей призму смещения силой. Чем больше его величина, тем меньше реактивный отпор на столб пород и, следовательно, больше нагрузка на крепь.

При условии $H < H_{90}$ площадок скольжения не возникает, поэтому вертикальная нагрузка определяется полным весом столба вышележащих пород $p = \gamma H$. В случае $H_{90} < H < H_{p \rightarrow \max}$ вертикальная нагрузка определяется уравнением (6). С дальнейшим увеличением глубины заложения выработки $H > H_{p \rightarrow \max}$, нагрузка постоянна, максимальна и определяется уравнением (7).

Интересно сравнить полученные результаты с известными аналогами [2, 3].

Вертикальная средняя нагрузка:

гипотеза свода М. М. Протождяконова:

$$p = \frac{2\gamma b}{3f_1},$$

где f_1 – коэффициент крепости.

По (Bierbaumer):

$$p = \frac{\gamma b}{2\operatorname{tg}\varphi},$$

по П.М. Цимбаревичу:

$$p = \frac{\gamma \left(b + d \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \right)}{\operatorname{tg}\varphi},$$

модель опускающегося столба пород (Yanssen, 1895) и (Kötter, 1899):

$$p_{H \rightarrow \infty} = \frac{\gamma b - C}{\lambda \operatorname{tg}\varphi},$$

где $\lambda = \frac{\mu}{1-\mu}$ – коэффициент бокового распора; μ – коэффициент поперечной деформации.

Необходимо сделать ряд критических замечаний. Первые три формулы получены исходя из гипотезы свода равновесия. Как отмечает А. А. Борисов [4]: “... гипотеза свода в большей своей части базируется на предположениях и допущениях порой совершенно необоснованных”. Ее применение ограничивается массивами практически не сопротивляющихся отрыву. С этой точки зрения модель опускающегося столба пород более обоснована, однако в ней принято допущение о предельном кулоновском равновесии по боковым граням столба. При таком допущении и отсутствии крепи, выработка будет разрушена при любых ее размерах, что в действительности не наблюдается. Кроме того, для обоснования нормальных напряжений по боковым граням столба пород привлекается модель распределения напряжений А.Н. Динника. То есть отсутствует единый методологический подход при обосновании расчетной схемы. С одной стороны, модель жесткопластическая, а с другой упругая.

Определим напряжения, действующие в идеально однородном нетронутом массиве при отсутствии полей тектонических напряжений. Ввиду

невозможности вертикального обособленного перемещения, какого-либо столба пород относительно других, касательная реакция между ними отсутствует: $T_0 = 0$

(2). Поэтому первое главное напряжение σ_1 определяется полным весом столба вышерасположенных пород. Боковое напряженное состояние σ_2, σ_3 определяется двумя независимыми полями напряжений. Первое – боковое расширение вследствие действия вертикальной компоненты напряжения при невозможности бокового деформирования (А. Н. Динник). Действительно, для любого состояния горных пород (упругого или пластического) справедливы уравнения обобщенного закона Гука. В первом случае связь между напряжениями и деформациями устанавливается посредством двух постоянных – модуля упругости и коэффициента Пуассона. Во втором случае данные величины не являются постоянными и получают соответственно названия – модуль общей деформации и коэффициент поперечного расширения. Положив в этих уравнениях $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = 0$, получим составляющие пассивного бокового напряжения. Второе поле напряжений обуславливается действием призмы смещения и определится дифференцированием уравнения (2) по глубине H при $d \rightarrow 0$. Таким образом, главные напряжения выразятся зависимостями:

$$\sigma_1 = \gamma H, \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sigma_2 = \sigma_3 &= \frac{dE_0}{dH} + \lambda \gamma H = \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \gamma (H - H_{90}) + \frac{\mu}{1-\mu} \gamma H = \\ &= \left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\mu}{1-\mu} \right) \gamma H - C \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \approx \left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) + \frac{\mu}{1-\mu} \right) \gamma H = m \gamma H \end{aligned} \quad (9)$$

Проанализируем уравнение (9). По данным справочника [5], значения коэффициента поперечной деформации (коэффициента Пуассона) для большого числа месторождений не превышают величины 0,4, а угла внутреннего трения не ниже 10° . В этом случае $m = 1,018 \approx 1$, то есть имеет место гидростатическое распределение напряжений. Для массивов, характеризуемых средними показателями $\mu = 0,3$, $\varphi = 30^\circ$, получим $m = 0,6$.

Заметим, что составляющие бокового напряжения, вызванные действием призмы смещения, получены из условия плоского напряженного состояния¹ $\sigma_2 = 0$. Из уравнений обобщенного закона Гука и условия $\varepsilon_3 = 0$ будем иметь $\sigma'_3 = \mu \sigma'_1$. Таким образом, для плоского напряженного состояния первое главное нормальное напряжение также определяется формулой (8), а боковое напряжение выразится зависимостью

$$\sigma_3 = \left(\frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) + \mu \right) \gamma H. \quad (10)$$

¹ Теория прочности Кулона-Мора также предусматривает независимость от промежуточного главного напряжения.

Зависимость (10) является теоретически строгой. С другой стороны, при обосновании напряженного состояния нетронутого горного массива используется целый ряд условностей:

1) гипотеза о невозможности бокового деформирования не абсолютна, разгрузка напряжений может происходить в местах тектонических разломов и т.д.;

2) ни угол внутреннего трения, ни коэффициент Пуассона не являются постоянными величинами, их значения коррелируют с тензором напряжений;

3) коэффициент внутреннего трения и коэффициент Пуассона являются эмпирическими и не описывают истинную физическую сторону явления.

Коэффициент бокового распора (9), (10) характеризует упругие, пластические и прочностные свойства горного массива, что делает его более универсальным.

В литературе [6, 7, 8] можно встретить формулу определяющую коэффициент бокового распора

$$m = \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right).$$

Теоретически данная формула верна для идеально сыпучих и безраспорных (жестких) массивов. Однако ошибочно ею пользуются для реальных массивов, обладающих трением и сцеплением. Покажем неправомочность этого. Для обоснования этого коэффициента рассматривается вертикальный откос (подпорная стенка), как указывается [8] пренебрегают, в запас прочности, сцеплением, из условия плоской поверхности скольжения, наклоненной к горизонту под углом внутреннего трения, и горизонтальности реакции подпорной стенки из уравнений равновесия определяется интенсивность реакции (боковое напряжение). Пренебрежение сцеплением массива горных пород в некоторых случаях можно считать оправданным, однако, при таком допущении изменяются не только удерживающие призму смещения силы, но также поверхность скольжения. Если при наличии даже незначительных сил сцепления поверхность скольжения можно аппроксимировать плоскостью наклоненную к горизонту под углом $\pi/4 + \varphi/2$, то при их отсутствии потенциальная поверхность скольжения залегает под углом естественного откоса. В этом и заключается принципиальная неточность вывода.

Рассмотрим теперь вопрос о концентрации напряжений и формировании опорного горного давления вокруг незакрепленной горизонтальной горной выработки. В этом случае $T_0 = \gamma H b < C H + \operatorname{tg} \varphi E_0$, тогда из уравнения (2) после дифференцирования по глубине H , горизонтальная компонента поля напряжения в верхнем углу выработки выразится формулой

$$\sigma = \frac{dE_0}{dH} = \frac{\gamma(H + d - H_{90})}{2 \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)} - f \gamma b.$$

Рассматривая в качестве начального поля только напряжения, вызванные действием призмы смещения, выразим коэффициент концентрации напряжений:

$$k = 1 + \frac{d - 2btg\varphi tg^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right)}{H - H_{90}}. \quad (11)$$

Проанализируем выражение (11). В качестве наиболее неблагоприятного случая рассмотрим тело полезного ископаемого с падением близким к вертикальному. При помощи коэффициента концентрации напряжений (11) оценим нагрузку на *целик* оставляемый под наносами. То есть d – высота этажа, $2b$ – мощность тела, H – сумма мощности наносов и ширины целика. В этом случае высота этажа может значительно превышать как мощность тела полезного ископаемого, так и размеры целика, поэтому коэффициент концентрации напряжений может достигать значительных величин. Кроме того, ввиду различной жесткости пород наносов и целика, основную нагрузку воспринимает последний. Если напряжения в нижней части целика будут превышать прочность пород, то его разрушение будет вызывать все большую концентрацию напряжений в не разрушившейся части. Помимо этого, будет происходить отжим пород целика с накоплением в нем потенциальной энергии деформации.

В заключение отметим, что вертикальная нагрузка на крепь (7) несколько завышена ввиду аппроксимации истинной поверхности скольжения, а также вследствие решения плоской задачи.

Библиографический список

1. Жабко А.В. Расчет устойчивости однородных оснований и откосов // Проблемы недропользования. Материалы V Всероссийской молодежной научно-практической конференции (с участием иностранных ученых) 8 – 11 февраля 2011 г. / ИГД УрО РАН. – Екатеринбург: УрО РАН, 2011. – С. 397-407.
2. Булычев Н.С. Механика подземных сооружений. – М.: Недра, 1994. – 382 с.
3. Дашко Р.Э. Механика горных пород: Учеб. для ВУЗов. – М.: Недра, 1987. – 264 с. – ил.
4. Борисов А.А. Механика горных пород и массивов. – М.: Недра, 1980. – 360 с.
5. Справочник (кадастр) физических свойств горных пород. Под ред. Н.В. Мельникова, В.В. Ржевского, М.М. Протоdjяконова. – М.: Недра, 1975. – 279 с.
6. Туринцев Ю.И., Яковлев В.Н. Горное давление при подземной разработке месторождений (часть 2): Учебное пособие. – Екатеринбург: УГГУ, 2001. – 192 с: илл.
7. Машанов А.Ж., Машанов А.А. Основы геомеханики скально-трещиноватых пород. – Алма-Ата: Наука, 1985. – 192 с.
8. Барбакадзе В.Ш., Мураками С. Расчет и проектирование строительных конструкций и сооружений в деформируемых средах. – М.: Стройиздат, 1989. – 472 с.: илл.

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КУСКА ГОРНОЙ ПОРОДЫ В РОТОРЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДРОБИЛКИ

Афанасьев А. И., Zubov B. B., Потапов В. Я., Потапов В. В., Чиркова А. А.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Первыми технологическими операциями при обогащении руд являются дробление и измельчение. Эти процессы существенно влияют на выбор метода разрушения: раздавливание, свободный удар, истирание и т.д. С увеличением объемов переработки руд энергетические затраты растут. Разрушение свободным ударом требует меньше энергии, чем раздавливание, так как затраты идут на образование контактных зон. Этот метод используется в центробежных дробилках. В современной горной промышленности существует множество типов центробежных дробилок и измельчителей, работающих по принципу свободного удара. Энергетические затраты влияют на степень дробления и определяют эффективность процесса и оборудования в целом. Процесс разгона кусков сопровождается интенсивным износом лопастей ротора, который зависит от нормального давления куска и абразивной стойкости материала. Выявление взаимосвязи между кинематикой рабочего процесса и параметрами нагрузки на лопасти остается актуальной задачей.

Ключевые слова: горная порода, уравнения движения частиц, движущие силы и силы сопротивления, удельные энергозатраты при разгоне частиц горной породы.

Актуальность исследования обусловлена значимостью операций дробления и измельчения в процессах переработки минерального сырья. Эти этапы характеризуются высокими энергетическими затратами, что накладывает ограничения на выбор технологии разрушения горных пород. В условиях снижения содержания полезных компонентов в руде, объемы перерабатываемой горной массы и, соответственно, энергозатраты на её разрушение увеличиваются.

Проблемами затрат энергии на дробление горных пород занимались такие выдающиеся ученые, как Андреев С.Е., Барон Л.И., Bond F. C., Горячкин В.П., Kick F., Кирпичев В.Л., Кубачек В.Р., Левенсон Л. Б., Матвеев А.И., Ревнивцев В.И., Rittenger P.R., Ржевский В.В., Сиденко П.М., Чантурия В.А. [1...10] и др. Исследования показали, что при измельчении материалов энергия непроизводительно расходуется на теплоту деформации материала без его разрушения и трение материала о лопасти ротора.

В середине XX века в ИГД им. А.А. Скочинского было проведено масштабное изучение процесса разрушения горных пород методом свободного удара [1]. Были разработаны методики расчета энергии разрушения, учитывающие характеристики механических свойств горных пород – прочность на сжатие и растяжение.

Сиденко П.М. [6] показал, что сложность процесса разрушения не позволяет разработать универсальную формулу для расчета энергозатрат на дробление - измельчение. Это объясняется тем, что каждая частица разрушается на фрагменты различного размера. Число таких частиц изменяется каждой стадией процесса. Процесс измельчения свободным ударом осуществляется в

центробежных дробилках и дезинтеграторах, которые широко используются в горнодобывающей отрасли [11...13, 24]. Ключевым элементом этих устройств является рабочий процесс, начинающийся с разгона кусков горной породы в роторе. Энергия расходуется на передачу кинетической энергии массиву и на трение, вызванное силой тяжести и эффектом Кориолиса. Эти факторы существенно влияют на степень измельчения и эффективность работы оборудования. Трение также приводит к износу лопастей ротора, который зависит от силы Кориолиса и абразивной стойкости материалов. Интенсивность износа определяется силой Кориолиса, конструкцией лопастей и их расположением на роторе. Наши исследования показали, что периферийные части лопастей изнашиваются быстрее, чем центральные. Для оценки износа можно использовать силу прижатия куска горной породы к лопасти [21...23].

Таким образом, изучение взаимосвязи между кинематическими параметрами рабочего процесса и энергетическими затратами является важной задачей, требующей детального анализа и систематизации данных.

