

МЕЖДУНАРОДНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «УРАЛЬСКАЯ ГОРНАЯ ШКОЛА – РЕГИОНАМ»

11-12 апреля 2011 г.

ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 622.24

БЕЗРЕДУКТОРНЫЕ ГИДРОВРАЩАТЕЛИ ДЛЯ ЛЕГКИХ БУРОВЫХ УСТАНОВОК

КОВЯЗИН Р. А., ПОРОЖСКИЙ К. П.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из направлений кафедры горных машин и комплексов является разработка конструкций горных машин.

В техническом задании на производство буровой установки были заданы требуемые показатели (см. таблицу).

Параметры станка

| Основной показатель | Варианты | Численное значение |
|---|--------------------------------------|--------------------|
| Способы бурения | шнековое | - |
| | колонковое | - |
| Диаметр скважины, мм | шнек | 46...250 |
| | алмазный и твердосплавный инструмент | 90 |
| Глубина бурения, м | | 2...100 |
| Масса установки (мачта, вращатель, механизм подачи), кг | | до 200 |
| Крутящий момент, Нм | | 0...300 |
| Частота вращения, об/мин | шнек | до 300 |
| | коронка | до 1500 |
| Усилие подачи вниз, кН | | до 10 |
| Усилие на крюке, кН | | до 15 |
| Ход вращателя, мм | | 1000...1200 |
| Мощность привода, кВт | | 7...10 |

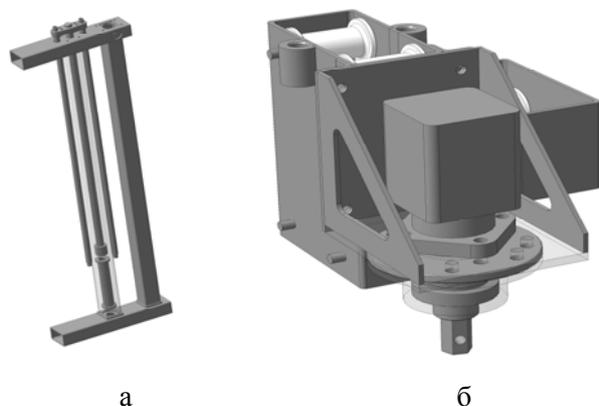
В результате поиска по рекламным и научно-техническим источникам не было выявлено станка, удовлетворяющего перечисленным показателям. Поэтому на кафедре была начата работа в рамках студенческого конструкторского бюро (СКБ) по созданию проекта такого станка. Работа была начата как «поисковая», затем эскизный вариант был выдвинут на конкурс Госпрограммы «У.М.Н.И.К.». Проект получил поддержку программы и финансирование.

За основу разрабатываемого станка был принят модульный принцип и универсальность. К настоящему времени разработан технический проект установки буровой гидрофицированной

легкой серии модульного типа МБС-100 (см. рисунок), предназначенной для бурения инженерных скважин в породах I-XII категории по буримости.

Основные технические данные установки соответствуют указанным выше требованиям.

Буровой станок планируется выпускать в базовой модификации с возможностью дальнейшей доукомплектации дополнительным оборудованием и узлами, выполненными в виде отдельных блоков, что обеспечивает его высокую универсальность, расширяя область его применения.



Вид мачты бурового станка (а) и вращателя (б)

Для станка принят гидравлический механизм подачи без полиспастной системы, Это значительно упрощает конструкцию, хотя и не лишено недостатков. Вращатель также с гидравлическим приводом с дроссельным регулированием.

Из приведенных выше требований к буровой установке можно сделать вывод, что требуется либо универсальный вращатель с большим запасом мощности и широким диапазоном регулирования, либо

небольшие узкоспециализированные вращатели с малыми диапазонами регулирования и с малыми запасами по мощности. Второй вариант был принят нами как основной. Универсальный вращатель имеет ряд недостатков, одним из которых является масса. Этот недостаток появляется за счет применения механического редуктора, зачастую являющегося еще и коробкой передач. Так как наша установка должна иметь минимальный вес, нам пришлось разработать безредукторную схему.

Основной принцип безредукторной схемы вращателя – применение гидромотора, напрямую связанного со шпинделем вращателя. Регулирование скорости вращения и крутящего момента на валу мотора производится путем применения маслостанции с регулируемым насосом аксиально-поршневого типа с наклонным блоком. Так как мощность, затрачиваемая на бурение, в целом постоянна, то регулирование сводится к перераспределению этой мощности между давлением и расходом рабочей жидкости. Устанавливая на буровую установку вращатели с гидромоторами разных объемов, можно изменять соотношение расходов в «системе насос-мотор», получая требуемые выходные параметры. В данном случае механический редуктор заменяется на гидроредуктор (мультипликатор).

Первый вариант вращателя планируется для сейсморазведочных работ. Бурение взрывных скважин при сейсмической разведке нефти и газа представляет собой четко обособленную как организационно, так и с точки зрения применяемой техники и технологии область буровых работ. Эти работы выполняются непосредственно силами сейсмических отрядов и партий. Для проведения сейсморазведочных работ по заранее разработанным сеткам бурят скважины глубиной преимущественно до 20 м и диаметром до 118 мм, в которые в дальнейшем закладывается ВВ или сейсмоприемник. По данным МНП, средняя глубина скважины под взрыв составляет 22,3 м.

При разработке вращателя применены два метода проектирования:

1. Сбор, обобщение и анализ информации имеющихся на рынке БУ и использование прототипов при проектировании узлов новой модели.

2. Изучение результатов научных исследований бурения скважин, расчет требуемых характеристик установки и процесса бурения.

По анализу характеристик существующих установок легкого типа, средняя мощность станка составляет от 7 до 10 кВт, а частота колеблется в диапазоне от 70 до 350 об/мин.

Сравнение результатов показало, что теоретические расчеты совпадают с данными существующих станков, поэтому приведенные выражения могут быть использованы в методике расчета параметров проектируемых моделей вращателей.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФЕКТОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ БУРОВОЙ ВЫШКИ

БЫКОВ Д. В., САВИНОВА Н. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Вышка буровой установки является одним из ключевых узлов, она предназначена для проведения спускоподъемных операций, поддержания бурильной колонны на талевой системе, установки свечей, размещения средств механизации. Таким образом, вышка участвует во всех операциях строительства скважины, и при выходе ее из строя, становится неработоспособной вся буровая установка. Причиной выхода из строя могут служить дефекты металлоконструкции вышки, полученные во время монтажа, перемещения и эксплуатации.

К дефектам металлоконструкции вышки относятся (рис. 1):

- Непрямолинейность, как вышки в целом, так и отдельных её участков;
- Уменьшение толщины несущих труб вышки вследствие коррозии;
- Местные деформации металлоконструкций (вмятины, изгибы расколов и т. д.);
- Местные разрушения конструкции (трещины);
- Ремонтные участки труб (сварные швы, накладки и т. д.).

Для анализа металлоконструкции вышки и моделирования дефектов использовался модуль конечно-элементного анализа APM Structure3D, который входит в состав системы APM WinMachine. Металлоконструкция вышки моделировалась стержневой системой, поскольку длина элементов конструкции превышает размеры поперечного сечения более чем в 10 раз. Первая часть исследований посвящена оценке влияния дефектов на стержневую структуру, поэтому расчеты проводились на модели одной секции вышки (рис. 2).

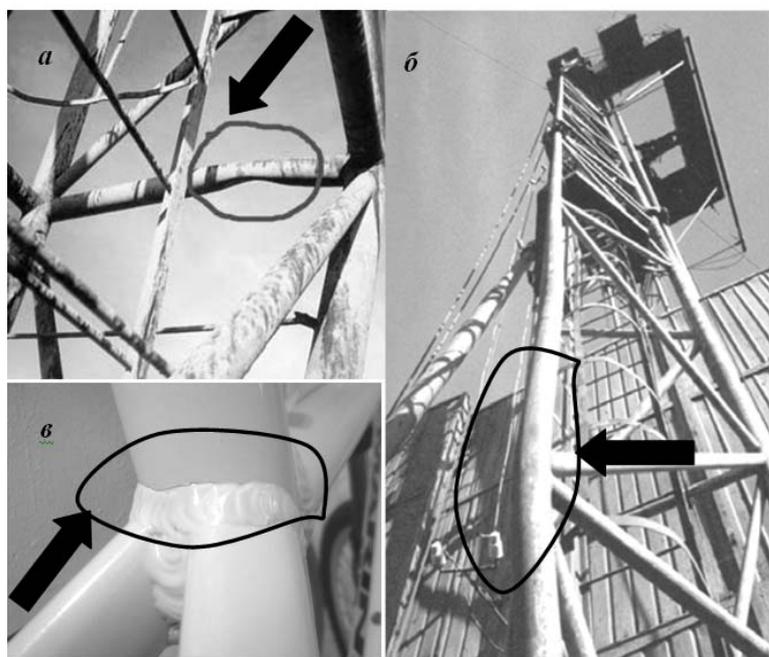


Рис. 1. Дефекты металлоконструкции:
а – вмятина; б – непрямолинейность; в – трещина

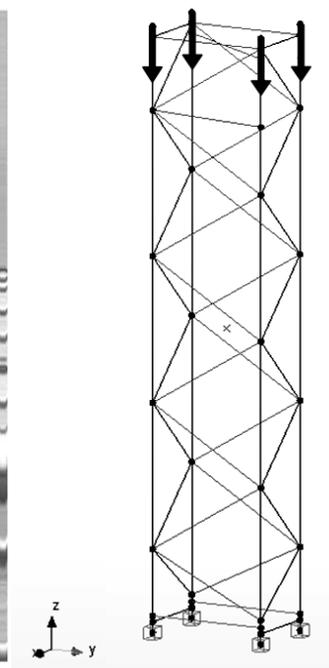


Рис. 2. Общий вид секции
вышки

Среда APM Structure3D позволяет производить моделирование дефектов металлоконструкции различными способами, например, непрямолинейность конструкции можно смоделировать [1]:

- постройкой модели измененной конструкции;
- деформированием идеальной конструкции путем перемещения узлов;
- приложением нагрузки в виде предварительной деформации.

Местные деформации и разрушения (коррозия элементов и ремонтные участки труб) моделировались путем изменения сечения стержня.

Модель нагружения формировалась на базе перечня нагрузок, воспринимаемых вышкой при выполнении рабочих функций [2]. Например, на секцию попеременно и в комбинации накладывались осевая и ветровая единичные нагрузки, а также сила тяжести. Это помогло оценить влияние дефектов на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции при различном сочетании нагрузок.

Результаты моделирования показали, что наиболее опасным дефектом для несущей способности вышки является коррозия. При росте коррозии элемента напряжение увеличивается по экспоненциальному закону (рис. 3).