В работе [14] рассмотрен процесс движения куска горной породы вдоль лопасти по основанию ротора центробежной дробилки, причем лопасть расположена по радиусу и определены затраты энергии. В рамках данной работы мы определим затраты энергии на трение, а также определим коэффициент полезного действия (КПД) разгона горной массы в центробежной дробилке и скорость удара. Лопастей в роторе дробилки расположены под углом к радиусу. Это было предметом исследований, изложенных в [15...17]. Однако при составлении уравнений движения куска в этих работах получено не вполне адекватное решение. На странице 128 [16] представлен рисунок 1, иллюстрирующий зависимость тангенциальной, радиальной и абсолютной скоростей движения материала в межлопастном пространстве от текущего радиуса лопасти. Величина радиальной скорости материала в начале лопаток не может быть равна 45 м/с, так как материал попадает на ротор с нулевой радиальной скоростью и затем разгоняется по горизонтальной поверхности ротора до лопаток под действием центробежной силы, которая не может быть больше силы трения. Мы предлагаем другое решение этой задачи.

Рассмотрим движение куска горной породы вдоль лопасти в горизонтально расположенном роторе с вертикальной осью вращения. На рис. 1 представлена схема сил, действующих на кусок горной породы. Наши исследования [14] показали, что радиальной скоростью кусков горной породы в начале лопастей можно пренебречь.

При выводе формул принимаются следующие допущения:

1. Движущим усилием является сумма проекций на лопасть (ось x) центробежной силы ($F_{ц}$) и силы Кориолиса ($F_{к}$).
2. Контактная плоскость лопасти расположена под углом β_{max} к радиусу.
3. Сопротивление радиальному перемещению куска включает силу трения о лопасть ($F_{1т}$) и силу трения о диск ($F_{2т}$).

При входе в контакт куска с лопастью одновременно с окружной скоростью кусок горной породы под действием центробежной силы приобретает

радиальную скорость. В первом приближении полагаем, что кусок горной породы имеет форму шара с эквивалентным диаметром d .

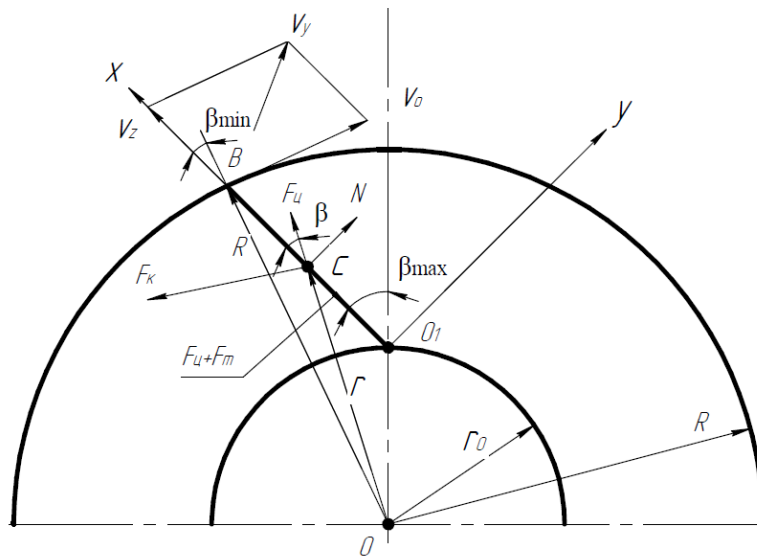


Рис. 1. Схема сил, действующих на лопасть (BO₁) и кусок горной породы (C) (сила тяжести и трения, перпендикулярная плоскости чертежа не указана)

Уравнение движения куска горной породы вдоль лопасти по оси (x) записывается в виде:

$$F_u = F_{ц} \cdot \cos\beta + F_k \cdot \sin\beta - (F_k \cdot \cos\beta - F_{ц} \cdot \sin\beta) \cdot f - m \cdot g, \quad (1)$$

где $F_{ц}$ - центробежная сила ($F_{ц} = m \cdot r \cdot \omega^2$);

m – масса частицы, кг;

r – текущий радиус центра тяжести частицы (OC), м;

ω – угловая скорость вращения ротора, рад/с;

β – угол между направлением центробежной силы и лопастью.

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

f – коэффициент трения частицы горной породы о лопасть.

$F_{и}$ – сила инерции, направленная вдоль лопасти:

$$F_{и} = m \cdot \ddot{x} \quad (2)$$

где $\ddot{x}$ - ускорение центра тяжести частицы по оси x , м/с².

$F_{1т}$ – сила трения куска о лопасть обусловленная силой Кориолиса:

$$F_{1т} = F_k \cdot f \cdot \cos\beta = 2 \cdot m \cdot \dot{r} \cdot \omega \cdot f \cdot \cos\beta, \quad (3)$$

где $\dot{r}$ - радиальная скорость движения центра тяжести частицы, м/с.

$F_{2т}$ – сила трения куска о диск ротора обусловленная силой тяжести:

$$F_{2т} = m \cdot g \cdot f. \quad (4)$$

После подстановки уравнений 1...4 в 5 и преобразований получим

$$\ddot{x} = 2\dot{r} \cdot \omega \cdot \beta \sin\beta + r \cdot \omega^2 \cdot \cos\beta - (2\dot{r} \cdot \omega \cdot \cos\beta - r \cdot \omega^2 \cdot \sin\beta) \cdot f - g \cdot f. \quad (6)$$

Текущий радиус определяется величиной угла β и перемещения x :

$$r = (x^2 + r_0^2 - 2 \cdot x \cdot r_0 \cos(\angle BAO))^{0,5}. \quad (7)$$

где r_0 – минимальный радиус вращения лопасти.

Сила давления куска на лопасть зависит от его размеров и плотности горной породы, которые являются случайными величинами, согласно рис.1 она находится из формулы:

$$N = 2m \cdot \dot{r} \cdot \omega \cdot \cos\beta + m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin\beta. \quad (8)$$

Угол между направлением центробежной силы и текущим радиусом (β) находится согласно рис.1 из формулы:

$$\beta = \arccos((x^2 - R^2 + r^2) / (2 \cdot x \cdot r)). \quad (9)$$

Скорость удара куска горной породы согласно рис.1 можно определить из формулы:

$$V_y = \sqrt{V_0^2 + V_r^2 + 2V_0V_r \cos\left(\frac{\pi}{2} + \beta_{min}\right)}. \quad (10)$$

Точного решения уравнения 6 и 8 не имеют, так как они содержат коэффициент трения, имеющий случайный характер, а также нелинейную зависимость перемещения куска по лопасти от радиуса.

Решение уравнений 6 и 8 было произведено приближенным способом методом Эйлера.

В таблице 1 приведен пример расчета параметров процесса разгона куска горной породы по лопасти наклоненной к радиусу ротора. Ротор центробежной дробилки имел следующие параметры:

- 1 Минимальный радиус лопасти 100 мм;
2. Максимальный радиус лопасти 250 мм;
3. Коэффициент трения куска о лопасть 0,4;
4. Средний диаметр куска 51мм;
5. Плотность горной породы 1800кг/м³;
6. Угловая скорость ротора $\omega = 300$ рад/с.

Графики показывают, что наибольший вклад в нормальную реакцию лопасти на кусок горной породы оказывает сила Кориолиса.

Таблица 1.

Параметры процесса разгона куска по лопасти наклоненной к радиусу ротора.

№	Угол наклона лопасти к радиусу, град.	Скорость удара, м/с	Нормальная реакция, Н	Работа трения куска о лопасть, Дж	КПД, %
1	10,4	103	2867	90	80
2	23,3	110	3254	109	78
3	46	123	4080	157	76
4*	10,4	124	4120	129	79,4

*- угловая скорость вращения ротора $\omega = 360$ рад/с.

Параметры процесса разгона куска в роторе приведенные в таблице 1 показывают, что с увеличением угла наклона лопасти к радиусу от 10 до 46 градусов:

1. Скорость удара возрастает на 20%;
2. Нормальная реакция на 42%;
3. Работа трения на 61%; 4. КПД уменьшается на 4%.

В 4-ой строке таблицы приведены результаты расчета параметров при скорости вращения ротора $\omega = 360$ рад/с.

ВЫВОД: Увеличивать скорость удара за счет увеличения угла наклона лопасти менее эффективно, чем за счет повышения скорости вращения, так как при этом возрастает работа трения и уменьшается КПД.

Библиографический список

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений в трёх томах / В.П. Горячкин. – М.: Колос, 1968. – Т. I. – 508 с
2. Барон Л. И. Характеристики трения горных пород. М.: Наука, 1967. 206 с.
3. Барон Л.И., Хмельковский И.Е. Разрушаемость горных пород свободным ударом. – М.: Наука, 1971. – 203 с.
4. Андреев С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Перов В.А., Зверевич В.В. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
5. Андреев С.Е., др. Закономерности измельчения и исчисления характеристик гранулометрического состава. М., «Металлургиздат», 1959.
6. Сиденко П.М. Измельчение в химической промышленности: издание 2-е, переработанное. – М.: Химия, 1977. – 368 с.
7. Андреев С.Е. О законах дробления. Горный журнал №4, 1962.
8. Серго Е.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: 1977. – 285 с.
9. Ржевский В.В. Физико-технические параметры горных пород. М.:Наука, 1975, 212с.
10. Ржевский В.В., Новик Г.Я. Основы физики горных пород. М.: Недра, 1984, с. 358.
11. Дезинтегратор. Пат. РФ №2154532, МПК 7 В02С 13/22. Калашников Ю.Д., Макаров В.В., Макаров Е.В.- Опубликовано: 2000.08.20
12. Центробежный измельчитель встречного удара (Пат. РФ №2381070, МПК 7 В02С 13/20. А.И. Матвеев, А.Н. Григорьев, В.Е. Филиппов. Центробежный измельчитель встречного удара. – Оpub. 10.06.2000),
13. Дезинтегратор. (Пат. РФ №2628798, МПК 7 В02С 13/24. Семикопенко И.А., Юрченко А.С., Пугин А.И. А.Е., Беляев Д.А. – Оpub. 22.08.2017).

14. Афанасьев А.И., Зубов В.В., Симисинов Д.И., Чиркова А.А. Математическая модель движения кусков горной породы в роторе центробежной дробилки. Горный журнал. 2025. № 4. С. 59-64.
15. Гарабажиу А.А. Математическое моделирование процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице// Химическая промышленность, 2003, № 6. – С. 15 – 30.
16. Гарабажиу А.А. Математическое моделирование процесса перемешивания сухих сыпучих материалов в энергосберегающем роторно-центробежном смесителе// Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В, 2013, С. 126 – 134.
17. Гарабажиу А.А. Разработка новой энергосберегающей конструкции роторно-центробежного смесителя для перемешивания сухих сыпучих материалов. Вестник Полоцкого государственного университета. 2010, серия В, с.66-71.
18. Кубачек, В. Р. Критерии ударного разрушения горных пород / В. Р. Кубачек, В. И. Сантов, Н. И. Паладеева // Известия вузов – Горный журнал. – 1985. – № 8. – С. 75 – 78.
19. Кубачек, В. Р. Параметры разрушения горных пород свободным ударом / В. Р. Кубачек, В. И. Сантов, Н. И. Паладеева // Строительные и дорожные машины. – 1985. – № 6. – С. 17 – 18.
20. В.С. Богданов, И.А. Семикопенко, Д.А. Беляев, Д.В. Вавилов. Определение мощности, потребляемой центробежным дисковым измельчителем. Цемент, ВЫПУСК №4, 2023. - 5 с.
21. Хрущов М. М. и др. Износостойкость и структура твердых наплавов. – М.: Машиностроение, 1971. – с. 128.
22. И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. Основы расчетов на трение и износ. Москва. - Машиностроение, 1977. -с.526.
23. И.В. Крагельский, В.В. Алисин. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2 книгах. - М.: Машиностроение, 1978-1979. С. 400+448
24. Ahmadi, R. Procedure for determination of ball Bond work index in the commercial operations / R. Ahmadi, S. Shahsavari // Minerals Engineering. 2009. (22). P. 104–106.

УРАВНЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ И ДЕСТРУКЦИИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Жабко А. В., Потапов В. Я., Симисинов Д. И., Волков М. Н., Потапов В. В.
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»

Аннотация. Данная работа исследует закономерности пластической деформации твердых тел. На основе предыдущих исследований предложены модели поверхности текучести и пластического потенциала, предельной границей которых является разрушение, описываемое законом Кулона. Аналитически показано, что в ходе пластической деформации происходит переориентация структурных элементов. Это объясняет некоторые расхождения, наблюдаемые при испытаниях горных пород на прочность. Также разработан энергетический вариационный принцип разрушения и предложена формула для расчета масштабного фактора этого процесса.

Ключевые слова: критерий разрушения, дифференциальное уравнение, масштаб, анализ, прочность материала, вариационный принцип.

Вопрос прочности материалов является ключевым для всех направлений человеческой деятельности. Способность управлять прочностью твердых тел и получать материалы с заданными характеристиками открывает путь к мировому лидерству, в первую очередь в военной и экономической сферах. На сегодняшний день множество академических, научно-исследовательских и производственных организаций по всему миру активно занимаются изучением прочности твердых тел в широком диапазоне масштабов – от наноразмеров до размеров тектонических плит. Несмотря на эти усилия, проблема прочности твердых тел остается открытой.

Теоретическая прочность материалов, рассчитанная на основе атомного строения, значительно (в 500-1000 раз) превышает прочность, наблюдаемую в реальных твердых телах. Невозможность прямого применения знаний об атомной структуре для предсказания практической прочности материалов стала серьезным препятствием для физиков. Это привело к развитию инженерных подходов, которые рассматривают материал как сплошную среду и используют феноменологические модели. Исследования прочности материалов можно условно разделить на три уровня: микроскопический (изучение атомной структуры), мезоскопический (изучение структурных элементов, таких как зерна) и макроскопический (изучение материала как сплошной среды). Важно отметить, что это разделение условно, так как, например, теории микродефектов используют понятие напряжения, характерное для макроуровня, при изучении дефектов кристаллической решетки. Таким образом, на микроуровне изучается реальная кристаллическая решетка с дефектами, на макроуровне – абстрактная сплошная среда, а на мезоуровне – структурные элементы, определяющие пластическое течение.

Физическая мезомеханика – это относительно новая наука (около 35 лет), которая изучает, как твердые тела ведут себя под нагрузкой. Она использует знания из разных областей (междисциплинарный подход) и рассматривает

твердое тело как сложную структуру, состоящую из разных уровней. На каждом уровне (от очень маленького до большого) может происходить потеря устойчивости при сдвиге, и эти процессы тесно связаны между собой. Чтобы правильно понять, как твердые тела деформируются и разрушаются, нужно смотреть на них с разных уровней, объединяя физику и механику. В этом подходе главную роль играет механика, а движение мелких структур, называемых дислокациями, на самом маленьком уровне считается вспомогательным [1].

В работах [2 – 6] автором получен и проанализирован аналитический критерий разрушения горных пород (континуума), имеющий, в компонентах главных нормальных напряжений, следующий вид:

$$\sigma_3 = \sigma_1 - 2C \sqrt{1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi \sigma_1}{C}}, \quad (1)$$

где σ_3, σ_1 – главные напряжения; C – сцепление; φ – угол внутреннего трения ($f = \operatorname{tg} \varphi$ – коэффициент внутреннего трения).

Согласно критерию (1), угол наклона наиболее опасной площадки среза зависит от уровня напряжений. С другой стороны мы знаем, что наиболее опасная площадка отклонена от минимального главного напряжения на угол $\psi = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$, что обеспечивает максимальную разность между сдвигающими и удерживающими силами на площадке среза. Но это возможно только в случае нелинейности закона изменения касательных напряжений на площадке среза от нормальных. Для определения данного закона, используя критерий (1), запишем следующее дифференциальное уравнение:

$$\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) - \sqrt{1 + \frac{\frac{d\tau}{d\sigma_n} \sigma_1}{C}} = 0. \quad (2)$$

Таким образом, получим:

$$\frac{d\tau}{d\sigma_n} = \frac{C \sin \varphi}{\sigma_n}. \quad (3)$$

Подставим в уравнение (3) значение нормального напряжения на площадке среза, соответствующее пределу прочности на одноосное сжатие:

$$\frac{d\tau}{d\sigma_n} \left(\sigma_n = \sigma_{сж} \cos^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \right) = 2C \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) \cos^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right) = C \cos \varphi = \operatorname{tg} \varphi. \quad (4)$$

То есть, в точке $\sigma_n = \sigma_{сж} \cos^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right)$ угловой коэффициент касательной равен коэффициенту внутреннего трения. Таким образом, под углом внутреннего трения в дальнейшем будем подразумевать угол наклона графика функции $\tau(\sigma_n)$ к оси σ_n именно в этой точке.

Интегрируем дифференциальное уравнение (3), при вполне очевидных граничных условиях $\tau(C \cos \varphi) = C + C \cos \varphi \operatorname{tg} \varphi = C(1 + \sin \varphi)$:

$$\tau = C + C \sin \varphi \left(1 + \ln \left| \frac{\sigma_n}{C \cos \varphi} \right| \right) = C \left(1 + \sin \varphi \ln \left| \frac{e \sigma_n}{C \cos \varphi} \right| \right). \quad (5)$$

Таким образом, уравнение (5) является отображением критерия (1) на координатную плоскость τ, σ_n . Критерии (1) и (5) являются поверхностями текучести, то есть определяют в своих координатных осях начало пластических деформаций или предел упругости. То есть, начало пластических деформаций проявляется в образовании площадок среза, наклоненных к минимальному главному напряжению на угол $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$ и расположенных на определенном расстоянии друг от друга. Далее происходит процесс упрочнения вплоть до разрушения.

Критерий (1) может быть обобщен на случай развивающейся пластической деформации. Используя условие равновесия призмы смещения [6], и проделав аналогичные операции, что и при выводе зависимости (1) [2, 6], получим следующий критерий:

$$\sigma_3 = \sigma_1 - 2C \sqrt{\left(1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi \sigma_1}{C} \right) \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi k \sigma_3}{C} \right)}, \quad (6)$$

где $0 \leq k \leq 1$ – параметр упрочнения.

Критерий (6) определяет в координатной плоскости компонент главных напряжений начальную поверхность текучести (при $k=0$), поверхность пластического потенциала (поверхность текучести) (при $0 < k < 1$), и предельную поверхность (поверхность разрушения) (при $k=1$). На рисунке 1 приведены характеристические поверхности пластического деформирования и направление развития пластической деформации.

При этом наклон к минимальному главному напряжению определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \psi = \sqrt{\frac{1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi \sigma_1}{C}}{1 + \frac{\operatorname{tg} \varphi k \sigma_3}{C}}}. \quad (7)$$

Заметим, что при $k=0$, выражения (6), (7) эквивалентны зависимости (1).

Из достаточно очевидных соображений, параметр упрочнения k должен входить в зависимости (6) и (7) посредством выражений:

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \sigma_1 \cos^2 \psi + k \sigma_3 \sin^2 \psi; \\ \tau &= \frac{1}{2} (\sigma_1 - \sigma_3) \sin 2\psi. \end{aligned} \quad (8)$$

Анализ зависимости (8) показывает, что в общем случае ($k \neq 1$), угол наклона критической площадки среза также является величиной переменной, зависящей от напряженного состояния и отличной от угла $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$. Кроме того, угол меняется по мере упрочнения (увеличения k). Другими словами, при одинаковом

напряженном состоянии, но разной степени упрочнения имеем разные углы отклонения площадок от значения $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$.

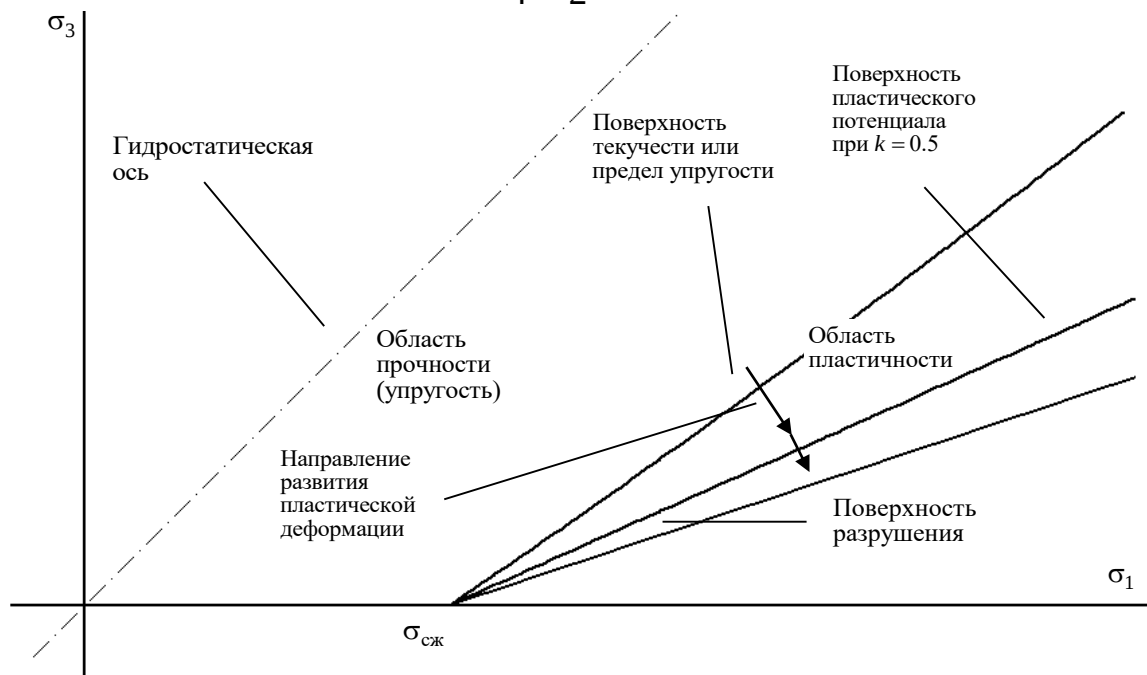


Рис 1. Поверхности пластического деформирования в координатной плоскости компонент главных напряжений

Реализация этого возможна только в двух случаях: первое – когда меняется ориентация главных напряжений, и второе – когда происходит поворот напряженной области относительно главных напряжений или неподвижной системы координат. Следовательно, если в процессе испытаний ориентация главных напряжений (нагрузок) не претерпевает изменений, это является прямым указанием на разворот объемов среды. Используя терминологию авторов [7], эти объемы можно определить, как структурные элементы деформации (мезообъемы). Очевидно, что на разных масштабных уровнях они будут соответствовать различным объектам.

Таким образом, упрочнение буквально означает разворот некоторых структурных элементов, то есть по мере упрочнения увеличивается разворот, но ведь именно разворот зерен и соответствующее увеличение объема в направлении минимального главного напряжения и принято называть дилатансией. Круг замкнулся.

Выше дано аналитическое доказательство разворота структурных элементов при пластической деформации на макромасштабном уровне, при использовании макроскопических параметров.

Таким образом, упрочнение на самом деле означает изменение положения некоторых структурных элементов, и по мере упрочнения это изменение становится более выраженным. Именно это изменение ориентации зерен и соответствующее увеличение объема в направлении минимального главного напряжения называется дилатансией. Круг замкнулся. В вышеизложенном

приведено аналитическое доказательство изменения ориентации структурных элементов при пластической деформации на макроскопическом уровне, основанное на макроскопических параметрах.

На данном этапе уместно вспомнить описание пластической деформации на мезоскопическом уровне по схеме “сдвиг + поворот” [1, 7], а также многочисленные примеры ротационных, вихревых или турбулентных процессов в геодинамике [8, 9]. Кроме того, на сегодняшний день разработан некоторый математический аппарат для описания данных процессов [7, 10, 11].

Данный механизм пластического деформирования становится достаточно очевидным, если учесть сугубо релаксационную роль деструкции или пластической деформации. И, действительно, образование трещины – это диссипация (сброс) накопившейся энергии деформации. Таким образом, структурный элемент, поворачиваясь, как бы “предоставляет” новые плоскости для разгрузки напряжений, которые впоследствии и будут являться его окаймляющими границами. То есть, разрушаемая область, прежде чем “сдаться” (разрушиться), расходует все возможные энергетические ресурсы для недопустимости этого.

Запишем дифференциальное уравнение, определяющее закон изменения угла наклона функции пластического потенциала, с увеличением нормальных напряжений на площадке среза в состоянии упрочнения, подобно уравнению (2):

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) - \sqrt{\frac{C + \frac{\sigma_1 d\tau}{d\sigma_n}}{C + \frac{k\sigma_3 d\tau}{d\sigma_n}}} = 0. \quad (9)$$

Уравнение (9) определяет динамику развития пластического деформирования. Решение уравнения (9) при тех же граничных условиях, что и для уравнения (2), и с учетом зависимостей (6) – (8) дает:

$$\tau = C(1 + \sin\varphi) + \frac{1+k}{1-k} C \sin\varphi \ln \left| \frac{(1-k)\sigma_n + 2kC \cos\varphi}{(1+k)C \cos\varphi} \right|. \quad (10)$$

Критерий (10) определяет в координатной плоскости компонент напряжений на площадке среза начальную поверхность текучести (при $k=0$), поверхность пластического потенциала (при $0 < k < 1$), и предельную поверхность (поверхность разрушения), развертывающуюся в линейную функцию Закона Кулона (при $k \rightarrow 1$). На рисунке 2 приведены характеристические поверхности пластического деформирования.

Таким образом, в начале пластической деформации на некотором расстоянии друг от друга образуются площадки среза под углом $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$. В процессе пластического деформирования происходит разворот этих площадок, по-видимому, с образованием новых поверхностей среза или отрыва (деструкция). При развороте структурных элементов на некоторый угол процесс пластического деформирования переходит в стадию локализации нарушений вдоль некоторой линии (поверхности) и заканчивается разрушением.