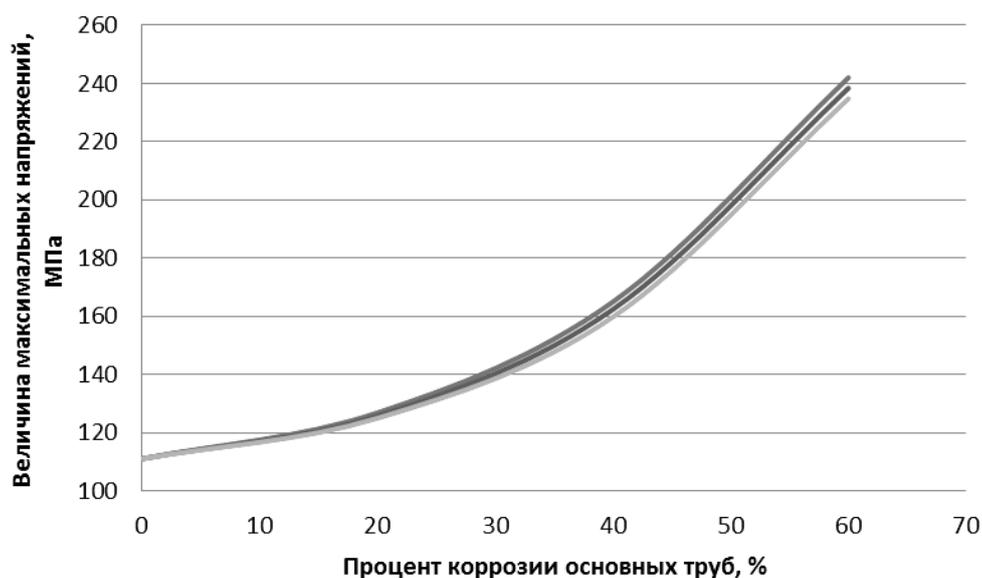


Рис. 3. Влияние коррозии на напряженно-деформированное состояние металлоконструкции

Моделирование «местных» дефектов, таких как ремонтные участки труб, места сварки и непровары швов в АРМ *Structure3D* проводились в несколько этапов. На стержневой конструкции выполнялся первичный анализ деформированного состояния для определения величин сил и моментов, действующих на интересующую дефектованную область. Далее строилась пластинчатая модель, которая позволяет более точно передать все изменения конструкции, и при моделировании образцов со сварными швами задать остаточные сварные напряжения. Модель нагружения пластинчатой конструкции составлялась по результатам первичного анализа.

При анализе результатов расчетов были выявлены допустимые размеры дефектов металлоконструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде АРМ *Structure 3D*. – М.: Изд-во АПМ. – 2006. – 288 с.
2. Савинова Н. В., Савинов Д. В. Подготовка расчетной модели стержневой конструкции высотой более 10 м // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сб. док. VIII межд. науч.-тех. конф. – Екатеринбург, УГГУ, 2010. – С. 335-340.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НАСОСОВ ДЛЯ ДОБЫЧИ НЕФТИ И ГАЗА

ДБЯЧКОВ Р. С., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Торцевые уплотнения с обратным нагнетанием (ОНТУ) применяют в различных вращающихся гидромашинах для перекачки легкокипящих, легковоспламеняющихся жидкостей или сред, содержащих твердые примеси, под высоким давлением или при высокой скорости вращения, когда трудно функционировать традиционным контактным торцевым уплотнениям. Четыре возможных конструкции ОНТУ показаны на рис. 1.

При остановке турбомашин с ОНТУ возникают большие утечки жидкости; а конструкция ОНТУ также имеет ограниченную герметичность. С точки зрения эффективности течения и стабильности уплотнения конструкция ОНТУ со спиральными канавками является оптимальной. На рис. 1 приведены конструкции ОНТУ с однорядными спиральными гидродинамическими канавками, расположенными на внутреннем диаметре уплотнительного кольца (рис. 1, *а*). Конструкция ОНТУ с гидродинамическими канавками, расположенными на внешнем диаметре уплотнительного кольца (рис. 1, *б*), по принципу работы похожа на конструкцию (см. рис. 1, *а*), только нагнетание жидкости происходит от внешнего диаметра к внутреннему, а стабильность уплотнения лучше, чем в конструкции (рис. 1, *в*). Конструкция ОНТУ с гидродинамическими канавками, расположенными посередине кольца, является новым типом с двумя уплотнительными перегородками (см. рис. 1, *в*), которая имеет наилучшую стабильность и прекрасную способность к защите поверхностей от твердых включений. Благодаря более высокой жёсткости гидродинамической плёнки в зазоре конструкция ОНТУ с двухрядными спиральными канавками лучше конструкции ОНТУ с однорядными спиральными канавками в стабильности работы уплотнения.

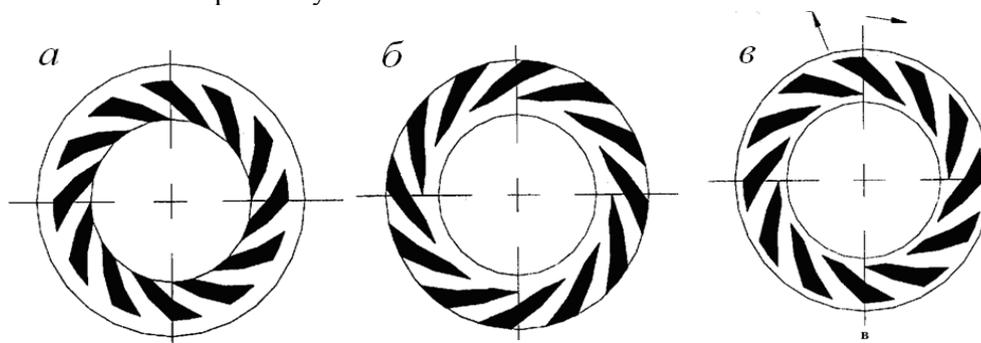


Рис. 1. Конструкция ОНТУ с однорядными спиральными канавками:

а – канавки с внутреннего диаметра кольца; *б* – канавки с внешнего диаметра кольца;
в – канавки посередине кольца

Влияния конструктивных параметров на характеристики ОНТУ. На рис. 2 представлено влияние глубины канавок на характерные параметры ОНТУ при постоянстве остальных. Из этого следует, что безразмерное течение из-за обратного нагнетания буферной жидкости незначительно изменяется с глубиной канавок. Максимальное значение получено при глубине канавок 6,0. Безразмерная раскрывающая нагрузка достигает максимума при безразмерной глубине канавок 7,0, и безразмерная жёсткость смазочной плёнки максимальна при глубине канавок примерно 4,5.

На рис. 3 приведены зависимости влияния числа канавок N_g на характеристики ОНТУ. С увеличением числа канавок медленно и незначительно повышаются все известные параметры, такие как жёсткость смазочной плёнки, раскрывающая нагрузка и течение из-за

обратного нагнетания. В связи с этим, нет необходимости в организации большого числа канавок для ОНТУ с учётом характеристик уплотнения и экономичности их обработки.

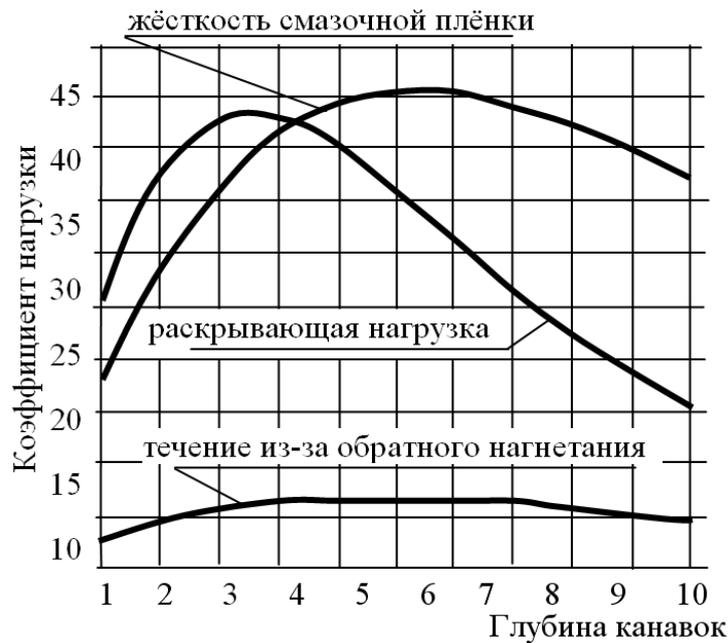


Рис. 2. Влияние глубины канавки на характеристики

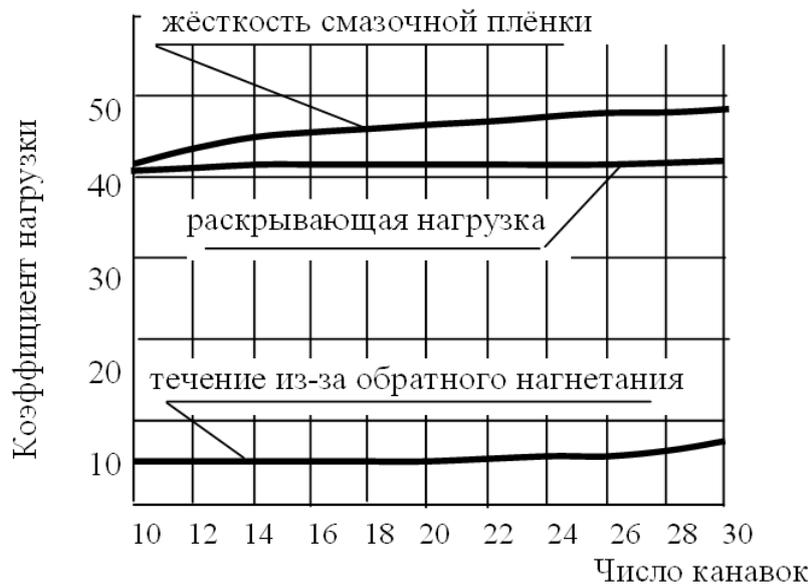


Рис. 3. Влияние числа канавок на характеристики ОНТУ

Выводы: такие конструктивные параметры торцевой поверхности уплотнения, как глубина и число канавок, в значительной степени влияют на характеристики ОНТУ; критерием оптимизации для ОНТУ является максимальная жёсткость смазочной плёнки при нулевой утечке уплотняемой среды; оптимизация ОНТУ в основном зависит от рабочих условий, особенно от давления уплотняемой среды.

ОСЕВАЯ ОПОРА ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

ПАЛАМАРЧУК А. В., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Винтовой двигатель – это разновидность забойной гидравлической машины, в которой для преобразования энергии потока промывочной жидкости в механическую энергию вращательного движения использован винтовой механизм. Увеличение объемов бурения с применением винтовых забойных двигателей (далее ВЗД) объясняется появлением на рынке нового поколения шарошечных долот, развитием технологии бурения, а также важными эксплуатационными преимуществами ВЗД, а именно: низкие частоты вращения при высоком крутящем моменте, обеспечивающие эффективную обработку долот различного типа; небольшой перепад давления, позволяющий использовать гидромониторные долота при существующем насосном парке; возможность контроля режимов бурения по давлению; минимальные осевые габариты, позволяющие использовать ВЗД при бурении наклонно-направленных и горизонтальных скважин по различным радиусам искривления; малодетальность, простота сборки и ремонта деталей.

Учитывая, что ВЗД используются при бурении нижних интервалов скважин, там где механическая и особенно рейсовая скорость бурения существенно ниже, чем в верхних интервалах бурения, можно оценить затраты времени и средств на бурение при использовании ВЗД не менее, чем 50 % от всех затрат на бурение скважины. Кроме того, наиболее сложные и дорогостоящие работы, такие как бурение участков наклонно-направленных и горизонтальных скважин с большой интенсивностью искривления, бурение горизонтальных участков скважины, проводятся только с применением ВЗД. По принципу действия ВЗД относятся к гидравлическим роторным машинам объёмного (гидростатического) типа. Объёмные двигатели действуют посредством гидростатического напора в результате заполнения жидкостью рабочих камер и перемещения вытеснителей. Вытеснитель – это рабочий орган, непосредственно совершающий работу под действием на него давления жидкости. Ротор расположен в статоре с эксцентриситетом. Благодаря этому, а также вследствие разницы чисел заходов в винтовых линиях статора и ротора, их контактирующие поверхности образуют ряд замкнутых полостей – шлюзов между камерами высокого и низкого давления. Шлюзы перекрывают свободный ток жидкости через двигатель, а самое главное – именно в них давление жидкости создаёт вращающий момент, передаваемый долоту.

Особенности принципа действия: отсутствие быстроизнашивающихся распределительных устройств, поскольку распределение жидкости по шлюзам рабочих органов осуществляется автоматически за счёт соотношения числа зубьев и шагов винтовых поверхностей ротора и статора; кинематика рабочих органов, в движении которых сочетается качение со скольжением при относительно невысоких скоростях, что снижает износ рабочей пары; непрерывное изменение положения контактной линии в пространстве, в результате чего механические примеси, находящиеся в перекачиваемой жидкости, выносятся потоком из рабочих органов.