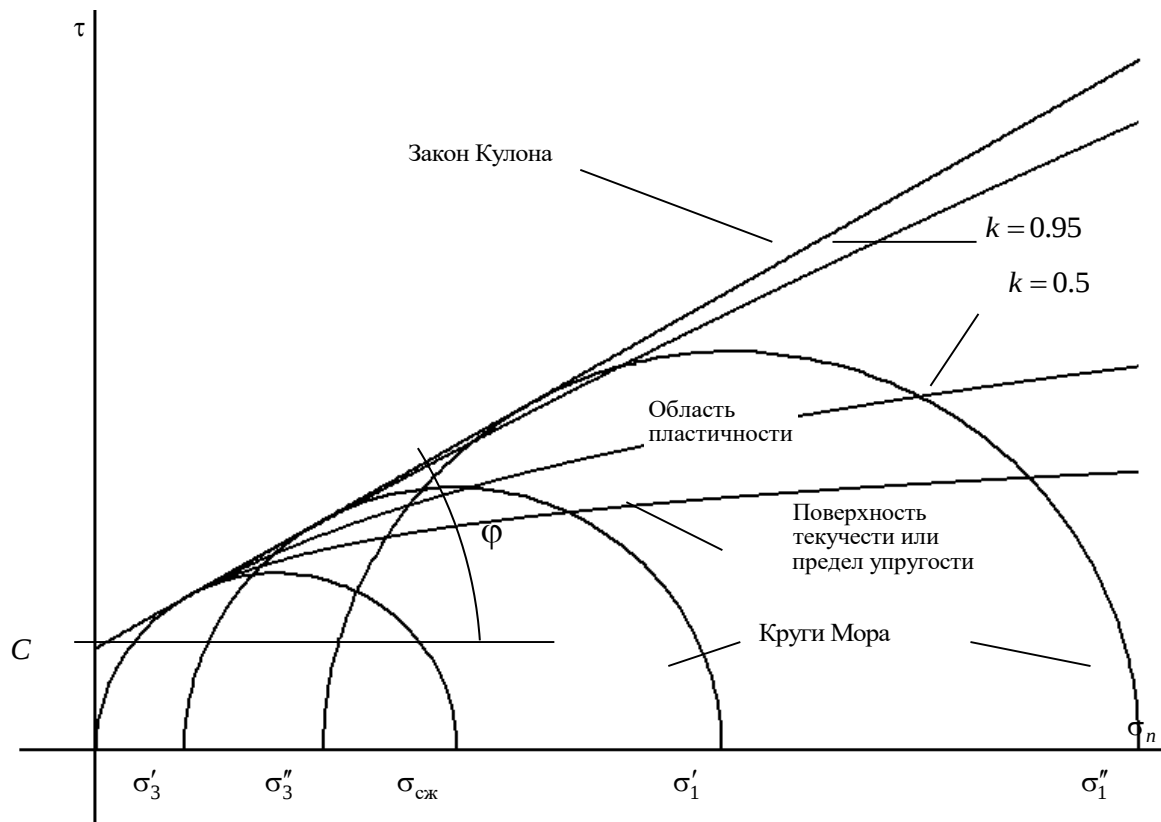


Рис. 2. Поверхности пластического деформирования в координатной плоскости компонент напряжений на площадке среза

То есть, процесс пластического деформирования в этом смысле отличается от разрушения различной ориентировкой и протяженностью площадок среза. На это обстоятельство автором уже указывалось в монографии [6]. Причем символично, что ориентировка площадок среза по отношению к направлению главных напряжений не меняется и составляет постоянный угол. Несовпадение площадок обусловлено динамикой пластической деформации – разворотом структурных элементов.

Используя выражения (6) и (7), угол разворота структурного элемента в процессе упрочнения выражается зависимостью:

$$\Omega = \arctg \frac{2C \left(1 + \frac{\tg \varphi \sigma_1}{C} \right)}{\sigma_1 - \sigma_3} - \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right). \quad (11)$$

Из уравнения (11) следует, что при увеличении напряженного состояния разворот элементов при пластическом деформировании увеличивается. Чисто теоретически максимальный разворот может составлять угол $\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right)$, однако рост угла поворота от предельного напряженного состояния идет достаточно медленно. Так, при $\varphi = 30^\circ$ и значениях $\sigma_3 / C = 2, 10, 20, 100$, имеем приблизительные значения соответственно $\Omega = 5, 13, 16, 23^\circ$.

Продифференцируем выражение (11) с учетом критерия (6):

$$\frac{d\Omega}{d\sigma_1} = 2\operatorname{tg}\varphi \frac{(\sigma_1 - \sigma_3) - C \left(1 + \frac{fk(\sigma_1 + \sigma_3)}{C} + k \right) / \left(fk + \sqrt{1 + \frac{fk\sigma_3}{C}} / \sqrt{1 + \frac{f\sigma_1}{C}} \right)}{\left((\sigma_1 - \sigma_3)^2 + 4C^2 \left(1 + \frac{f\sigma_1}{C} \right)^2 \right)}. \quad (12)$$

Из уравнения (12) прежде всего, следует, что в идеально связных материалах поворот структурных элементов отсутствует. Уравнение (12) можно использовать для экспериментального определения параметра упрочнения. Используя уравнение (12) посредством теоремы об изменении кинетического момента можно определить момент пары сил, действующей на структурный элемент при пластическом деформировании.

Описанный выше процесс пластического деформирования многое объясняет. Например, кардинальное несовпадение предельных огибающих, полученных в стабилметрических испытаниях и методом косого среза [12]. В действительности при косом срезе разрушение происходит по заданной поверхности, то есть поверхность пластичности совпадает с поверхностью разрушения. Именно поэтому предельная поверхность, полученная косым срезом значительно выше своего объемного аналога. Обнаружение в раздавленных образцах трещин отрыва параллельных максимальному сжимающему напряжению, например [13], очень просто и логично объясняется дилатансией, то есть поперечным расширением с увеличением объема. Именно данные трещины, согласно предлагаемой теории, и являются причиной снижения нормального напряжения на площадке среза. Обнаружение в образцах

после испытания сколовых трещин с углом падения превышающим $\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}$, например [14], объясняется разворотом структурных элементов, то есть самих трещин. Поворот структурных элементов в процессе пластического деформирования, на взгляд автора, является весьма информативным параметром. Данное явление может использоваться для определения ориентировки и значений компонент главных напряжений в естественных условиях, по крайней мере, пополнить об этом представления [15]. Значения углов поворота может являться параметром, характеризующим степень пластической деформации, то есть определяет время до разрушения – прогноз землетрясений или разрушения других сооружений.

В работах [6, 16] автором поставлена и решена задача по определению наиболее слабых поверхностей скольжения в однородных откосах. Условие для нахождения данных поверхностей можно свести к следующей вариационной задаче:

$$\begin{aligned} & \int \left[A(x, y, y')(\hat{y} - y) - \mu \eta(x, y, y') \sqrt{1 + y'^2} \right] dx = \\ & = \int A(x, y, y') dS - \mu \int \eta(x, y, y') dl \rightarrow \max. \end{aligned} \quad (13)$$

где $A(x, y, y')$ – некоторая функция координат и производной поверхности скольжения; $\eta(x, y, y')$ – некоторая функция; μ – постоянная; dS – элементарная площадка; dl – дифференциал дуги поверхности скольжения (разрушения).

Заметим, что выражение (13) можно представить как вариационное уравнение:

$$\delta \left[\frac{\int A(x, y, y') dS}{\int \eta(x, y, y') dl} \right] = 0, \text{ или } \frac{\int A(x, y, y') dS}{\int \eta(x, y, y') dl} \rightarrow \max, \quad (14)$$

где δ – вариация функционалов или их функции.

Вариационная задача (13) – (14) получены исходя из принципа возможных перемещений [6, 16], который, как известно, является энергетическим. В этой связи, функция $A(x, y, y')$ представляет собой удельную работу внутренних (приложенных внутри призмы смещения или объемных) сил и внешних сил, зависящих от объемных (трение), на возможном перемещении всей механической системы (призмы смещения). По сути, функция $A(x, y, y')$ является удельной потенциальной энергией деформации твердого тела на возможном перемещении. А функция $\eta(x, y, y')$ является половиной удельной поверхностной энергии разрушения на возможном перемещении системы.

Рассмотрим случай, когда A и η постоянны, то есть работа внутренних и объемных сил на возможном перемещении (удельная потенциальная энергия деформации) и удельная поверхностная энергия разрушения не зависят от координат точки. В этом случае решением вариационного уравнения (14), при отсутствии дополнительных условий, для объемной задачи является шар, а в плоском случае – круг. Данный результат следует из так называемой изопериметрической задачи (задача Дидоны) и закона ее взаимности, например [6]. То есть, при фиксированном числителе в уравнении (14) знаменатель минимизирован и, наоборот, при постоянном знаменателе, числитель максимален. Приведем несколько примеров.

Как известно капля воды в невесомости принимает сферическую форму, минимизируя посредством площади, энергию поверхностного натяжения. Другим примером является одиночный мыльный пузырь, также принимающий в полете форму шара. Согласно теореме Пуассона средняя кривизна поверхности раздела двух физических сред, находящихся в равновесии, пропорциональна разности давлений в этих средах (для пузыря разность давлений отлична от нуля, тогда средняя кривизна постоянна и отлична от нуля). Мыльные пленки впервые подробно исследовал Плато, который вывел следующие правила: 1) три поверхности могут сходиться под углом только 120° ; 2) разграничивающие кривые обязаны встречаться только по четыре и только под углом примерно 109 градусов 28 минут – это углы, под которыми в правильном тетраэдре расходятся отрезки, соединяющие его центр с вершинами.

Кошка, сворачивающаяся в клубок, отдаёт в окружающее пространство меньше теплоты, но самое удивительное, что кошка не может мыслить, она это делает в угоду инстинкту. Замерзший человек также подгибает ноги и горбится,

сам не понимая, для чего он это делает, это получается как бы произвольно, как будто им кто-то управляет, в том числе во сне. По этой же причине, например, Солнце, Земля и Луна имеют шарообразную форму.

Шары, как экстремальные геометрические фигуры, не могут абсолютно компактно заполнить предоставленное им трехмерное пространство, наилучшая упаковка шаров составляет $\pi/\sqrt{18} \approx 74\%$ (задача Кеплера, 1611 г.), а для плоского аналога – $\pi/(\sqrt{12}) \approx 90\%$. В этой связи дополнительным условием к принципу (14) может являться требование полного заполнения фигурами всего предоставленного им пространства. В случае постоянных A и η приходим к задаче Кельвина (Томсона), 1887 г. То есть, необходимо найти форму фигур с наименьшими поверхностями, непрерывно заполняющими бесконечное пространство, при одинаковых и заданных объемах. Последним решением-приближением является форма Уэйра-Фелана, для плоского случая решением, по-видимому, является система шестигранников, напоминающих пчелиные соты. С другой стороны, при одинаковом числе сторон и равных периметрах, площадь правильного многоугольника больше, чем неправильного. Из двух правильных многоугольников с равными периметрами площадь больше у того многоугольника, у которого больше сторон. Необходимо также отметить, что на форму оптимальных объемов сильно влияет граница области, в которой они находятся, то есть геометрия границы тела. Таким образом, реальная форма тел деструкции в конечном итоге будет зависеть от особенностей распределения энергии по объему тела, его формы, структурных особенностей на микро-, мезо- и макроуровне.

Приведем примеры из горного дела. Примером из геомеханики открытых горных работ является так называемая “круглоцилиндрическая” поверхность скольжения, предложенная Петерсоном в 1916 г. и подтверждаемая Шведской геотехнической комиссией. И действительно, при равномерности распределения энергий, поверхность скольжения представляла бы собой дугу окружности. Однако, как показано в работе [6] функция поверхности скольжения лишь кусочно гладкая, то есть производная имеет разрыв. Это говорит о сложном распределении энергии вдоль поверхности скольжения. С другой стороны, каждый из трех участков поверхности скольжения в однородных откосах в отдельности достаточно тесно описывается дугой окружности. Кроме того, обращает на себя внимание тот факт, что на первых двух участках (нижних) поверхность скольжения вогнутая, а на третьем (верхнем) – выпуклая, но все равно по форме достаточно близка к дуге некоторой окружности (см. рис. 1). Зададимся вопросом, чем принципиально отличаются первый, второй и третий участки поверхности скольжения. Ответ очевиден, на третьем участке внутренние (межблоковые) реакции E, T не совершают работы на возможном перемещении. Таким образом, данный участок можно ассоциировать с идеальной пластичностью. По-видимому, для пластичной среды необходимо использовать не работу деформаций, а дополнительную работу. Математически это означает, что перед числителем в (14) нужно поставить знак минус. То есть, оставшаяся часть горного массива экономит площади (объемы) с низкой

потенциальной энергией (пластичные) и отбрасывает, не скупясь, объемы с повышенной потенциальной энергией (перенапряженные), во всех случаях минимизируя площадь вновь образованных поверхностей разрушения. Другими словами, экономится суммарная потенциальная энергия при разрушении. Морозов Е.М. еще в 1961 году для условия равномерного двухосного растяжения выдвигал условие минимизации длины периметра при охвате наибольшей возможной по условиям разрушения площади, в качестве принципа деструкции. Однако, как показано выше, для условий сдвигового разрушения и сложного распределения энергии по объему данное условие может оказаться не состоятельным.

Примером из геомеханике подземных горных работ, является зональная дезинтеграция горных пород вокруг горных выработок в сильнонапряженных горных массивах [18]. Суть явления заключается в образовании вокруг горизонтальных выработок нескольких (в зависимости от уровня напряжений) кольцевых или квазипараллельных выработке зон упругих и пластических (разрушения) состояний горных пород, поочередно сменяющих друг друга. С вариационных позиций данный факт достаточно просто объясним. Кольцо разрушенных горных пород обладает минимальной длиной при заданной мощности (определяется напряженным состоянием), посредством чего минимизируется диссипация (рассеяние) энергии при разрушении, при этом оконтуривается максимальная площадь пород с высокой потенциальной энергией деформации (сильнонапряженные участки).

Используя теорию работ [6, 16] можно показать, что радиусы зон дезинтеграции формируются согласно некоторой постоянной

$$m = 2 \sin \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2} \right). \quad (15)$$

Примечательно, что если положить в (15) $\varphi=0$ (идеально пластичные породы), то $m = \sqrt{2}$, что соответствует масштабному фактору [18]. Максимальное же значение (15) соответствует идеально хрупким породам и приближенно составляет $m \approx 1,85$, что соответствует постоянной модифицированного закона Тициуса-Бодэ (1,89).

Убедительного объяснения явления зональной дезинтеграции не существует до сих пор. Считается, что зоны дезинтеграции являются результатом снятия сжимающих напряжений на контурах пройденной выработки, то есть действия растягивающих напряжений. Однако, как в этом случае объяснить увеличение размеров зон дезинтеграции по мере удаления от выработки. С позиций развиваемой в данной работе теории, а именно разворотов структурных элементов в процессе пластического деформирования, становится достаточно очевидным, что зоны дезинтеграции имеют сдвиговый характер происхождения. Выработка играет двоякую роль. Во-первых, она снижает нормальные напряжения в зонах дезинтеграции, а, во-вторых, она является концентратором напряжений и переводит окружающие породы в фазу пластического деформирования. Увеличение же мощности зон дезинтеграции по мере удаления от выработки является следствием вовлечения в пластическое

деформирование иерархических уровней более высокого порядка (ранга), то есть, обладающих большей энергией.

Таким образом, исходя из выражения (14) и его подробного анализа следует, что тело при деструкции, дезинтеграции (диссипации энергии), стремится отделить от себя части тела с повышенной потенциальной энергией и, наоборот, сохранить части тела с пониженной потенциальной энергией, при этом минимизируя площадь (длину для плоской задачи) поверхности отделения (деструкции). Во всех случаях выполняется условие предельного равновесия. Заметим, что при деструкции потенциальная энергия деформации тела отсекается некоторыми порциями (отделяемые тела имеют определенные размеры) – квантами энергии.

Обобщая уравнение (14), запишем вариационный принцип деструкции в общем виде:

$$\frac{\int_V A(x, y, z) dV}{2 \int_{S_\tau} \eta_\tau(x, y, z) dS_\tau + 2 \int_{S_\sigma} \eta_\sigma(x, y, z) dS_\sigma} \rightarrow \text{extr}, \quad (16)$$

где A – потенциал работы деформации или дополнительная работа (для пластического состояния); η_τ ; S_τ – удельная поверхностная энергия разрушения при срезе и площадь вновь образованных поверхностей; η_σ ; S_σ – удельная поверхностная энергия разрушения при разрыве и площадь вновь образованных поверхностей; V – отделяемый при деструкции объем.

Принцип (16) подразумевает стационарность процесса деструкции. Однако в принципе его можно модифицировать с учетом фактора времени. Коэффициент “2” в знаменателе (16) формален и показывает, что при разрушении тела (образование трещины) образуются две поверхности, однако на наличие экстремума выражения он не влияет.

Что касается вопроса физических предпосылок выполнения условий (14) и (16), то нужно признать, что это проблема будущих исследований, собственно это касается и других вариационных принципов механики, да и не только механики. Однако можно предположить существование некоторого более общего вариационного принципа разрушения и созидания (самоорганизации) в природе.

Если учесть, что энтропия является не только мерой хаоса, но и мерой качества энергии, мерой ее концентрации и направленности, то неизбежность самоорганизации в природе можно вывести также из вариационного принципа минимума диссипации (рассеяния) энергии: если возможно множество сценариев протекания процесса, согласных с законами сохранения и связями, наложенными на систему, то в реальности процесс протекает по сценарию, которому отвечает минимальное рассеяние энергии, то есть минимальный прирост энтропии. Другими словами, если в ходе процесса возможно образование упорядоченных устойчивых статических или динамических структур в локальных областях системы, то они обязательно возникнут,

уменьшая тем самым суммарный прирост энтропии. Впрочем, данный принцип пока не имеет математического выражения.

В заключение следует отметить, что полученные результаты опираются на фундаментальные принципы механики и строгий математический анализ [2 – 6]. Любые расхождения с экспериментом, вероятно, связаны с модельными предположениями о континуальности твердых тел.

Библиографический список

1. Панин В. Е. Синергетические принципы физической мезомеханики / В. Е. Панин // Физическая мезомеханика. – 2000. – № 3(6). – С. 5-36.
2. Жабко А. В. Напряженное состояние земной коры / А.В. Жабко // Известия Уральского государственного горного университета. – 2014. – № 3(35). – С. 57-60.
3. Жабко А. В. Условие прочности горных пород / А.В. Жабко // Известия Уральского государственного горного университета. – 2014. – № 4(36). – С. 24-28.
4. Жабко А. В. Предельное напряженное состояние горных пород / А.В. Жабко // Известия ВУЗов “Горный журнал”. – 2015. – № 5. – С. 50-55.
5. Жабко А. В. Критерий разрушения твердых тел / А.В. Жабко // Сетевое периодическое научное издание «Проблемы недропользования». Выпуск 2 (5). (<http://trud.igduran.ru>). Номер государственной регистрации: Эл №ФС77 – 56413 от 11.12.2013 г. Екатеринбург, 2015. – С. 46 – 51.
6. Жабко А. В. Аналитическая геомеханика: научная монография / А.В. Жабко. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2016. – 224 с.
7. Панин В.Е., Лихачев В.А., Гриняев Ю.В. Структурные уровни деформации твердых тел. – Новосибирск: Наука, 1985.
8. Викулин А.В. Вихри и жизнь / А.В. Викулин, И.В. Мелекесцев // Ротационные процессы в геологии и физике. – М.: КомКнига, 2007. – С. 39-102.
9. Викулин А.В. О волновых и реидных свойствах земной коры / А.В. Викулин, Х.Ф. Махмудов, А.Г. Иванчин и др. // Физика твердого тела. – 2016. – Т. 58. – Вып. 3. – С. 547-557.
10. Морозов Н.Ф. Математические вопросы теории трещин. – М.: Наука. Главная редакция физ.-мат. литературы, 1984. – 256 с.
11. Гарагаш И.А. Механика Коссера для наук о Земле / И.А. Гарагаш, В.Н. Николаевский // Вычислительная механика сплошных сред. – 2009. – Т. 2. – № 4. – С. 44-66.
12. Прочность и деформируемость горных пород / Ю. М. Карташов, Б. В. Матвеев, Г. В. Михеев и др. – М.: Недра, 1979. – 269 с.
13. Одинцев В.Н. Отрывное разрушение массива скальных горных пород. М.: ИПКОН РАН, 1996. – 166 с.
14. Ставрогин А. Н., Тарасов Б. Г. Экспериментальная физика и механика горных пород. – СПб: Наука, 2001. – 343 с.

15. Ребецкий Ю.Л. Тектонические напряжения и области триггерного механизма возникновения землетрясений / Ю.Л. Ребецкий // Физическая мезомеханика. – 2007. – № 10 (1). – С. 25-37.
16. Жабко А. В. Теория расчета устойчивости откосов и оснований. Общая теория расчета устойчивости однородных откосов / А. В. Жабко // Известия Уральского государственного горного университета. – 2016. – №1(41). – С. 72-83.
17. Левин В. А., Морозов Е. М., Матвиенко Ю. Г. Избранные нелинейные задачи механики разрушения. – М.: Физматлит, 2004. – 408 с.
18. Опарин В. Н. Научные открытия межтысячелетия в геомеханике и перспективы их применения / В. Н. Опарин // Геодинамика и напряженное состояние недр Земли: труды конференции с участием иностранных ученых, 2 – 5 октября 2007 г., Новосибирск. – Новосибирск: ИГД СО РАН, 2007. – С. 7-30.
19. Кашубин С.Н., Виноградов В.Б., Кузин А.В. Физика Земли / Под ред. В.В. Филатова. 2-е изд., испр. и переработ. Екатеринбург: УГГУ, 2005. – 188 с.

АНАЛИЗ ДРОБИМОСТИ ХРУПКИХ МАТЕРИАЛОВ В ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДРОБИЛКЕ

Афанасьев А. И¹., Зубов В. В¹., Симисинов Д. И¹., Чиркова М. С².

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»¹

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б. Н. Ельцина»²

Аннотация. Измельчение полезных ископаемых – это процесс уменьшения их размеров перед обогащением. Для этого используются разные типы мельниц. В России в горной промышленности популярны центробежные мельницы: однороторные (например, ДЦ) и двухроторные. Они разрушают горную породу за счет свободного удара кусков о броню. Однако у таких мельниц есть недостаток – низкая эффективность. Эффективность оценивается степенью измельчения и энергоемкостью процесса. По данным наших экспериментальных исследований, при скорости удара 30–50 м/с горные породы второго-третьего класса дробимости с крепостью по Протоdjяконову от 7 до 11 измельчаются максимум в три раза. Чтобы увеличить степень дробления, нужно повысить скорость удара, что увеличивает энергозатраты. Иногда для достижения нужной крупности продукта в одной мельнице приходится использовать несколько стадий измельчения или увеличивать циркулирующую нагрузку. Это усложняет конструкцию машины. Поэтому улучшение конструкции центробежных мельниц – важная задача.

Ключевые слова: Горная порода, классы дробимости, эквивалентный диаметр частицы, скорость удара частиц, удельная энергоемкость разрушения, центробежная дробилка, лигатура.

Дробление и измельчение руд требуют значительных затрат энергии. Это существенно ограничивает выбор методов разрушения. С истощением богатых месторождений объем перерабатываемой породы увеличивается, что повышает общие энергетические расходы.

Основы механики разрушения горных пород заложили такие ученые, как Р. Гук, Ш. Кулон, А. Навье, А. Сен-Венан, О. Мор, Р.Р. Риттенгер, В.Л. Кирпичев и Ф. Кик. Позже А. Гриффитс и А.Ф. Иоффе дополнили теорию, связав разрушение твердых тел с наличием дефектов в их структуре.

В XX веке ученые внесли значительный вклад в изучение процессов разрушения горных пород и повышение эффективности дробильно-размольного оборудования. Среди них можно выделить таких исследователей, как Барон Л.И., Bond F.C., Горячкин В.П., Кубачек В.Р., Масленников В.А., Матвеев А.И., Никитин А.Г., Новик Г.Я., Нистратов В.Ф., Ревнивцев В.И., Ржевский В.В., Саитов В.И., Сиденко Э.А., Скочинский А.А., Чантурия В.А. и многие другие. Их работы [1–9] стали основой для разработки современных технологий и машин в горнодобывающей промышленности. Основной недостаток всех теорий заключается в том, что при дроблении материал разрушается на частицы разного размера, и их количество на каждом этапе непостоянно. Для достижения нужной крупности продукта в одной мельнице приходится использовать несколько стадий измельчения или увеличивать циркулирующую нагрузку, что усложняет

конструкцию машины. Поэтому улучшение конструкции центробежных мельниц является актуальной задачей.

Методология (методика) проведения исследований.

Дробимость хрупких материалов изучалась на лигатурах (сплавах легирующих металлов: ВНАЛ; К-4-3; ВХМА, АМВТ и др.) на опытно-промышленной центробежной дробилке-мельнице. Целью дробления лигатур было получение максимального выхода кусков крупностью +5-15мм и подтверждение ранее полученных закономерностей разрушения хрупких горных пород – гранитов, медноцинковых руд и др. Перед и после дробления материала производился его рассев и определялся выход фракций. Количество экспериментов в каждой точке определялось в зависимости от степени вариации полученных результатов и было не меньше 5.

Результаты и их анализ.

Область применения результатов - проектирование центробежных дробилок с повышенной энергоэффективностью.

Ранее [10] нами было установлено, что степень дробления куска горной породы свободным ударом определяется величиной эквивалентного диаметра и его удельной энергией. Получено уравнение, связывающее удельную энергоёмкость разрушения (Дж/кг) куска горной породы с его эквивалентным диаметром, а также со степенью дробления. Установлено, что если дробление свободным ударом происходит в несколько стадий, то скорость куска перед последующим ударом должна определяться с учетом величины максимального куска, образованного предыдущим ударом.

В табл.1 приведены результаты эксперимента по дроблению лигатуры. Исходное питание имеет средний эквивалентный диаметр куска равный 18,5мм. Скорость удара кусков лигатуры определялась как векторная сумма радиальной и окружной скоростей [11]. Для определения радиальной скорости кусков перед ударом было необходимо определить коэффициент трения лигатуры о сталь. В результате экспериментов средние значения коэффициентов кинетического трения лигатур оказались равными:

А) для ВНАЛ-4 $f_{\text{ср}} = 0,15$;

Б) для К-4-3 $f_{\text{ср}} = 0,18$.

Таблица 1.

Результаты дробления ВНАЛ-4

№	d , мм	$m_{\text{др}} / m_{\text{исх}}$	Окружная скорость, м/с	Скорость удара, м/с(V_y)	$d_{\text{ср}}$, мм	Степень дробления, i	E/m , Дж/кг
1	0 - 5	0,435	25	32,8	10,3	1,8	540
2	5 – 10	0,32					
3	10 – 20	0,275					
4	20 - 40	0,095					
5	0 - 5	0,47	30	39,4	7,6	2,43	770
6	5 – 10	0,28					
7	10 – 20	0,21					

8	20 - 40	0,04					
9	0 - 5	0,51	40	52,5	6,7	2,76	1380
10	5 - 10	0,3					
11	10 - 20	0,18					
12	20 - 40	0,01					
13	0 - 5	0,685	50	65,6	4,9	3,78	2150
14	5 - 10	0,224					
15	10 - 20	0,085					
16	20 - 40	0,01					

На рис.1 приведены гистограммы распределения выхода кусков дробленого продукта. Первый диапазон – $d = +0 - 5\text{мм}$; второй диапазон – $d = +5 - 10\text{мм}$; третий диапазон – $d = +10 - 20\text{мм}$; четвертый диапазон – $d = +20 - 40\text{мм}$.