Многозаходный винтовой забойный двигатель (рис. 1) — героторный планетарный механизм, статор которого выполнен в виде стального цилиндра с привулканизированным к его внутренней поверхности многозаходным резиновым винтом. Ротор расположен внутри статора. Под давлением промывочной жидкости ротор, обкатываясь по внутренней поверхности статора, совершает планетарное движение, которое через универсальные шарниры передаётся валу шпинделя, вращающему породоразрушающий инструмент. Диаметр винтового забойного двигателя 54-195 мм, частота вращения около 2-6 с⁻¹, вращающий момент 80-5000 Нм, перепад давления 4-6 МПа, расход промывочной жидкости 0,0015-0,036 м³/с и более.

Винтовой забойный двигатель ВЗД является объёмным мотором. Буровой раствор высокого давления через бурильную трубу входит в винтовой забойный двигатель, гидравлическая энергия преобразовывается в механическую энергию, ротор приводит главный вал и долото во вращение, действует долото, значит, достигнута главная цель – бурение.

При вращении ротора в статоре герметичная полость перемещается, обеспечивая преобразование энергии, т. е. выполняется основной принцип действия винтового двигателя.

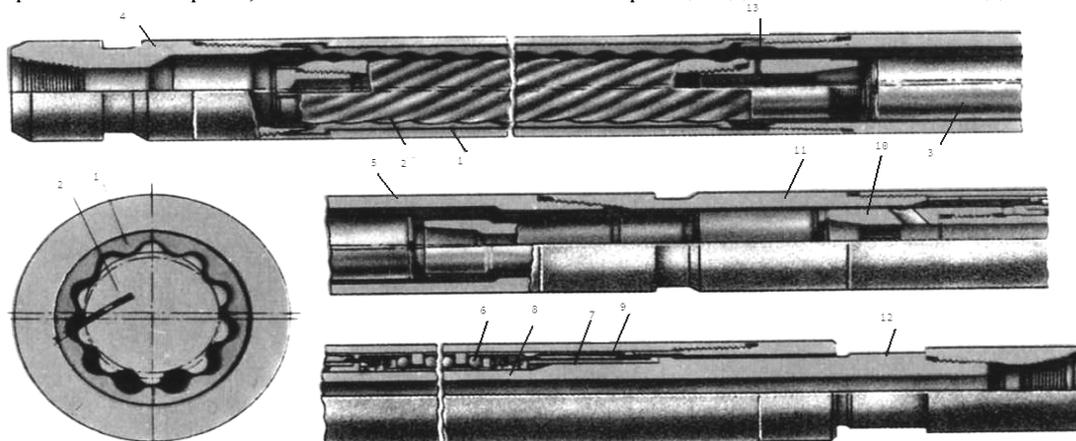


Рис. 1. Забойный винтовой двигатель в продольном и поперечном разрезе:

1 – статор; 2 – ротор; 3 – двухшарнирное соединение; 4, 5, 11 – верхний, средний и нижний передоводники; 6 – многорядная упорная шаровая опора; 7 – радиальный подшипник; 8 – вал шпинделя; 9 – корпус шпинделя; 10 – муфта соединительная; 12 – ниппель; 13 – распорное кольцо

В целом, двигатель с однозаходной лопастью имеет преимущества в высокой скорости и более низком крутящем моменте; многозаходные лопастные двигатели имеют низкую скорость и высокий крутящий момент. Рабочее значение крутящего момента пропорционально перепаду давления на двигателе. Таким образом, выходное значение крутящего момента контролируется давлением на буровом насосе. Дифференциальное давление на двигателе не должно превышать установленных значений для предотвращения преждевременного износа забойного двигателя.

Теоретически скорость вращения прямо пропорциональна объему жидкости, поступающей в спиральную полость. Контроль входного объема жидкости обеспечивает контроль скорости вращения. Для повышения производительности винтового двигателя ВЗД без увеличения скорости вращения ротор некоторых забойных двигателей имеет полость со штуцером. Это позволяет увеличить производительность забойного двигателя, но при этом скорость вращения двигателя снижается вместе с увеличением нагрузки на долото (нелинейно).

Осевая опора (компоновка подшипников) (рис. 2) не только передает крутящий момент и скорость вращения двигателя на долото, но также принимает на себя осевые и радиальные нагрузки, возникающие в процессе бурения.

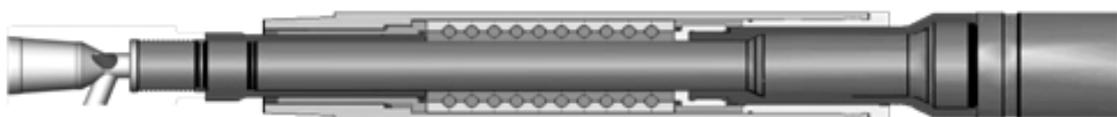


Рис. 2. Компоновка подшипников

Основная структура компоновки представляет собой группу подшипников. Компоновка ведущего вала гидравлических забойных двигателей имеет различную структуру. Стандартная компоновка подшипников имеет верхний и нижний подшипники из карбида вольфрама, группу нажимных шарикоподшипников между ними, что обеспечивает прием высоких нагрузок и увеличивает срок эксплуатации. Герметичный ведущий вал имеет сходную структуру. Такая конструкция обеспечивает увеличение межремонтного срока эксплуатации двигателя за счет применения сальниковых уплотнителей, благодаря чему работа компоновки подшипников происходит в герметичных условиях, и изолирует этот узел от попадания промывочной жидкости. Верхний и нижний радиальный подшипник компоновки ведущего вала ВЗД изготовлены из сплава СС.

БУРЕНИЕ НА ОБСАДНЫХ ТРУБАХ*ПАСЫНКОВ Д. А., ПОРОЖСКИЙ К. П.*

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Возможности разработки многих месторождений нефти и газа, запасы которых сконцентрированы в относительно небольших продуктивных пластах, ограничены затратами на бурение. По мнению ряда отечественных и зарубежных исследователей, добиться значительных сокращений затрат на бурение без кардинального изменения самого способа проводки скважины практически невозможно.

Одним из таких прогрессивных направлений считается технология бурения на обсадных трубах (casing with drilling – CWD), ориентированная на дальнейшее повышение эффективности буровых работ в сложных условиях за счет скачкообразного изменения принципиальных основ бурения.

Метод CWD состоит в объединении процессов бурения и крепления скважины. Результирующий процесс CWD позволяет устанавливать в скважине колонны обсадных труб (или хвостовики) непосредственно в процессе бурения, при этом после того, как обсадная колонна достигнет заданной глубины, все оборудование, используемое при бурении (либо некоторая его часть), может быть извлечено из скважины или полностью оставлено в ней. Некоторые исследования показывают наличие «штукатурящего эффекта», возникающего в результате продолжительной затирки ствола муфтами обсадной колонны. При этом наблюдается уменьшение выхода бурового шлама на вибросита. Это приводит к укреплению стенок скважины, сокращению потерь циркуляции и затрат времени и реагентов на ликвидацию поглощения.

Бурение с использованием обсадных труб обладает следующими преимуществами:

- исключение из технологического процесса бурильных и утяжеленных труб (за исключением бурения на хвостовике);
- уменьшение осложнений в процессе бурения («штукатурящее действие» муфт обсадной колонны);
- уменьшение аварийности при бурении;
- уменьшение стоимости монтажа бурового оборудования (при использовании буровых установок блочно-модульного исполнения с укороченной мачтой);
- уменьшение стоимости скважины;
- снижение уровня выхода бурового шлама на вибросито от 10 до 20 % («штукатурящее действие» муфт обсадной колонны);
- уменьшение мощности буровых насосов на 30 % (затрубное кольцевое пространство меньшего сечения);
- улучшение качества цементирования (отсутствие каналов в цементном камне за счет постоянного вращения колонны);
- применение буровых растворов с меньшим удельным весом.

В настоящее время при строительстве скважин по технологии CWD применяют три основных способа бурения (см. таблицу).

Для бурения с применением технологии CWD в общем случае необходимо следующее оборудование:

1. Наземная часть в составе:
 - 1.1. Верхний привод (возможно применение СВП от любого производителя? обеспечивающий необходимый крутящий момент и нагрузку на крюке);
 - 1.2. Система захвата и удержания обсадной трубы верхним приводом (выбирается в зависимости от диаметра применяемой обсадной колонны);
 - 1.3. Система приема труб с моста;
 - 1.4. Механизированный приемный мост;

2. Подземная часть:

- 2.1. Обсадные трубы (Casing Drilling не работает с резьбой ОТТМ, резьба Buttress в ряде случаев требует доустановки дополнительных моментных колец для повышения допуска по моменту. Без дополнительной оснастки можно применять соединения Tenaris Blue, так как они испытаны и проверены в работе с Casing Drilling);
- 2.2. Буровой башмак или долото (буровой башмак применяется при бурении с неизвлекаемой КНБК для проходки верхних интервалов, вертикальных скважин. Долото применяется при бурении с извлекаемой КНБК);
- 2.3. Извлекаемая КНБК (если бурение ведется забойной извлекаемой компоновкой);
- 2.4. Оснастка колонны (моментные кольца, стабилизаторы, цементировочная муфта и т. д.).

Современные методы бурения с использованием технологии CWD

| Наименование способа и относительный объем применения | Плюсы метода | Минусы метода |
|--|---|---|
| С неизвлекаемой КНБК объем применения 51% | Возможность использования стандартных цементировочных муфт | Применяется в основном при бурении вертикальных секций |
| | Возможность разбуривания башмака для бурения последующего интервала | Необходимость использования одного долота на весь интервал |
| С извлекаемой КНБК объем применения 18% | Возможность проведения почти любых видов буровых работ на скважине. (ННБ, отбор керна, ГИС и т. п.) | Более сложный и дорогостоящий |
| | Возможность замены долота, мотора или MWD/LWD без извлечения колонны | После извлечения КНБК необходима установка цементировочной муфты |
| Бурение не извлекаемым хвостовиком на бурильных трубах объем применения 31% | Бурение участков с перепадами давления в сильно истощенных пластах | Необходимость извлекать колонну бурильных труб после установки хвостовика |
| | Установка эксплуатационных колон – хвостовиков в заполненных скважинах и (или) скважинах с боковыми стволами, предназначенных для повторного ввода. | |

Лидером в использовании и разработке метода CWD является компания Tesco corp. По состоянию на начало лета 2010 г., суммарная проходка бурением на обсадных колоннах превысила 1,5 млн метров.

С использованием системы спуска обсадных колонн (ССОК) компании TESCO corp. было спущено более 13 млн метров обсадных колонн.

Анализ ряда данных позволяет сделать предварительный вывод о том, что при наличии необходимого оборудования, инструмента и отработанной технологии кустового бурения, крепления и проведения геофизических исследований возможно сокращение цикла строительства скважин для районов Западной Сибири на срок от 3 до 5 суток, что составляет от 11 до 18 % от суммарных затрат времени на бурение, крепление и освоение скважин.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА С ПОРОДОЙ

ПРОКОПОВИЧ Г. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Современные конструкции буровых машин ударного действия характеризуются повышенными энергосиловыми параметрами, применением различных типов породоразрушающего инструмента и его вооружения. Основные показатели рабочего процесса машин – глубина внедрения инструмента и объем разрушения, скорость бурения зависят от сопротивления породы динамическому внедрению инструмента, которое, в свою очередь, определяется как свойствами породы, так и конструктивными параметрами инструмента. Ввиду распространения ударного возмущения в виде волн деформации в породе передается лишь часть энергии удара, а остальная часть отражается от породы. Степень передачи энергии удара в породу также зависит от свойств породы и параметров инструмента. При разработке новых высокопроизводительных буровых машин ударного действия все большее значение приобретают вопросы энерго- и ресурсосбережения. В настоящее время проектирование буровых машин ударного действия и, в частности, породоразрушающего инструмента ведется на основе эмпирических зависимостей без учета конструктивных параметров инструмента и его вооружения; отсутствуют инженерные методики обоснования основных параметров ударного механизма и инструмента в зависимости от динамических характеристик свойств горных пород.

Изыскание путей дальнейшего повышения технического уровня буровых машин ударного действия требует разработки математической модели силовой импульсной системы, адекватно описывающей рабочий процесс и позволяющей выполнить теоретический анализ функционирования импульсной системы с использованием ЭВМ. Основу математического моделирования составляет триада: модель-алгоритм-программа (МАП).

На первом этапе вычислительного эксперимента выбирается модель импульсной системы, отражающая в математической форме взаимосвязи, присущие ее составляющим частям. В основу разработки модели положен принцип формализации рабочего процесса.

Рабочий процесс буровой машины ударного действия рассмотрен применительно к погружным ударникам, так как в этом случае влияние параметров инструмента на показатели рабочего процесса проявляются наиболее отчетливо. Рабочий процесс машины с погружным ударником включает следующие составляющие: внедрение инструмента и разрушение породы в зоне контакта; отражение части волны деформации от породы, затем отражение от ударного торца инструмента при прохождении волны по инструменту и повторное внедрение инструмента под действием возвращенной отраженной волны деформации. Следовательно, рабочий процесс в этом случае заключается в многократном внедрении инструмента в породу под действием прямой и отраженных волн деформации при условии, что усилие в волне деформации больше или равно силе сопротивления породы внедрению инструмента.

Второй этап связан с разработкой вычислительного алгоритма для реализации модели на ЭВМ. Поскольку необходимо получить искомые величины с заданной точностью, алгоритм не должен искажать основные параметры модели и, следовательно, силовой импульсной системы.

На третьем этапе создаем программное обеспечение для реализации модели и алгоритма на ЭВМ. Программный продукт должен учитывать важнейшую специфику математического моделирования, связанную с использованием ряда (иерархии) математических моделей и многовариантностью расчетов.

Опираясь на триаду МАП, создаем универсальный инструмент, который вначале отлаживаем и калибруем на решении содержательного набора пробных задач. После этого проводим исследование математической модели для получения качественных и количественных характеристик исследуемой системы.

Основой построения модели является установление зависимостей для определения динамических характеристик импульсной системы – ударных жесткостей инструмента $S_{ин}$ и

породы $C_{п}$, формирующих параметры волн деформации, действующих на инструмент, действующих на контакте «инструмент-порода» и отраженных от породы*. Ударная жесткость инструмента определяется, в основном, размерами хвостовика, т. е. диаметром скважины.

Ударная жесткость породы определяется величиной площади контактной поверхности инденторов и зависит от вида инструмента – лезвийного или штыревого: при лезвийном инструменте ударная жесткость породы пропорциональна глубине внедрения инструмента, при штыревом – является постоянной величиной.

На основе численного анализа установлены взаимозависимости между динамическими характеристиками импульсной системы и показателями процесса ударного бурения (рис. 1, 2).

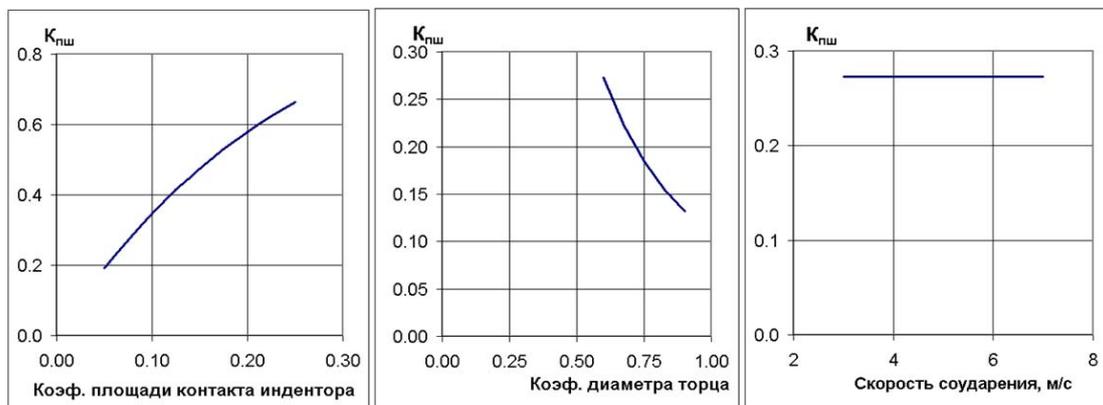


Рис. 1. Зависимость степени передачи энергии в породу от параметров штыревого инструмента и скорости соударения ударника с инструментом:

$$a_{п} = 5000; \rho = 3000; t_{уд} = 0,00015; D = 0,1$$

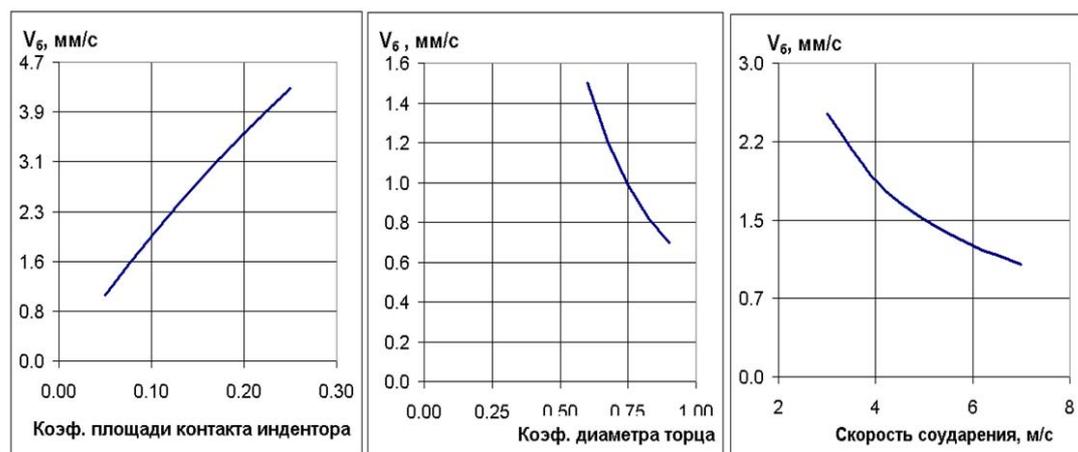


Рис. 2. Зависимость скорости бурения от параметров штыревого инструмента и скорости соударения ударника с инструментом:

$$a_{п} = 5000; \rho = 3000; t_{уд} = 0,00015; D = 0,1$$

Выводы. Предлагаемая модель рабочего процесса буровых машин ударного действия позволяет на основе вычислительного эксперимента оценить значимость отдельных параметров инструмента и ударного механизма.

* Алимов О. Д., Манжосов В. К., Емерьянц В. Э. Удар. – М.: Наука, 1985. – 215 с.

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ВЕРХНЕГО ПРИВОДА БУРОВЫХ УСТАНОВОК

ГАБИДУЛЛИН Д. Р., ЛЯПЦЕВ С. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Система верхнего привода является высококомбинированной и компактной верхнеприводной буровой системой [1]. Бурение производится с помощью двух буровых двигателей переменного тока. Встроенная гидравлическая система обеспечивает питание всех вспомогательных функций, снимая необходимость установки отдельного гидравлического силового блока и подводки линий подачи гидравлической жидкости. Систему верхнего привода составляют девять основных узлов: буровые двигатели сети переменного тока 1, система противовеса 2, серьга 3, s-образная труба 4, крышка 5, уплотнительный узел грязевой трубы 6, корпус трансмиссии, двигателя и вертлюга 7, каретка с направляющим рельсом 8, трубный манипулятор 9.

Вращающийся адаптер штроп, находящийся в верхней части трубного манипулятора, представляет собой кольцевой узел. Он обеспечивает непрерывность подсоединения гидравлических линий при вращении трубного манипулятора вместе с компонентами буровой колонны при ее подъеме или при позиционировании механизма наклона штроп. Адаптер также обеспечивает крепление механизма наклона штроп, цилиндра предохранительного зажима трубы, а также узла противовыбросового клапана дистанционного управления.

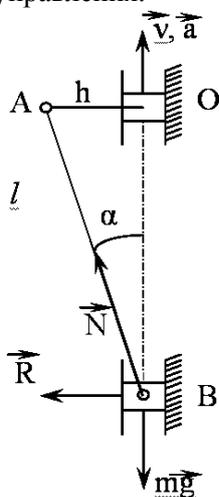


Рис. 2. Кинематические и силовые характеристики штроп

Если $AB = \text{const}$, то вся конструкция движется как твердое тело – поступательно (рис. 2). Даже если при этом есть поворот вокруг оси движения, то и поворот конструкции происходит целиком, как единого твердого тела. Таким образом, наклонная тяга задает вертикальное движение труб с ускорением a .

По второму закону Ньютона [2] (в проекции на ось y)

$$ma = N \cos \alpha - mg, \quad (1)$$

где $\cos \alpha = \frac{OB}{AB}$; $OB = \sqrt{l^2 - h^2}$, m – масса поднимаемого груза, g – ускорение свободного падения, a – линейное ускорение, N – сила натяжения штроп.

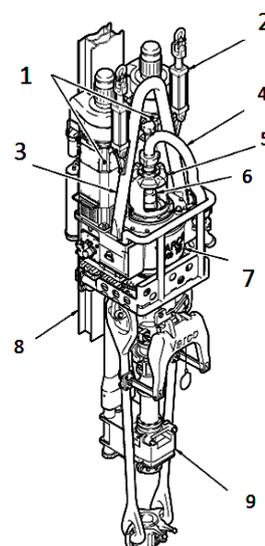


Рис. 1. Основные узлы СВП

Пазы в адаптере совмещаются с радиальными отверстиями в несущей колонне, обеспечивая прохождение гидравлической жидкости между адаптером и колонной при их вращении. Радиальные проходы в верхнем торце несущей колонны соединены со шлангами, идущими к гидравлическому manifoldу, а в нижней части совмещены с герметично уплотненными пазами во вращающемся адаптере, которые, в свою очередь, соединены со шлангами, проложенными ко всем исполнительным механизмам трубного манипулятора.

Питание вращающегося адаптера штроп в оба направления производится от гидравлического двигателя. Двигатель управляется электрическим соленоидом.

Расчет прочности штроп при равномерном и равноускоренном подъеме груза приведен согласно расчетной схеме (рис. 2).

Если $AB = \text{const}$, то вся конструкция движется как твердое тело – поступательно (рис. 2). Даже если при этом есть поворот вокруг оси движения, то и поворот конструкции происходит целиком, как единого твердого тела. Таким образом, наклонная

тяга задает вертикальное движение труб с ускорением a .

По второму закону Ньютона [2] (в проекции на ось y)

$$ma = N \cos \alpha - mg, \quad (1)$$

где $\cos \alpha = \frac{OB}{AB}$; $OB = \sqrt{l^2 - h^2}$, m – масса поднимаемого груза, g – ускорение свободного падения, a – линейное ускорение, N – сила натяжения штроп.

Из уравнения движения следует, что

$$N = \frac{ma + mg}{\cos \alpha} = \frac{m(a + g)l}{\sqrt{l^2 - h^2}}. \quad (2)$$

То есть если пренебречь массой стержня и его деформациями, то нормальное напряжение, возникающее в

$$\sigma = \frac{N}{2A} = \frac{m(g + a)l}{A\sqrt{l^2 - h^2}}. \quad (3)$$

Из условия прочности $\sigma \leq \sigma_{adm}$ можно установить, например, площадь поперечного сечения штропа А. Если же учитывать деформации стержня, то, согласно рис. 3 [3],

$$A \geq \frac{m(g + a)l}{2\sigma_{adm}\sqrt{l^2 - h^2}}, \quad (4)$$

$$N = \frac{EA}{l_0} \Delta l, \quad (5)$$

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{h}{l_0}, \quad (6)$$

где l_0 – длина недеформированного стержня штропа, Δl – величина его деформации, Е – модуль упругости штропа.