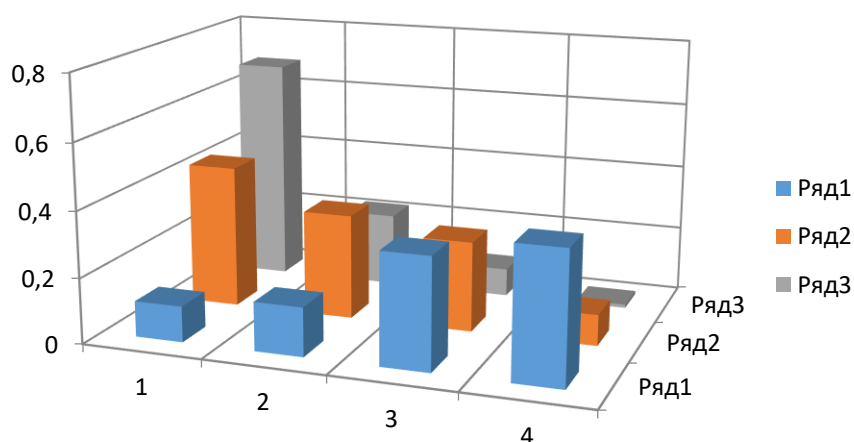


Рис.1 Гистограммы распределения выхода кусков ВНАЛ-4: ряд 1- исходное питание; ряд 2 – скорость удара 32,8м/с; ряд 3 – скорость удара – 65,6м/с.

Гистограммы, приведенные на рис.1 показывают, что при окружной скорости 50 м/с и более происходит переизмельчение лигатуры, выход класса - 5мм близок к 70%.

На рис.2 приведены графики зависимости степени дробления лигатуры ВНАЛ-4 от удельной энергии ($E_y = \frac{E}{m} = 0,5V_y^2$).

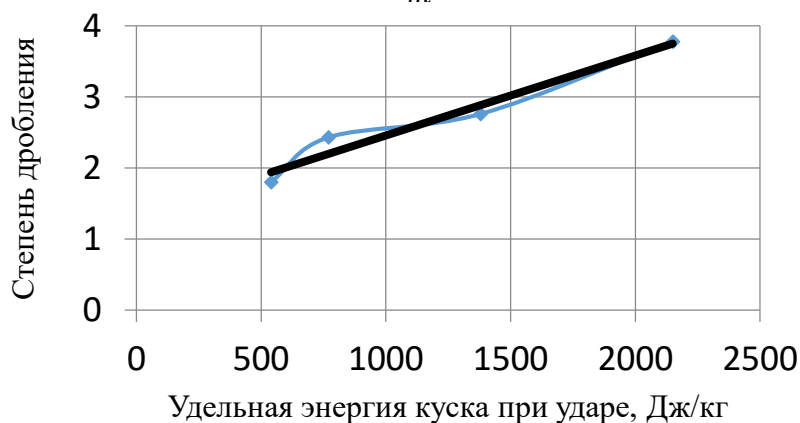


Рис.2 Графики зависимости степени дробления лигатуры ВНАЛ-4 от удельной энергии

Статистическая зависимость степени дробления [12...15] частиц лигатуры от удельной энергии ($E_y = \frac{E}{m}$) перед ударом имеет вид:

$$i = 11 \cdot 10^{-4} E_y + 1,33, R^2 = 0,96 \quad (1)$$

Относительно большие значения корреляционного отношения ($R \approx 1$) уравнения 1 свидетельствует о наличии существенной связи степени дробления и удельной энергии куска перед ударом.

Следующая серия опытов производилась с лигатурой К-4-3. В табл.2 приведен план и результаты полнофакторного эксперимента ПФЭ 2^2 [12...15] по дроблению лигатуры. В таблице приведены кодированные значения: эквивалентного диаметра кусков (d) - X_1 , удельной энергии кусков (E_y)- X_2 и степени дробления (i).

1. Для лигатуры К-4-3 получим:

$d = X_1$; $X_1 = +1$ $d = 30$ мм; $X_1 = -1$ $d = 15$ мм; $\Delta_{x_1} = 7,5$ мм; $X_{10} = 22,5$ мм
 $E_y = X_2$; $X_2 = +1$ $E_y = 2050$ Дж/кг; $X_2 = -1$ $E_y = 510$ Дж/кг; $\Delta_{x_2} = 770$ Дж/кг;
 $X_{20} = 1280$ Дж/кг.

Таблица 2.

ПФЭ и результаты дробления К-4-3

№	X_1	X_2	$X_1 X_2$	i	$i X_1$	$i X_2$	$i X_1 X_2$	$i_{\text{расч}}$
1	+	-	-	2,82	2,82	-2,82	-2,82	2,82
2	-	-	+	1,86	-1,86	-1,86	1,86	1,85
3	+	+	+	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8
4	-	+	-	2,44	-2,44	2,44	-2,44	2,43
Σ	0	0	0	10,92	2,32	1,56	0,4	10,9

В результате получены следующие коэффициенты модели: $a_0 = 2,73$; $a_1 = 0,58$; $a_2 = 0,39$; $a_{12} = 0,1$. Математическая модель имеет вид ($i = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_{12} X_1 X_2$): $i = 2,73 + 0,077(d - 22,5) + 0,51 \cdot 10^{-3}(E_y - 1280) + 1,7 \cdot 10^{-5}(d - 22,5)(E_y - 1280)$

Расчетные значения по формуле 2 степени дробления практически совпадают с результатами эксперимента, что согласуется с результатами работы [10]. Аналогичные результаты получены и для других лигатур.

Выводы:

1. Для уменьшения переизмельчения лигатуры необходимо ограничивать скорость удара кусков, путем снижения окружной скорости до 10...15м/с. При этом уменьшается энергоемкость и, соответственно, повышается эффективность процесса.

2. Для повышения эффективности дробления свободным ударом следует производить предварительное грохочение и дробить лигатуру узких классов при соответствующих скоростях вращения ротора.

3. Степень дробления лигатуры линейно возрастает с увеличением крупности исходного питания и удельной энергии куска.

Библиографический список

1. Барон Л. И. Характеристики трения горных пород. М.: Наука, 1967. 206 с.
2. Барон Л. И., Хмельковский И.Е. Разрушаемость горных пород свободным ударом. – М.: Наука, 1971. – 203 с.
3. Андреев С. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Перов В.А., Зверевич В.В. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
4. Андреев С. Е., др. Закономерности измельчения и исчисления характеристик гранулометрического состава. М., «Металлургиздат», 1959.
5. Андреев С. Е. О законах дробления. Горный журнал №4, 1962.
6. Серго Е. Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: 1977. – 285 с.
7. Барон Л. И. Горнотехнологическое породоведение. Предмет и способы исследований. М.: Наука, 1977. 301 с.
8. Сиденко П. М. Измельчение в химической промышленности: издание 2-е, переработанное. – М.: Химия, 1977. – 368 с.
9. Ржевский В. В. Физико-технические параметры горных пород. М.: Наука, 1975, 212с.
10. Афанасьев А. И., Зубов В. В., Симисинов Д. И., Чиркова А. А. Измельчение горной породы в центробежных мельницах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2025. – № 3. – С. 18–29. DOI: 10.25018/0236_1493_2025_3_0_18
11. Афанасьев А. И., Зубов В.В., Симисинов Д.И., Чиркова А.А. Выбор параметров центробежной дробилки Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2025. Вып. 1. С. 353-365
12. Основы научных исследований: учебник / Афанасьев А.И., Потапов В.Я., Фролов С.Г., Упоров С.А., Потапов В.В., Чиркова А.А.— Москва: Ай Пи Ар Медиа, 2024. — 204 с. — ISBN 978-5-4497-2702-2.
13. Зельдович Я. Б. Элементы прикладной математики / Я. Б. Зельдович, А. Д. Мышкис. – М.: Наука, 1967. – 646 с.
14. Хартман К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий. - М.: Мир, 1977. - 552 с.
15. Сидняев Н.И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных: учеб. пособие. – М.: Изд-во Юрайт, 2014. – 495 с.

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДУШНОГО СЕПАРАТОРА УГЛЯ

Афанасьев А. И¹., Кузнецов А. М¹., Чиркова М. С².

ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»¹

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого
Президента России Б. Н. Ельцина»²

Аннотация. Уменьшение теплоты сгорания, обусловленное ростом зольности угля, существенное усложнение горнотехнических условий добычи, повышение экологических требований к горным предприятиям, а также возрастание стоимости электроэнергии, являются основными проблемами стоящими перед угольной энергетикой. Существенное влияние на загрязнение окружающей среды оказывают относительно высокозольные ($A^d > 30\%$) мелкие (-13+0мм) фракции угля, выход которых при механизированной выемке доходит практически до 80%. Удаление высокозольных фракций в подземных условиях позволит: уменьшить объем породных отвалов и хвостохранилищ, снизить затраты на подъем горной массы и, соответственно, повысить эффективность шахт. В настоящее время известны несколько технологий подземного обогащения угля (сухое в пневматических отсадочных машинах и сортировка на грохотах, мокрое - флотация). Достоинствами сухого разделения угля и породы являются: относительная простота технологической схемы; отсутствие водно-шламового хозяйства и, соответственно, в 2-3 раза меньшие удельные капитальные и эксплуатационные затраты относительно гидравлического обогащения.

Недостатками сухого обогащения являются: существенная зависимость результатов от влажности исходного угля и низкая технологическая эффективность. Поэтому сухое обогащение угля в настоящее время практически не применяется.

Эксперименты показали, что разделять уголь и пустую породу используя разность в коэффициентах трения не эффективно. Большая часть пустой породы (выход 75%) смешалась с углем (выход 50%). Таким образом, при разделении угля и породы необходимо использовать разницу в плотностях и, соответственно, массах частиц одинакового размера. Нами было предложено подавать воздух горизонтально под трамплин в сторону движения и разгонять более легкие частицы угля, обеспечивая при этом большую дальность их полета. Физико-механические свойства сродков: размеры кусков, их плотность, коэффициенты трения, являются случайными величинами, которые распределены по различным законам. В связи с этим нами была разработана имитационная модель процесса воздушного сепаратора и проведен расчет её параметров.

Ключевые слова: Плотность горной породы, зольность угля, коэффициент трения, размеры частицы, скорость воздуха и частицы.

Рост зольности угля, что эквивалентно ухудшению его качества, усложнение в последние годы горно-геологических условий добычи, ужесточение экологических требований к горным предприятиям, возрастание стоимости электроэнергии, являются основными проблемами стоящими перед угольной энергетикой. Существенное влияние на загрязнение окружающей среды оказывают относительно высокозольные ($A^d > 30\%$) мелкие (-13+0мм) фракции угля, выход которых при комбайновой выемке доходит практически до 80%. Использование предварительного разделения этих фракций в подземных условиях позволит: уменьшить породные отвалы и хвостохранилища, снизить

затраты на подъем и транспортировку горной массы, повысить эффективность горного предприятия. В настоящее время известны несколько технологий подземного обогащения (сухое в пневматических отсадочных машинах и сортировка на грохотах, мокрое - флотация). Достоинствами сухого обогащения являются: относительная простота технологических схем; отсутствие водно-шламового хозяйства и, соответственно, в 2-3 раза меньшие удельные капитальные и эксплуатационные затраты относительно гидравлического обогащения.

Недостатками сухого обогащения являются: существенная зависимость результатов от влажности исходного угля и низкая технологическая эффективность. Поэтому сухое обогащение угля в XXI веке практически не применяется [1...4].

В связи с этим, обоснование конструктивных и режимных параметров фрикционно-воздушного сепаратора, позволяющее повысить выход концентрата в мелких фракциях, является актуальной задачей.

Результаты исследований и их обсуждение.

В связи с усложнением горнотехнических условий добычи угля, в последнее время наблюдается рост его зольности практически в большинстве угольных бассейнов [1...4]. Основной вклад в зольность угля вносят его сродки с породой крупностью -13+0мм. В таблице 1 приводятся результаты ситового анализа и содержания золы углей, добываемых в различных регионах.

Табл.1

Гранулометрический состав и зольность углей

№	Класс, мм	Выход Y, %	Содержание золы A ^d , %	Примечание
1	6-13	22,83	39,7	Ш. «Коркинская»
2	3-6	15,56	37,6	
3	0-3	6,13	33,5	
4	Итого кл. 0-13	44,52	38,1	
5	6-13	21,45	40,81	«Экибастузуголь» (бурые угли)
6	3-6	9,21	35,46	
7	0-3	5,17	28,78	
8	Итого кл. 0-13	32,83	38,86	
9	3-13	36,5	24,2	Кузбасс
10	0-3	44,7	26,7	
11	Итого кл. 0-13:	81,2	25,1	
12	6-13	14,4	22,6	
13	3-6	12,4	24,4	Донбасс, уголь марки Д
14	1-3	10,6	25,1	
15	Итого кл. 0-13:	37,4	23,6	

Результаты исследований, приведенные в таблице 1 показывают, что выход угля крупностью -13мм находится в пределах 32...81%, а зольность в пределах 23...38%. При этом зольность отдельных классов крупности может как возрастать, так и уменьшаться от крупных к мелким.

Это свидетельствует о актуальности обогащения мелких фракций.

Физико-механические свойства сростков: размеры кусков, их плотность, коэффициенты трения, являются случайными величинами, которые распределены по различным законам. В работе [4] приведены данные о распределении зольности по классам крупности -10мм. Распределение выхода фракций -10мм, а также зольности можно без существенной погрешности принять равномерным.

В результате экспериментальных исследований нами, а также результатов, приведенных в [2] установлено, что коэффициент трения сростков зависит от зольности и изменяется в пределах: уголь с зольностью до 3% $f = 0,3 \dots 0,32$; уголь с средней зольностью 33% $f = 0,6 \dots 0,62$.