Полагая приближенно

$$\Delta l \approx x \cos \alpha, \quad (7)$$

можно получить дифференциальное уравнение

$$m(a - \ddot{x}) = c \Delta l \cos \alpha - mg, \quad (8)$$

где $c = \frac{EA}{l_0}$ – продольная жесткость штропа.

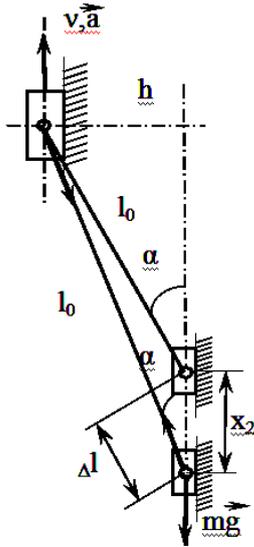


Рис. 3. Схема деформации стержня штропа

Если колебания малые, то $\alpha \approx \alpha_0$, а колебания описывает линейное неоднородное дифференциальное уравнение

$$m\ddot{x} + cx \cos^2 \alpha = ma + mg. \quad (9)$$

Это уравнение свободных колебаний со смещенным центром колебаний.

Характеристическое уравнение для него: $mk^2 + c \cos^2 \alpha = 0$, корень которого $k = \frac{\sqrt{c} \cos \alpha}{\sqrt{m}}$.

Решение уравнения (9) складывается из общего решения однородной его части $x_0 = A \sin(kt + \varphi)$ и частного решения $x_{\text{ч}} = \text{const}$, которое можно получить подстановкой в уравнение (9) величин $x_{\text{ч}}$ и $\ddot{x}_{\text{ч}} = 0$. Тогда

$$cx_{\text{ч}} \cos^2 \alpha = m(a + g), \quad (10)$$

$$x = x_0 + x_{\text{ч}} = A \sin(kt + \varphi) + \frac{m(a + g)}{c \cos^2 \alpha}, \quad (11)$$

где А и φ – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий.

При нулевых начальных условиях N и σ в два раза больше, чем в статическом случае, соответствующем отсутствию колебания. Приведенные расчеты позволяют выбирать размеры штропа верхнего привода при различных массах и ускорениях движения поднимаемого груза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. TDS-11SA Буровая система верхнего привода. Общее описание.
2. Бутенин Н. В., Луниц Я. Л. Курс теоретической механики. – М.: Лань, 2009.
3. Степин П. А. Сопротивление материалов. – М.: Лань, 2010.

РАЗРАБОТКА ОХЛАЖДЕНИЯ БЛОКА ДВИГАТЕЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА НА ПРИМЕРЕ ГПА-Ц-16

ТИУНОВ Е. А., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В газовой промышленности для привода центробежных нагнетателей природного газа получили широкое распространение стационарные газотурбинные установки (ГТУ) со свободной силовой турбиной и транспортные газотурбинные двигатели простого открытого типа. К таким ГТУ относится агрегат типа ГПА-Ц-16.

Агрегат типа ГПА-Ц-16 установлен в контейнерах и состоит из транспортабельных стыкуемых герметичных блоков. Двухступенчатый нагнетатель вместе с конвертированным авиационным двигателем НК-16СТ – наиболее энергонагруженные составные части ГТУ. Повышение энерговооруженности приводных двигателей приводит к повышенному нагреву воздуха внутренней зоны двигателя НК-16СТ. Нагрев этой зоны усиливается при изнашивании уплотнений и утечке отработанного (окисленного) газа из газовыпускной части двигателя. С учетом высокой температуры корпуса самого двигателя температура воздуха в корпусе блока достигает значений 100 °С. Такая температура создает дополнительное тепловое воздействие на системы ГТУ (смазки, КИПиА, электросиловой и др.) и является прямым источником высокой степени пожарной опасности.

Применяемые в стандартной комплектации системы вентиляции (эжекция, потолочная вентиляция) таких ГТУ направлены на узкие зоны и не обладают достаточной эффективностью, так как не используют все допустимое пространство для вентиляции (мертвые зоны).

В сложившейся ситуации отсутствие современных математических моделей, как движения воздушной среды, так и распределения температуры внутри блока двигателя при оптимизации конструкции сдерживает применение эффективных технологий вентиляции и выбор рациональных конструктивных элементов.

При объемах транспортировки газа свыше 10 млн м³/сутки и, учитывая высокую стоимость двигателей, предоставляется возможность получения существенного экономического эффекта.

Вышеперечисленное потребовало создание системы вентиляции, позволяющей при малом энергопотреблении максимально снизить вредное влияние высокой температуры на эксплуатацию ГТУ.

Объектом исследования является воздушная среда блока двигателя.

Целью работы является совершенствование системы вентиляции за счет оптимизации конструкции по критерию минимальной температуры воздуха внутри блока двигателя.

Снижение температуры воздуха корпуса ГТУ может быть получено за счет совместного включения потолочного вентилятора и открытия заслонок корпуса.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов, сформулированных в диссертации, подтверждаются использованием представительного объема экспериментальных испытаний системы вентиляции, воспроизводимостью найденных закономерностей, положительными итогами опробования разработанных предложений и методик в условиях ООО «Тюментрансгаз» и ООО «Уралтрансгаз». Основные научные результаты работы получены на основе фундаментальных положений механики сплошных сред.

Разработка математических моделей позволяет определить рациональные параметры конструкции блока и диффузора вентилятора.

Использование результатов исследований значительно повышает эффективность вспомогательных систем (смазки, КИПиА) и надежность ГПА в целом.

Изучение процессов движения воздуха внутри корпуса ГТУ выполняется на основе уравнения Навье-Стокса. Краевые условия приведены ниже.

Изучение процессов распространения тепла внутри корпуса ГТУ выполняется на основе уравнения диффузии. В данном случае поставлена задача с однородным граничным условием первого рода:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = a^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \text{ внутри } T \text{ при } t > 0$$

с начальным условием

$$u(x, y, z, 0) = \varphi(x, y, z)$$

и граничным условием

$$u|_{\Sigma} = 0,$$

где Σ – граница области T .

Решение этих задач для исследуемого объема традиционными методами не может быть получено, поэтому для исследования применено численное моделирование на ЭВМ.

Условия задачи приняты следующие:

1) для уравнения Навье-Стокса:

 скорости движения воздуха на границе эжектора – 12 м/с,
 давление воздуха на границе диффузора вентилятора – -2000 Па,

2) для уравнения теплопроводности:

 температура поверхности двигателя – 95 °С,
 температура внешней среды – 10 °С.

В качестве типа привода заслонок принят гидравлический привод. Маслостанция монтируется в отделении смазки. Управление гидравлическими распределителями – электрическое, напряжение 27 В.

Отрицательным моментом на время открытия заслонок является разрыв сплошности корпуса. В системе управления заслонками соблюдено условие: при аварийном отключении электроснабжения заслонки автоматически закрываются.

Таким образом, исследования показывают значительное снижение температуры воздуха внутри корпуса ГТУ. Оптимизация конвекционных потоков внутри блока двигателя ГТУ и структуры ремонтного цикла от времени эксплуатации позволяет повысить срок службы установки на 50-60 % за счет сокращения простоев на охлаждение и ремонт и улучшения режима работы.

Реализация работы начата на ГТУ Верхне-Казымского ЛПУ ООО «Тюментрансгаз».

Предварительные результаты показывают, что снижение температуры воздуха зависит от скорости движения воздуха.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ АППАРАТОВ ДЛЯ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПО ФРИКЦИОННЫМ И УПРУГИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

ПОТАПОВ В. Я., ПИВОВАРОВ Д. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В группу процессов разделения полезных ископаемых (п.и), использующих различие в эффектах взаимодействия кусков разделяемых компонентов с рабочей поверхностью сепаратора, входят разделения по упругости, трению, форме.

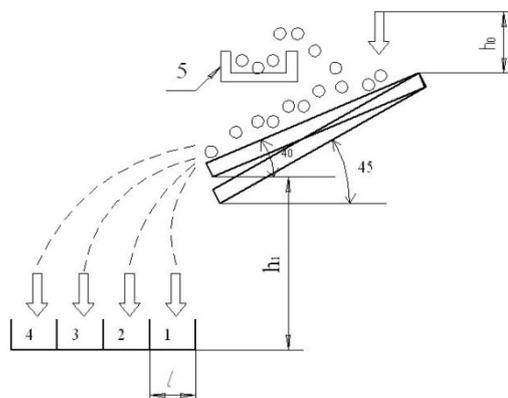
Как показывает анализ работ по разделению п.и с использованием эффектов взаимодействия частиц разделяемых компонентов с рабочей поверхностью сепаратора и изобретений в этой области, разделения по упругости, по трению, комбинированное разделение по упругости и трению широко применяются для получения высококачественных заполнителей для бетона из не равнопрочных пород, отделение гравия от глинистых включений, обогащения известнякового щебня, для получения кондиционных продуктов из слюдосодержащего сырья и тальковых руд.

Трение играет очень важную роль в процессах современных технологий разработки месторождений.

Для разделения асбестосодержащих продуктов такими признаками могут быть также трение и упругость, различие в которых является достаточным для организации процесса их разделения с меньшими эксплуатационными затратами в сравнении с существующей технологией.

Обогащение этих руд по трению осуществлялось на наклонных плоскостях («русский способ»). Первые системные экспериментальные исследования «русского способа» были проведены институтом «Механобр» в 1932 году.

Рис. 1. Схема опытной установки



Длина плоскостей составляла 1350 и 2400 мм.

Были также проведены исследования по разделению с использованием не только различия в трении, но и в упругости асбестового волокна и пустой породы (рис. 1). С этой целью над поверхностью наклонной плоскости был параллельно установлен приемник упругости фракции, представляющий собой открытый ящик, шириной равный ширине плоскости. При подаче продукта с высоты 500-1000 мм, порода, обладающая большей упругостью, чем асбест, отскакивала от плоскости и попадала в приемник. Результаты разделения асбестовой руды по трению и упругости приведены в таблице.

Разработаны сепараторы, когда плоский поток материала попадает на боковую поверхность барабана. Щебень отражается от него в зависимости от прочности зерен либо в сторону вращения барабана (слабые зерна), либо в противоположную сторону (прочные зерна). В основе работы сепаратора – разделение не равнопрочных частиц по упругости и трению.

Современная технология обогащения руд хризотил асбеста основана на различии скоростей витания распушенного асбестового волокна и плотных зерен сопутствующей породы, проявляющемся при разделении в воздушном потоке. Это важное свойство необходимо учитывать при совершенствовании конструкции разделительных аппаратов.

Разделение руды ручной разработки по упругости и трению

| | Класс -25+7,3 мм | | | Класс -7,3+2,7 мм | | |
|---|------------------|--------------------------|---------------|-------------------|--------------------------|---------------|
| | Вывод, % | Массовая доля волокна, % | Извлечение, % | Вывод, % | Массовая доля волокна, % | Извлечение, % |
| 1 | 2,35 | 94,50 | 20,6 | 1,48 | 89,15 | 11,7 |
| 2 | 7,92 | 87,79 | 64,6 | 10,86 | 77,21 | 73,6 |
| 3 | 16,88 | 4,79 | 7,4 | 43,72 | 34,90 | 13,5 |
| 4 | 46,31 | 1,71 | 7,4 | 16,10 | 0,96 | 1,3 |
| 5 | 26,54 | - | - | 27,84 | - | - |
| | 100,0 | 10,76 | 100,0 | 100,0 | 11,38 | 100,0 |

При разработке более универсальных аппаратов необходимо объединить в одном устройстве решение, в основу которых положена комбинация нескольких эффектов взаимодействия с рабочей поверхностью*.

Для исследований процесса разделения асбестосодержащих продуктов по упругости и трению изготовлены и испытаны модели аппаратов (рис. 2, 3). Результаты испытаний показали перспективность выбранного направления совершенствования технологии обогащения асбестовых руд.

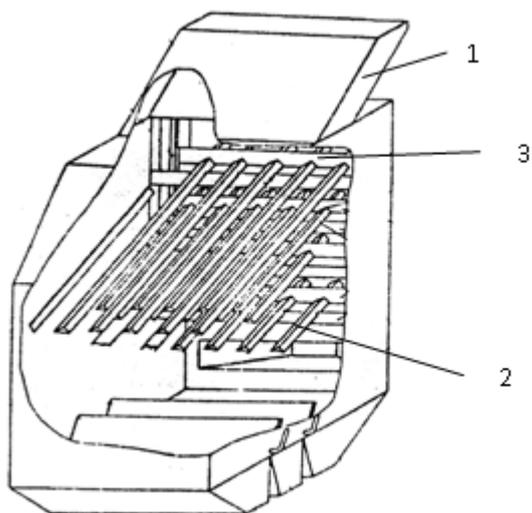


Рис. 2. Модель опытно-промышленного сепаратора СПРУТ (сепаратор по трению и упругости)

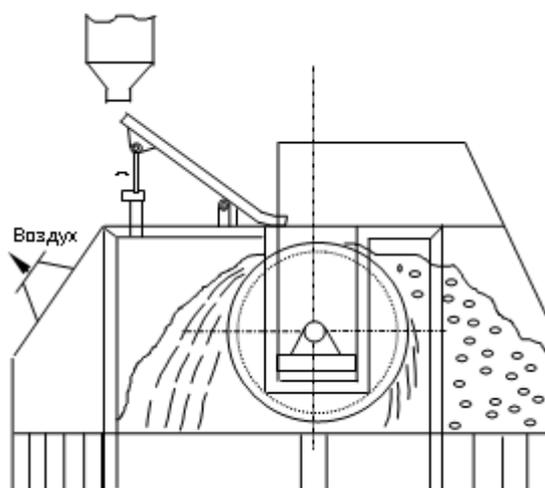


Рис. 3. Общий вид фрикционного сепаратора

* Потапов В. Я., Цыпин Е. Ф., Иванов В. В., Потапов В. В. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 2005 г.) 23-27 января. Горный информационно-аналитический бюллетень. – М., 2005. – № 6. – С. 326-328.

РАЗДЕЛЕНИЕ АСБЕСТОСОДЕРЖАЩИХ ПРОДУКТОВ В АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ ПОТОКЕ БАРАБАННО-ПОЛОЧНОГО СЕПАРАТОРА

ПОТАПОВ В. Я., ТИМУХИН С. А., ПОТАПОВ В. В., КОНЕВ Я. И.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из путей повышения эффективности производства является создание менее энергоемких разделительных аппаратов на базе их технологии переработки полезных ископаемых.

Поэтому важно при разработке и проектировании аппаратов использовать их конструктивные особенности для качественного разделения горных пород по физическим характеристикам. Аппаратом для разделения таких руд является барабанно-полочный фрикционный сепаратор (БПФС) [1].

Он представляет собой совокупность нескольких механических устройств, каждое из которых предназначено для разделения частиц обогащаемого материала по различным признакам.

Существенное влияние на процесс разделения оказывает и поток воздуха, циркулирующий вокруг вращающегося барабана с лопатками. Можно полагать при этом, что скорость циркуляции потока убывает по мере удаления от поверхности барабана, а на поверхности барабана имеет скорость, близкую к скорости самой этой поверхности,

Процесс движения каждой частицы возможно описать математической моделью, включающей уравнения движения на каждом этапе разделения и дифференциальные уравнения движения частицы в циркулирующем потоке воздуха.

Для единообразия описания движения частицы на каждом этапе введем общую для всех элементов механической системы систему координат xOy , начало которой разместим в начале наклонной плоскости, ось « x » направим горизонтально, а ось « y » – вертикально вниз.

Свободный полет частицы начинается из точки B со скоростью V_B , направленной по касательной к дуге окружности трамплина в данной точке. На частицу действует сила сопротивления циркулирующего потока, пропорциональная скорости частицы относительно потока. Коэффициент этой пропорциональности обозначим через μ , который зависит от аэродинамического сечения частицы, вязкости среды и скорости движения потока.

Задаваемыми параметрами барабана считаем: координаты его центра C (a , b), радиус барабана R и его угловую скорость ω . Если частица при движении коснется поверхности барабана, то произойдет удар. Параметрами удара являются: k – коэффициент восстановления и λ – коэффициент трения при ударе.

Если сопротивление движению при свободном полете отсутствует, то частица движется с ускорением свободного падения g , направленным параллельно оси Oy , поэтому движение вдоль оси Ox равномерное,

Следовательно, движение частицы происходит по траектории параболы

$$y = y_B + \operatorname{tg}(\beta - \gamma)(x - x_B) + [g(x - x_B)^2] / V_B^2 \cos^2(\beta - \gamma),$$

где β – угол наклона полки, град; γ – центральный угол криволинейного трамплина, град.

Циркулирующий поток в этом случае не оказывает на движение частицы никакого влияния, и частица движется по указанной параболе до тех пор, пока не встретится с поверхностью барабана или не упадет на горизонтальную плоскость ($y=c$). Вместе с тем, как показывают многочисленные исследования, поток воздуха, обтекающий подвижную частицу, создает силу сопротивления движению, направленную в сторону, противоположную скорости частицы V , относительно потока.

Эффективность разделения минералов можно повысить за счет установки специальных лопаток на торцевых поверхностях вращающегося барабана, наклоненных к поверхности торцевых сторон, позволяющих использовать аэродинамический эффект для выделения

минералов (асбест, слюда), обладающих эффектом «парусности», из средней части образованного веера при сходе с плоскости.

С учетом витания падающих частиц, сила сопротивления движению частицы в воздушном потоке, в соответствии с [2], можно считать зависящей от квадрата относительной скорости:

$$F_c = \psi d^2 \rho_B V_r^2,$$

где ψ – коэффициент сопротивления; d – диаметр частиц, м; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³; V_r – скорость движения струи воздуха, м/с.

Коэффициент пропорциональности μ с учетом скорости потока V_e от вращающегося барабана можно определить:

$$\mu = \psi d^2 \rho_B \sqrt{(x - V_{ex})^2 + (y - V_{ey})^2}.$$

Скорость потока при удалении от поверхности барабана убывает по экспоненциальному закону

$$V_e = \omega R e^{-\nu(r-R)},$$

где ν – коэффициент затухания скорости потока; r – расстояние от частицы до центра вращающегося барабана.

Для определения давления воздушного потока лопаточного сепаратора может быть использована зависимость [3]

$$P_V = \frac{C_y \rho_c b W^2 Z \cos \beta_2}{2\pi r} \eta_\Gamma, \text{ Па},$$

где Z – число лопаток, ед; ρ_c – плотность смеси, кг/м³; $\cos \beta$ – угол притекания потока, град (const); C_y – коэффициент давления; r – радиус по концам лопаток, м; W – скорость притекания потока, текучего к лопаткам, м/с; η_Γ – гидравлический КПД БПФС-сепаратора ($\eta_\Gamma \leq 0,4-0,5$), b – ширина хорды лопатки, м.

Установлено, что для отклонения парусных частиц крупностью класса -40+5 мм необходимо иметь непрерывную струю давлением 200 Па, для класса -5+0 мм – 80-100 Па.

Все эти соображения необходимы для составления дифференциальных уравнений движения частицы разделяемого материала в циркулирующем потоке [1]:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -\frac{\mu \dot{x}}{m} + \frac{\mu \omega R (y-b)}{m \sqrt{(x-a)^2 + (y-b)^2}} \cdot \exp \left[-\nu \sqrt{(x-a)^2 + (y-b)^2} - R \right], \\ \ddot{y} &= g - \frac{\mu \dot{y}}{m} - \frac{\mu \omega R (x-a)}{m \sqrt{(x-a)^2 + (y-b)^2}} \cdot \exp \left[-\nu \sqrt{(x-a)^2 + (y-b)^2} - R \right], \end{aligned}$$

Полученные дифференциальные уравнения нелинейны и неразрешимы в квадратурах. Они поддаются лишь численному интегрированию. Для их решения можно воспользоваться стандартной численной процедурой интегрирования – методом Рунге-Кутты с автоматическим выбором шага по заданной точности.

Приведенные в статье теоретические закономерности были использованы в математической модели БПФС при моделировании процесса движения частицы по зонам разделения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе / Ляпцев С. А., Цыпин Е. Ф., Потапов В. Я., Иванов В. В. // Изв. вузов. Горный журнал. – 1996. – № 7. – С. 147-150.
2. Практика обогащения асбестовых руд. Под ред. Ф. П. Софронова. – М.: Недра, 1975. – 224 с. Авт.: Белов М. А., Дябин Н. В., Копосов Ю. Б. и др.
3. Тимухин С. А. Оптимизация параметров и процессов стационарных машин: учебное пособие. – Екатеринбург: Издво УГГУ, 2006. – С. 244.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УЗЛА СТРАТИФИКАЦИИ ФРИКЦИОННЫХ СЕПАРАТОРОВ

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., ПОПОВ И. С.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В сепараторах, использующих фрикционные свойства разделяемых компонентов, наличие узла стратификации (расслоения) позволяет провести подготовку продуктов к последующему разделению. Таким узлом является наклонная плоскость (полка).

Конструктивная оптимизация узла стратификации осуществлялась на основе анализа результатов многочисленных экспериментов.

Оценка качества подготовки продуктов осуществлялась по ширине веера разделения после схода их с плоскости, для этого в зоне образования веера устанавливались приемники для сбора продуктов – элементарных фракций. Полученные в результате анализа количественные и качественные параметры элементарных фракций будут характеризовать качество веера, т. е. качество подготовки материала к последующему разделению.

Косвенной обобщенной характеристикой всех элементарных фракций в ячейках приемника может явиться и характеристика потенциального разделения продукта уже в результате стратификации. Такой критерий позволяет учесть и ширину веера, и качество распределения частиц внутри него [1].

В качестве критерия разделения при формировании технологических показателей используется максимальный выход хвостов с массовой долей свободного волокна не более $V=0,3\%$.

Такой критерий позволяет учесть и ширину веера, и качество распределения частиц внутри него. При оптимизации узла стратификации рассматривалось несколько вариантов установки дополнительных плоскостей в зоне схода продукта с разгонной плоскости.

Процесс разделения осуществляется на стальной поверхности и поверхности полки, футерованной резиной. Переменным фактором, как и в предыдущем режиме, был угол наклона полки $\alpha=(35\pm 5)^\circ$.

Как видно из табл. 1, на процесс разделения асбестосодержащих продуктов сильно влияет угол наклона разгонной плоскости и наличие футеровки, о чем свидетельствуют высокие значения корреляционного отношения.

Таблица 1

Зависимости выхода хвостов от наклона полки [2]

| Крупность продукта, мм | Наличие футеровки | Уравнение связи | Корреляционное отношение |
|------------------------|-------------------|--|--------------------------|
| -40+0 | нет | $y_x = -1303 + 80,4\alpha - 1,16\alpha^2$ | 0,86 |
| -3+0 | нет | $y_x = 641 - 32,95\alpha + 0,34\alpha^2$ | 0,69 |
| -40+0 | есть | $y_x = -452,57 + 27,93\alpha - 0,35\alpha^2$ | 0,91 |
| -3+0 | есть | $y = 248,7 - 16,17\alpha - 0,28\alpha^2$ | 0,89 |

Следует отметить, что оптимальные значения углов, при которых обеспечивается максимальный веер разделения, и, как следствие, максимальное значение выхода хвостов, для различных материалов различны. Для стали максимальные значения выхода получены при меньших значениях углов, для резины – больших значениях углов. Менее чувствительно смещение максимума для класса (-40+10) мм. Так, при стальном покрытии максимум соответствует оптимальному углу 35° , при резиновом покрытии угол также достигает экстремума, начиная с 35° , и почти не меняется до 45° [3].