Плотность сростков угля с породой согласно закону сохранения массы, можно определить из формулы

$$\rho_c = \rho_y \rho_{\pi} [\rho_{\pi} (1 - A_T) + \rho_y A_T]^{-1} \quad (1)$$

где ρ_y - плотность угля;

ρ_{π} - плотность горной породы;

A_T - зольность угля (д.е.).

Текущая зольность определяется из уравнения

$$A_T = Rnd \quad (2)$$

Если текущая зольность превышает в два раза среднюю, то она принимается равной 0,03.

В противном случае, при заданной средней зольности угля (A_c), текущая зольность (A_T) находится из формулы

$$A_T = 0.05 + (2 \cdot A_c - 0.05) \cdot Rnd \quad (3)$$

где Rnd – равномерно распределенное в интервале 0-1 число.

Если текущая зольность превышает в два раза среднюю, то она принимается равной 0,03.

Коэффициент трения угля, зависящий от величины зольности, находится из формулы

$$f_T = f_1 + (f_2 - f_1) \cdot A_T \quad (4)$$

где f_2, f_1 – соответственно, максимальный и минимальный коэффициенты трения.

В УГГУ на физической модели были проведены эксперименты по сухому обогащению высокзольных углей крупностью -10 мм. Физическая модель отличалась от моделей, приведенных [4...8] наличием наклонной плоскости, заканчивающейся криволинейным трамплином, позволяющим изменить направление скорости движения частицы. Скорость «схода» частицы с наклонной плоскости является случайной величиной и определяется из формулы:

$$V_n = [2 \cdot L \cdot 9.8 \cdot (\sin(\alpha) - \cos(\alpha) \cdot f_T)]^{0.5} \quad (5)$$

где L - длина наклонной плоскости, м;

α - угол наклона плоскости, град.

Уравнение 5 показывает, что коэффициент трения несущественно влияет на скорость частицы при сходе её с трамплина и, соответственно, дальность полета. Кроме того, получить однозначного решения уравнений 1...5 невозможно, так как входящие в них величины изменяются случайным образом. В связи с этим нами была разработана имитационная модель процесса воздушного сепаратора.

Эксперименты показали, что разделять уголь и пустую породу используя разность в коэффициентах трения не эффективно. Большая часть пустой породы (выход 75%) смешалась с углем (выход 50%). Таким образом, при разделении угля и породы необходимо использовать разницу в плотности и, соответственно, массе частиц одинакового размера. Нами было предложено подавать воздух горизонтально под трамплин в сторону движения и разгонять более легкие частицы угля, обеспечивая при этом большую дальность их полета.

1	Расчет параметров процесса сепарации	Расче
2	1. Длина наклонной плоскости, м L	0,5
3	2. Угол наклона плоскости к горизонту, град α	40
4	3. Высота зоны сепарации, м (C)	0,5
5	4. Параметры дуги: радиус, м (Rd1)	0,1
6	абсцисса центра, м (Xcd1)	0
7	ордината центра, м (Ycd1)	0
8	начальный угол (от горизонтали), град (Find1)	40,0
9	угол дуги, град (Fikd1)	53,4
10	5. Стенка 1: абсцисса, м (X_ст_1)	0,365
11	высота, м (H_ст_1)	0,18
12	6. Стенка 2: абсцисса, м (X_ст_2)	0,49
13	высота, м (H_ст_2)	0,22
14	7. Средняя зольность угля, (ACB1)	0,33
15	8. Браковочная зольность угля, (Abr)	0,12
16	9. Макс.коэфф. трения породы о наклонную плоскость, KF2	0,56
17	12. Мин.коэфф. трения угля о наклонную плоскость, KF1	0,32
18	13.Плотность пустой породы, кг/м ³ (PP1)	3000
19	15.Плотность угля без пустой породы, кг/м ³ PP3	1000
20	13.Скорость воздуха перед трамплином, м/с (MAV)	7
21	14.Коэффициент парусности частицы, C (MY)	0,8
22	15.Начальная скорость частицы, м/с (U0)	0,1
23	19.Максимальный диаметр частицы, м (D2)	0,01
24	20.Минимальный диаметр частицы, м (D1)	0,001
25	23.Приращение времени при интегрировании (dT)	0,01
26	24.Число частиц поступивших на сепарацию (N_частиц)	40
27		
28		
29	Результаты расчета	0
30	1. Зольность продукта до 1-й стенки, %	34,54765
31	2. Зольность продукта между 1-й и 2-й стенками, %	9,868
32	3. Зольность продукта за 2-й стенкой, %	0,00
33	4. Масса частиц упавших до 1-й стенки	2,5067293
34	5. Масса частиц упавших между 1-й и 2-й стенками	3,0382476
35	6. Масса частиц упавших за 2-й стенкой	0,000

Рис. 1. Исходные данные и результаты расчета рабочего процесса воздушного сепаратора при скорости воздуха равном 7 м/с.

Экспериментально установлено, что скорость воздуха после выхода его из трубопровода изменяется по закону:

$$V_B = V_{0B} \cdot e^{(-2.41 \cdot x_1)} \quad (6)$$

где V_{0B} - скорость воздуха при выходе его из трубопровода, м/с;
 x_1 - расстояние от сопла до частицы, м.

Уравнение движения частицы в горизонтальной плоскости при воздействии на неё воздуха имеет вид:

А) если скорость воздуха (V_B) больше скорости частицы ($V_B > V_{1x}$)

$$d x_1 / dt = V_{0x} + 1,5 (-V_{0x} + V_B)^2 \rho_B \cdot c (d\rho_c)^{-1} dt \quad (7)$$

где V_{0x} - скорость частицы при сходе её с криволинейного трамплина, м/с;
 c - коэффициент парусности;

d - эквивалентный диаметр частицы, м;

dt - приращение времени при интегрировании, с (равное 0,01с).

Б) если скорость частицы больше скорости воздуха ($V_{1x} > V_B$)

$$d x_1 / dt = V_{0x} - 1,5 (-V_{0x} + V_B)^2 \rho_B \cdot c (d\rho_c)^{-1} dt \quad (8)$$

Уравнение движения частицы в вертикальной плоскости при воздействии на неё воздуха имеет вид:

$$V_{1y} = V_{1y} + (9,81 - 1,5 * (V_{1y})^2 \rho_B c (d\rho_c)^{-1}) dt \quad (9)$$

На рис. 1...6 приведены исходные данные и траектории движения частиц после схода их с криволинейного трамплина.

На рис. 2...6 обозначено: 1 - наклонная плоскость; 2 - криволинейный трамплин; 3 - перегородка между первым и вторым бункером; 4 - перегородка между вторым и третьим бункером; V_B - вектор скорости воздуха.

Первый бункер находится между криволинейным трамплином 2 и перегородкой 3. Второй бункер расположен между перегородками 3 и 4, а третий бункер за перегородкой 4.

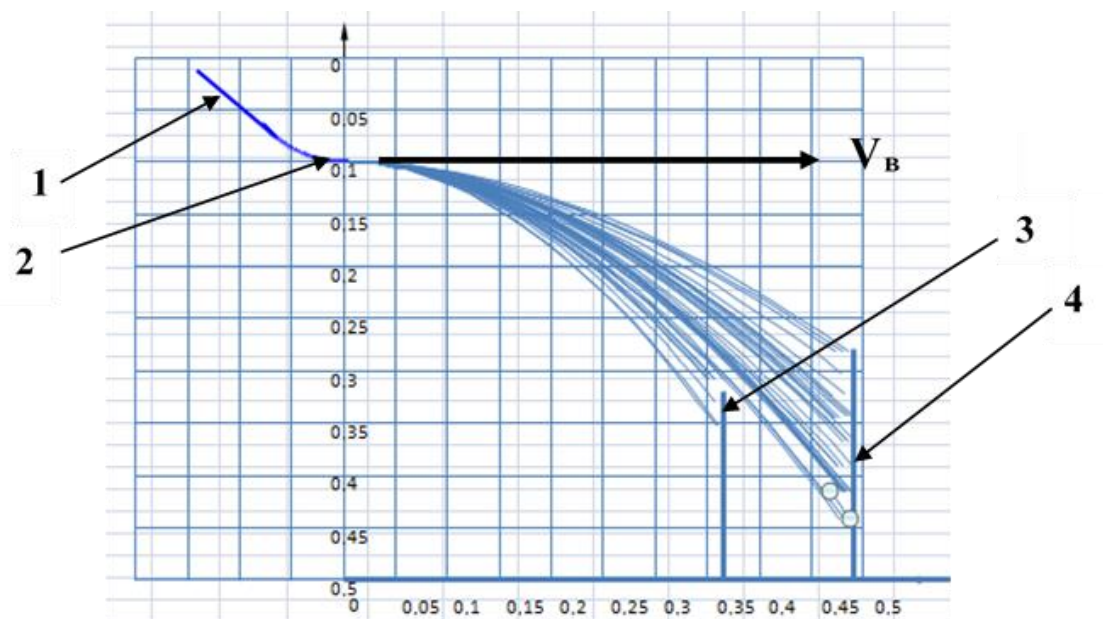


Рис. 2 Траектории движения частиц в воздушном сепараторе при скорости воздуха равном

7м/с

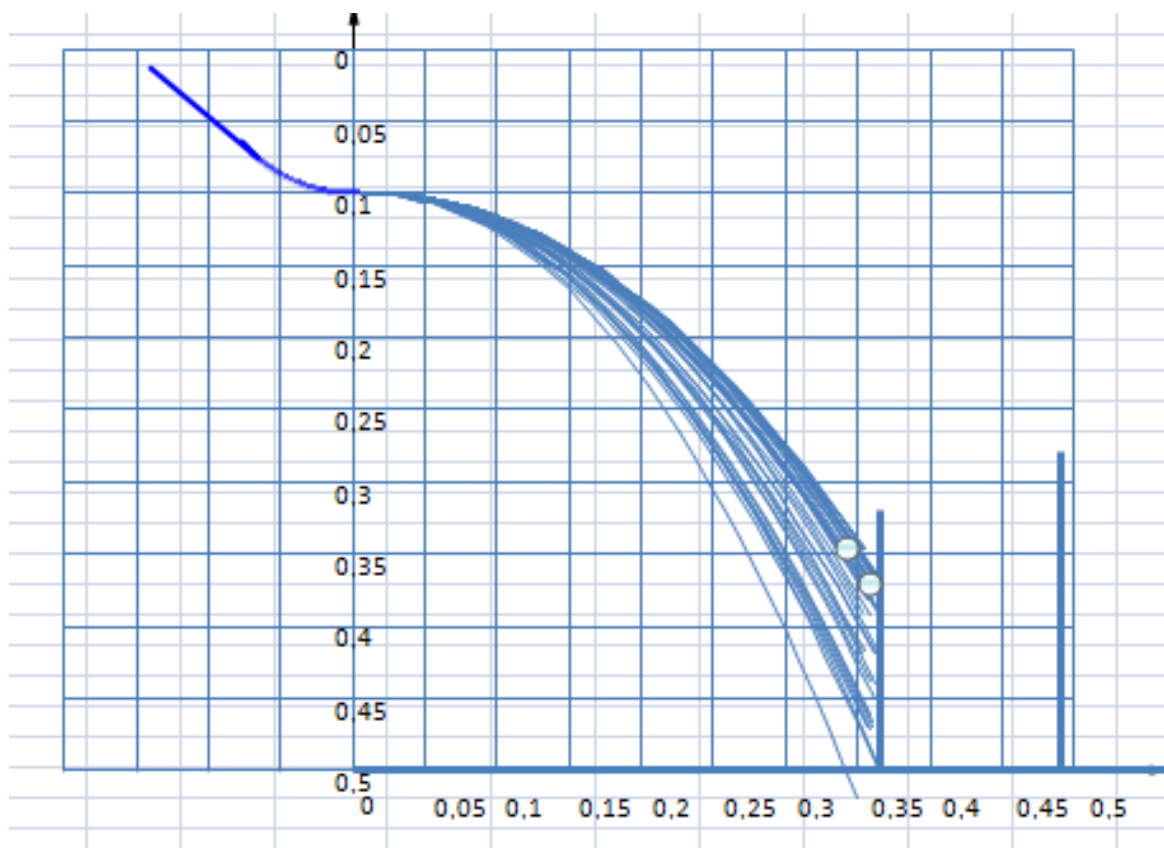


Рис. 3. Траектории движения частиц в воздушном сепараторе при скорости воздуха равном 0 м/с