Представляет интерес при моделировании совместное рассмотрение распределений коэффициентов трения частиц различных минералов. Максимальные различия углов трения

частиц волокна асбеста, сростков, породы наблюдается в опытах с полкой из стали резины. Это подтверждается меньшими удельными площадями взаимного проникновения плотностей распределения для смеси данных минералов при их подаче на полку с некоторой начальной скоростью

$$\Delta F = \left\{ \left[\int_{\varphi_{2\varphi}}^{\varphi_0} \omega_1(\varphi) d\varphi + \int_{\varphi_{2\varphi}}^{\varphi_0} \omega_2(\varphi) d\varphi + \int_0^{\varphi_{2\varphi}} \omega_3(\varphi) d\varphi \right] / \left[\sum_{i=1}^3 \int_0^{\varphi_0} \omega_i(\varphi) d\varphi \right] \right\} 100,$$

где ω_1 – плотность распределения частиц, φ – угол наклона полки [1].

Установлено, что на взаимопроникновение плотностей распределения минералов при изменении угла наклона полки влияние оказывает крупность частиц и характер покрытия полки. Минимальное взаимопроникновение наблюдается при резиновом покрытии, максимальное – при стальном (табл. 2).

Таблица 2

Удельное взаимопроникновение плотностей распределения минералов

| Крупность, мм | Асбест-порода | | Асбест-сростки | | Асбест-сростки-порода | |
|------------------|---------------|--------|----------------|--------|-----------------------|--------|
| | сталь | резина | сталь | резина | сталь | резина |
| -40+35 | 9,80 | 2,26 | 27,60 | 11,38 | 31,85 | 10,30 |
| -35+20 | 12,40 | 3,62 | 28,24 | 10,94 | 27,46 | 9,36 |
| -20+12 | 13,40 | 4,20 | 22,75 | 8,24 | 23,86 | 8,41 |
| -12+3 | 14,28 | 5,34 | 15,64 | 6,62 | 21,60 | 7,60 |
| -3+0 | 13,62 | 4,86 | 14,62 | 5,73 | 20,43 | 6,84 |

При моделировании движения частиц по полке сепаратора необходимо учитывать массовый характер перемещения частиц и то, что сепарируемый материал поступает на полку с некоторой начальной скоростью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Цыпин Е. Ф., Пелевин А. Е., Лавник В. Я., Балабаева Л. М. Выбор признаков разделения для предварительного обогащения асбестовой руды Баженовского месторождения // Совершенствование технологии обогащения асбестовых руд: сб. научных трудов ВНИИпроектасбеста. – Асбест, 1986. – С. 46 -58.
2. Потапов В. Я., Цыпин Е. Ф., Иванов В. В., Потапов В. В. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения // Материалы научного симпозиума (Неделя горняка – 2005 г.) 23-27 января. Горный информационно-аналитический бюллетень. – М., 2005. – № 6. – С. 326-328.
3. Потапов В. В. Технология разработки месторождений угля с предварительным его обогащением в подземных условиях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Екатеринбург, 2007. – 20 с.

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., СЕМЕРИКОВ Л. А.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

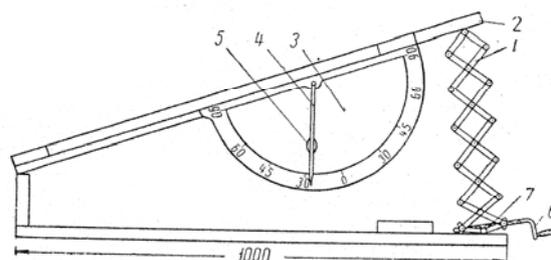
Согласно теории и практике разделения, частицы минералов перемещаются по наклонной плоскости в зависимости от угла наклона не только со скольжением, но и с качением, что, несомненно, влияет на эффективность процесса разделения.

Рассмотрим методику определения коэффициента трения качения перекатывающейся частицы из условия ее опрокидывания вокруг границы площадки контакта.

Для определения коэффициентов трения движения и качения использовалась установка (трибометр), представленная на рис. 1 [1].

Рис. 1. Вид экспериментальной установки

К штативу 1 шарнирно прикреплена плоскость 2, на которой закреплен транспортер 3. К сектору транспортера подвешена стрелка с отвесом 5. Изменения угла наклона плоскости 2 осуществлялось с помощью рукоятки 6 и червячной передачи 7.



Методика проведения опыта. В начале определялись форма и размеры частицы минерала, на плоскости помещались сменные поверхности скольжения (сталь или резина), для которых необходимо определить фрикционные характеристики. Образцы исследуемых материалов помещались на плоскость скольжения с переменным углом наклона. В процессе опыта уделялось внимание виду движения образца, фиксировался угол и время прохождения участка скольжения. Дальнейшее увеличение угла наклона плоскости осуществлялось для перевода частицы в режим качения, при этом также фиксировался угол переподъема плоскости.

Коэффициент трения покоя δ определяется по углу наклона β_k , который составляет подвижная плоскость в момент начала качения (при отсутствии проскальзывания, рис. 2). Качение начинается в тот момент времени, когда линия действия силы тяжести G выйдет за пределы границы площадки контакта частицы с наклонной плоскостью. Предельное значение угла наклона плоскости, при котором линия действия силы G точно попадает на границу площадки контакта, соответствует величине δ .

Как известно [2], причиной возникновения трения качения является деформация катящегося объекта и поверхности, по которой происходит качение.

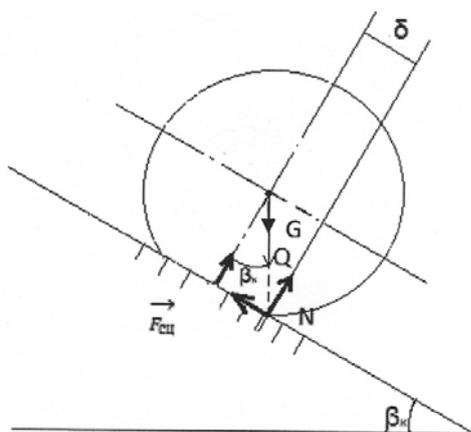


Рис. 2. Схема движения частиц

Считая качение частицы по наклонной плоскости равномерным, величину δ при движении можно определить по длине L пройденного ею за время t пути. Действительно, при движении из состояния покоя

$$L = \frac{a_c t^2}{2},$$

откуда с учетом выражения

$$a_c = \frac{5}{7} g \left(\sin \beta_k - \frac{\delta}{R} \cos \beta_k \right)$$

получим

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

Результаты определения угла качения частиц кубической формы, полученные с помощью трибометра, были использованы для расчета коэффициента трения качения по уравнению (1). Величина приведенного коэффициента трения качения по стали и резине для различных форм углесодержащих формаций зависит от модуля упругости минеральных включений.

На рис. 2 представлены графики изменения коэффициента трения качения в зависимости от крупности куска для сменных поверхностей скольжения (сталь или резина). Эти графики аппроксимируются линейными зависимостями с коэффициентом корреляции для стали $R=0,87$, а для резины $R=0,82$ [3].

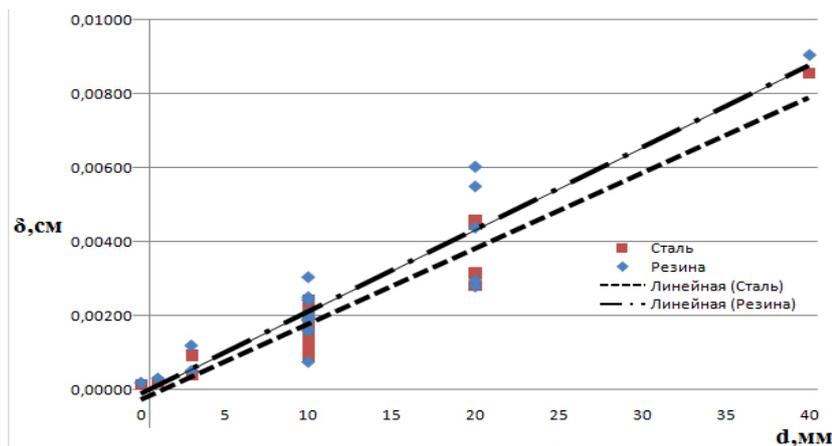


Рис. 2. График коэффициента трения от крупности куска

С увеличением крупности частиц коэффициенты трения качения увеличивается. Коэффициенты трения качения по стали меньше, чем по резине. С точки зрения рассмотрения коэффициентов трения как признака разделения углесодержащих формаций, наибольший интерес представляет кинетический коэффициент трения и коэффициент трения качения, так как разделение частиц в основном идет в движении. Различия в кинетических коэффициентах трения угля и породы по стали и резине достаточны для их разделения. С уменьшением крупности разница в коэффициентах трения частиц монофаз снижается. Это можно объяснить тем, что с уменьшением крупности частиц они становятся однородными по составу и форме и, как следствие этого, разница в коэффициентах трения становится незначительной.

Приведенная методика была апробирована также на асбестосодержащих рудах.

Полученные значения коэффициентов трения качения были использованы при составлении математической модели процесса разделения многокомпонентных материалов на фрикционных аппаратах. Входящие в расчетные формулы коэффициенты трения частиц являются случайными величинами, вследствие чего аналитически без ЭВМ рассчитать траекторию движения частицы и осуществить прогноз технологических показателей разделения практически невозможно.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов П. А. Коэффициент трения покоя и движения угля и породы (на примере Кизеловского бассейна) // Известия вузов. Горный журнал. – 1964. – № 3. – С. 126-128.
2. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики. – М.: Наука, 1990. – С. 324.
3. Потапов В. В. Технология разработки месторождений угля с предварительным его обогащением в подземных условиях: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2007. – 20 с.

РАЗРАБОТКА АППАРАТОВ С ВРАЩАЮЩЕЙСЯ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

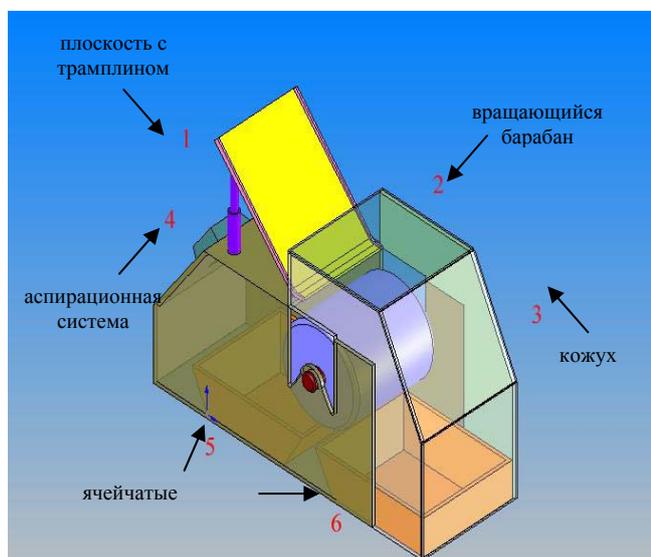
ПОТАПОВ В. Я., ПОТАПОВ В. В., ПАНОВ П. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Проектирование новых моделей аппаратов и настройка технологических параметров существующих связана с определенными трудностями. Это вызвано тем, что фрикционные и упругие характеристики поступающего на разделение материала изменяются в широких пределах, а конструктивные параметры аппарата должны соответствовать этим характеристикам.