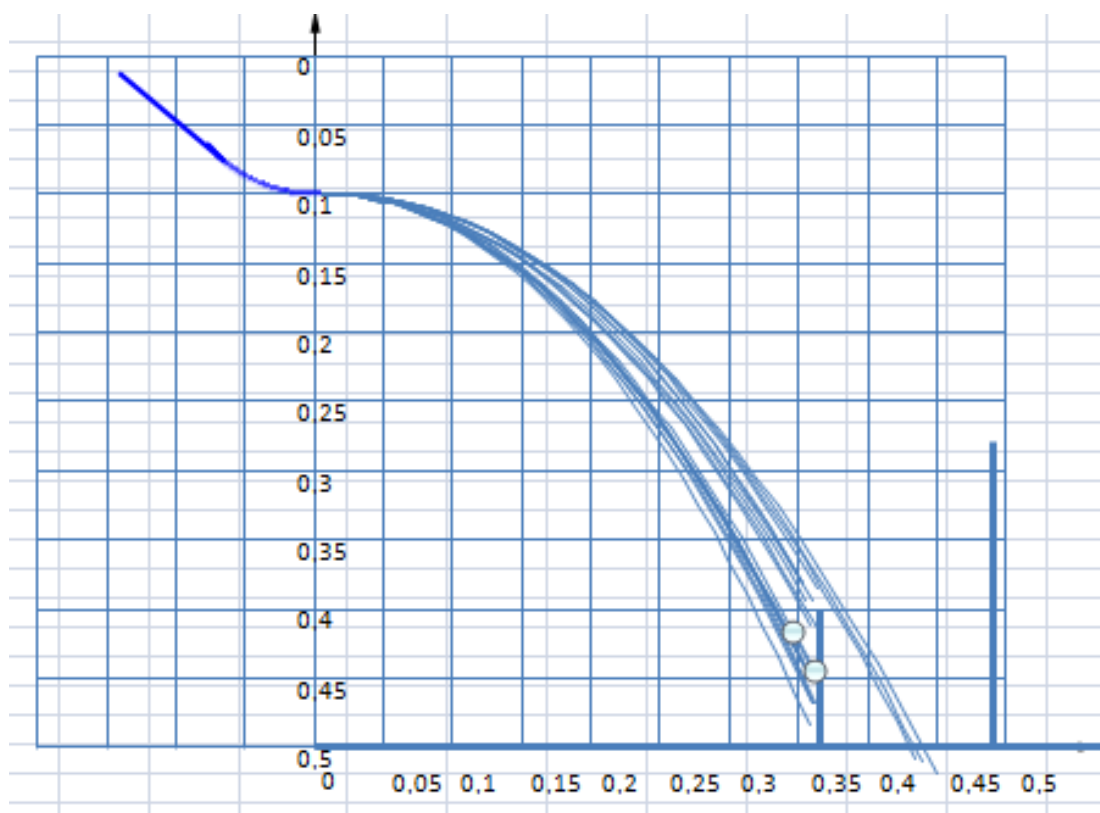


Рис. 4. Траектории движения частиц в воздушном сепараторе при скорости воздуха равном 0 м/с и высоте первой стенки 0,1м

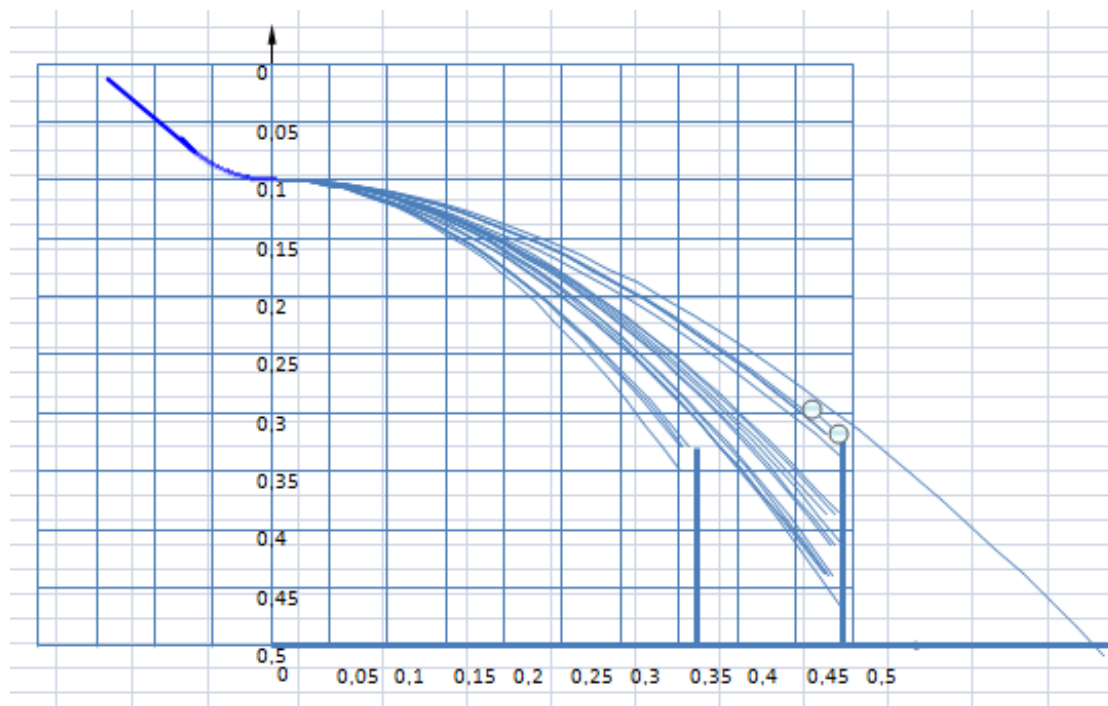


Рис. 5. Траектории движения частиц в воздушном сепараторе при скорости воздуха равном 6 м/с, высоте первой стенки 0,17м и второй-0,18м

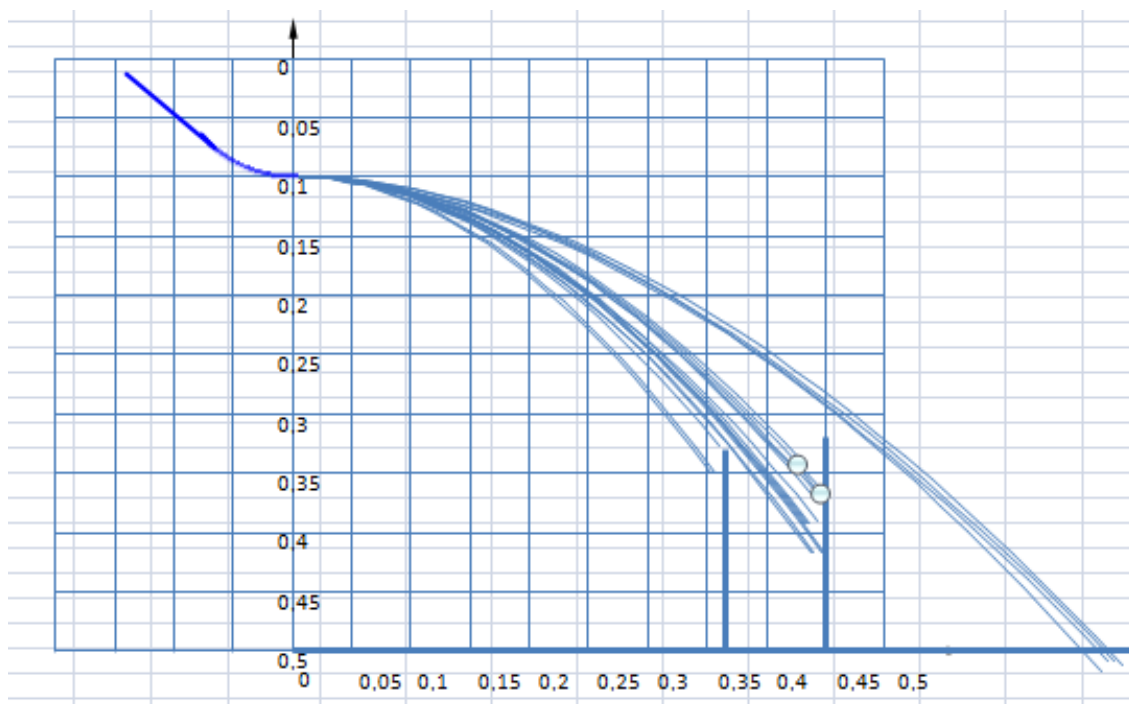


Рис.6. Траектории движения частиц в воздушном сепараторе при скорости воздуха равном 6 м/с, высоте первой стенки 0,17м и второй-0,18м, расстоянии между стенками 0,085м

Выводы:

1. Результаты расчета по имитационной модели показывают, что при скорости воздуха равном нулю, разделения угля и породы не происходит. Все частицы угля, сростков и пустой породы попадают в первый отсек.

2. Регулирование выхода обогащенной фракции и её зольность можно производить путем изменения: а) высоты первой и второй стенок; б) скорости воздуха; в) расстояния между стенками; г) угла наклона плоскости.

Библиографический список

1. Шаровар И. И. Состояние и перспективы развития методов подземного обогащения угля/ И. И. Шаровар, В. Е. Пацук // М.: МГИ. – ГИАБ, 1992. - № 27\9-44. – 4 с.
2. Бедрань Н. Г. Обогащение углей. Учебник для вузов. 2е - изд. перераб. и доп. - М.: Недра, 1988. - 206 с.
3. Пацук В. Е. Обоснование параметров технологических схем с подземным обогащением угля: Автореф. дис. канд. техн. наук. - М. -1994. - 24 с.
4. Бойко Д. Ю. Повышение эффективности пневматического обогащения углей на основе применения сепарации в горизонтальном воздушном потоке Специальность 25.00.13 - "Обогащение полезных ископаемых" Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук Москва 2009.
5. Бойко Д. А., Адов В. А. Исследование процесса пневматического обогащения углей шахты «Восточная» / Материалы международной конференции. - Екатеринбург, 21-24 апреля 2009 г. - Екатеринбург, 2008. -с.193-196.
6. Люленков В. И., Кузьмин А. В., Качуров К. В., Кардаков А. Л., Бойко Д. Ю. Способ сухого обогащения. Патент РФ № 2268787, 2005. Оpubл. 27.01.2006, Б.И. №3.
7. Кузьмин А. В., Люленков В. И., Качуров К. В., Кардаков А. Л., Бойко Д. Ю. Способ сухого обогащения угля. Патент РФ № 2282503, 2005. Оpubл. 27.08.2006, БИ №24.
8. Бойко Д. А., Адов В. А. Исследование процесса пневматического обогащения углей шахты «Восточная» / Материалы международной конференции. - Екатеринбург, 21-24 апреля 2009 г. - Екатеринбург, 2008. -с.193-196.

СОДЕРЖАНИЕ

Ахлюстина Н. В. Памяти Золкина Анатоли Павловича.....	4
Раевская Л. Т. Имитационное моделирование переходных процессов в электротехнике.....	7
Волков Е. Б., Таугер В. М., Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Потапов В. Я. Автоматическое регулирование частоты вращения ротора вентилятора местного проветривания в зависимости от длины тупиковой выработки.....	11
Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Копачева Е. А., Левченко А. Д. Исследование влияния материала лопатки вентилятора местного проветривания на частоту собственных колебаний.....	15
Котельников А. П. Определение периодичности диагностирования усталости деталей машин и других металлоконструкций на основе применения датчиков усталостных повреждений.....	18
Афанасьев А. И., Потапов В. Я., Стожков Д. С. Математическое обоснование сепаратора для разделения сульфидных руд.....	21
Копачев В. Ф., Кочнева Л. В., Копачева Е. А. Никонов Л. А. Моделирование звукоизолирующей способности стенки корпуса вентилятора местного проветривания	28
Волков Е. Б. Математическое моделирование движения закрученной частицы на наклонной плоскости.....	31
Котельников А. П., Гильфанов Т. З. Робототехническое устройство для мониторинга и диагностики усталости деталей машин и несущих элементов металлоконструкций.....	35
Потапов В. Я., Костюк П. А., Потапов В. В., Архипов М. В., Кузнецов А. М. Методика проектирования пневмотранспортных систем сыпучих материалов.....	39
Долганов А. В., Потапов В. Я., Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И. Влияние гидроабразивного износа на экономичность работы водоотливных установок шахт и рудников.....	45
Потапов В. Я., Фролов С. Г., Потапов В. В., Архипов М. В. Метод конечных разностей для оценки температуропроводности асбестосодержащих продуктов.....	49
Долганов А. В., Потапов В. Я., Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И. Обоснование рациональной частоты вращения центробежных насосов шахт и рудников.....	54
Ахлюстина Н. В., Белобородова К. С. Механизированная проходка шахтных стволов.....	58
Архипов М. В., Потапов В. Я., Волков Е. Б. Математическое моделирование движения частицы горной породы в пространстве фрикционного сепаратора.....	61
Барабанов Д. В., Шестаков А. А., Чучманова Л. Д. Автоматизация и роботизация горнодобывающей промышленности. беспилотные самосвалы.....	65
Белов С. В., Потапов В. В., Юсупов Т. И., Костюк П. А., Соколов Р. В. Оценка функциональной надежности шахтных секционных одно и двухпоточных насосов.....	69
Ахлюстина Н. В. Выбор оптимальной схемы привода барабанного грохота-дезинтегратора.....	75
Чучманова Л. Д., Ситдикова С. В., Чучманов Д. Е., Мартыненко И. А. Импортзамещающий комплекс автоматической отгрузки с применением робототехнического комплекса.....	79
Жабко А. В., Волков М. Н., Потапов В. Я., Потапов В. В. Методика расчета нагрузок на крепь горизонтальной горной выработки.....	83

Афанасьев А. И., Зубов В. В., Потапов В. Я., Потапов В. В., Чиркова А. А. Имитационная модель движения куска горной породы в роторе центробежной дробилки.....	90
Жабко А. В., Потапов В. Я., Симисинов Д. И., Волков М. Н., Потапов В. В. Уравнения пластического деформирования и деструкции твердых тел.....	96
Афанасьев А. И., Зубов В. В., Симисинов Д. И., Чиркова М. С. Анализ дробимости хрупких материалов в центробежной дробилке.....	109
Афанасьев А. И., Кузнецов А. М., Чиркова М. С. Имитационная модель воздушного сепаратора угля.....	114

Математическое моделирование механических явлений.
Материалы Всероссийской научно-технической конференции. –
Екатеринбург, 03-04 октября 2025 года.

Ответственный редактор доц., к.т.н. **Волков Е. Б.**

Компьютерная верстка **Чучманова Л. Д., Чудинова В. Л.**

Корректura кафедры технической механики

Подписано к печати

Формат бумаги 60x84 1/16

Печ. л. 7,75

Тираж

Заказ

Издательство УГГУ
620144, г. Екатеринбург, ул. Куйбышева, 30
ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»