Выход из такой ситуации можно осуществить за счет совершенствования конструкции аппарата, в котором разделение горных пород будет происходить по комплексу физико-механических свойств. Данные аппараты основаны на использовании фрикционных и упругих характеристик. В качестве объектов проектирования была разработана модель сепаратора с подвижной разделительной поверхностью – барабанно-полочный фрикционный сепаратор (БПФС). На рис. 1 представлена модель БПФС, состоящая из разделительной плоскости с трамплином 1, вращающегося барабана 2, аспирационной системы 4, ячейчатых приемников фракции и породы 5, 6, весь сепаратор закрыт кожухом 3.

Рис. 1. Модель БПФС



Широкое внедрение компьютерных технологий при проектировании машиностроительных конструкций позволяет облегчить процесс разработки оборудования.

Основной проблемой при проектировании данных аппаратов было не только определение упругих и фрикционных характеристик, но и изменение конструктивных параметров.

В результате проведенных исследований была разработана методика проектирования фрикционных сепараторов. В методику вошли два взаимосвязанных модуля: модуль расчета параметров и модуль разработки конструкции аппаратов.

Модуль расчета параметров представляет собой имитационную модель процесса движения частиц по наклонной плоскости и трамплин, удар ее о барабан и движение частицы совместно с барабаном. Модель реализована в среде Visual Basic (VBA). Программа позволяет реализовать два режима: расчетный и демонстрационный. При демонстрационном режиме выполнялся вывод результатов расчета в виде траекторий движения частиц*.

При конструктивном моделировании фрикционные свойства продукта задавались с помощью генератора случайных величин. Решение системы дифференциальных уравнений движения на ЭВМ со случайными параметрами процесса трения и удара позволило

* Потапов В. В. Компьютерные технологии при проектировании аппаратов фрикционного обогащения / Д. В. Матвеев, В. В. Потапов, В. С. Шестаков, В. Я. Потапов, С. А. Ляпцев // Горное оборудование и электромеханика. – 2006. – № 10. – С. 18-20.

имитировать прохождение частиц через все зоны аппарата и формирование продуктов разделения с оценкой их качественных и количественных характеристик. Этот модуль позволяет проводить оптимизацию конструктивных параметров аппаратов. Оптимальные параметры передавались в конструкторский пакет Solid Works (SW), в котором и был реализован модуль разработки конструкции аппаратов.

Программа Solid Works позволяет наглядно представить объемные модели деталей, а также возможность моделирования сборочных узлов из этих деталей. Главным достоинством программы является параметричность.

Программа легко позволяет изменять любые параметры сепаратора, один раз задавшись уравнениями и занеся их в таблицу параметров, мы можем наглядно видеть изменение каждого из вариантов, а затем нужный вариант передать на изготовление (рис. 2.)

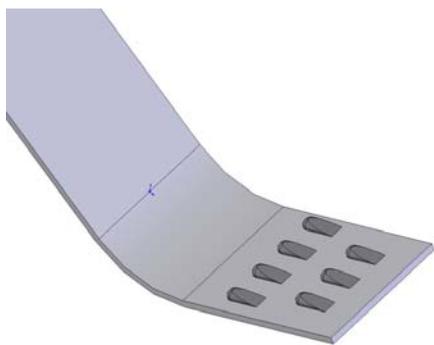


Рис. 2. Плоскость с трамплином и дефлектором

Варьируемыми параметрами в модели БПФС использовались: угол наклона разгонной плоскости желоба, расстояние разгонной плоскости от оси барабана, высота края разгонной плоскости над уровнем верхней точки барабана, диаметр барабана.

Конструкционное моделирование позволяет решать многие дизайнерские и компоновочные вопросы. В то же время использование математического моделирования вкупе с программами объемного моделирования, наглядно позволяет увидеть процессы, происходящие в проектируемом сепараторе. Использование данных объединенных решений позволяет проводить оптимизацию параметров в целом без создания натурального образца аппарата. Это приводит к снижению экономических затрат на создание моделей.

В конечном варианте был рекомендован сепаратор с подвижной разделительной поверхностью (рис. 3).



Рис. 3. Промышленный образец сепаратора БПФС

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СЕПАРАТОРА С НЕПОДВИЖНОЙ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

ПОТАПОВ В. Я., РАДАЕВ П. И.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Создание новых аппаратов для разделения горных пород, использующих в качестве разделительных признаков фрикционные характеристики материалов, т. е. коэффициенты трения, коэффициенты восстановления, является актуальной задачей.

В данной работе оборудование для разделения по упругим характеристикам было конструктивно реализовано в сочетании полки и отражательных элементов (рис. 1).

Для разделения угля и породы была разработана модель сепаратора по трению и упругости (СПРУТ) с неподвижной разделительной поверхностью, образованной двугранными отражательными элементами*. Сепаратор включает: корпус 1 с загрузочным лотком – желоб 2 (узел стратификации) и отражательные элементы 3, закрепленные консольно в раме (см. рис. 1). Конструкцией модели сепаратора предусмотрена возможность изменения следующих параметров: схемы пространственного расположения отражающих элементов; расстояния между ярусами элементов; угла наклона элемента к горизонту, расстояние от нижней кромки загрузочного желоба до верхнего яруса элементов; положение отсекающих шиберов. Вопросы оптимизации конструктивных параметров и схемы размещения отражающих элементов аппарата рассмотрим с учетом ударного взаимодействия частиц с поверхностью отражающих элементов. Очевидно, для обеспечения контакта всех частиц потока материала с поверхностью рабочих элементов необходимо их расположить, как минимум, в два яруса или меньше ширины элемента. Причем ширина щели между соседними элементами должна быть равна ширине элемента или меньше ее. Положение отражающих элементов в пространстве определялось решетками двух типов, одна из которых подвижная (см. рис. 1).

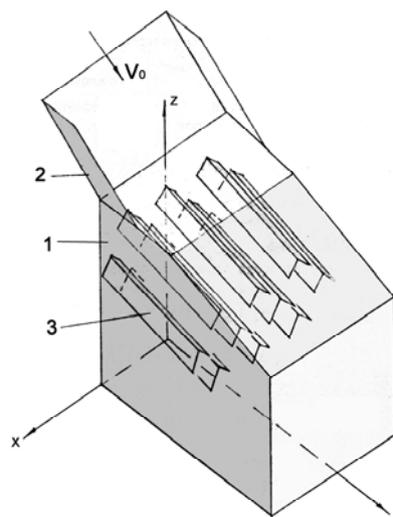


Рис. 1. Схема аппарата СПРУТ

Траектория движения частицы (рис. 2) после отражения от поверхности элемента определяется: параметрами движения частицы в момент взаимодействия с поверхностью элемента; параметрами отражающей плоскости; параметрами частиц, характеризующими их упругие свойства, и кинетическим коэффициентом трения.

Анализ параметров движения частиц на различных участках траектории в точках соударения с наклонной поверхностью элементов показывает, что наилучшим для разделения частиц по их упругим свойствам является такое пространственное расположение элементов, когда породные частицы соударяются с ними не менее двух раз. В этом случае наблюдается наибольшая дальность падения породных частиц, так как после второго удара направление их движения практически параллельно оси отражающих элементов. С учетом обеспечения, как минимум двойного удара породных частиц о поверхность элементов наиболее рациональной

* Потапов В. Я. Цыпин Е. Ф. Потапов В. В., Иванов В. В. Использование фрикционных характеристик сыпучих материалов для их разделения. Материалы научного симпозиума (Неделя горняка-2005) 23-27 января 2005 г. – М., 2005. – № 6. – С. 326-328.

считается схема их расположения попарно (друг под другом) в шахматном порядке в четыре яруса.

Двугранный угол отражающего элемента, угол наклона к горизонту образующей двухгранного угла, длина и ширина элемента являются его основными конструктивными параметрами, определяющими габаритные размеры разделительного аппарата (рис. 1).

Экспериментальные исследования сепаратора СПРУТ в объеме оптимизации параметров сепарации не проводились.

Угол, высота и скорость подачи исходного продукта были приняты по результатам теоретических исследований узла стратификации: угол наклона загрузочного желоба с дефлектором – 45° ; длина загрузочного желоба – 1,0 м; скорость подачи исходного продукта – 1,3-1,5 м/с. По результатам многочисленных технологических испытаний сепараторов, проведенных институтом «НИИпроектасбест» на углях, в качестве конструктивных параметров (рис. 3) приняты: двугранный угол элементов $\theta=100^\circ$; угол наклона элементов к горизонту, $\gamma=20-30^\circ$; ширина элементов $b=0,14-0,15$ м; шаг между ярусами элементов $\Delta Z=0,5b/\sin\theta/2$, $\Delta Z=0,1$ м; количество ярусов $n=4$; длина элементов в рабочей зоне $l=1,2$ м; расстояние от нижнего яруса элементов до плоскости фиксации падения частиц $\Delta S=1,3$ м.

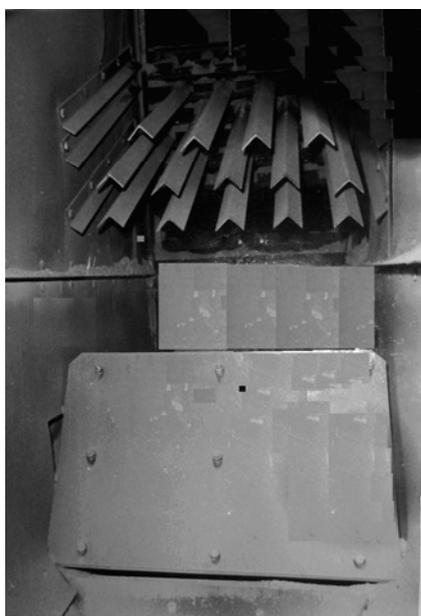


Рис. 3. Промышленный образец сепаратора СПРУТ

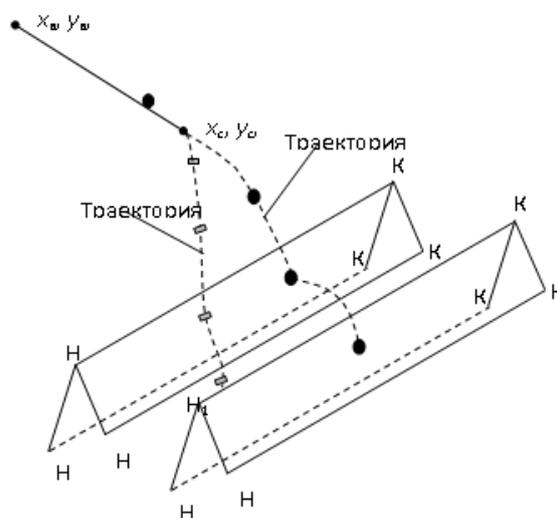


Рис. 2. Схема разделения на отражательных элементах сепаратора СПРУТ

Найденные зависимости позволяют раскрыть механизмы разделения частиц с различными упругими свойствами, теоретически определить наиболее конструктивные оптимальные параметры, что создает предпосылки для расчетного прогнозирования технологических показателей разделения.

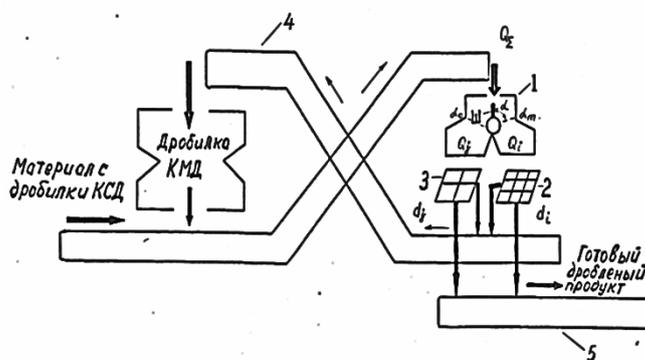
Технологические испытания позволили установить, что пространственное расположение отражающих элементов существенно влияет на показатели разделения. Установка элементов в попарно-шахматном порядке увеличивает выход обедненной по углю фракции более чем на 16 %, а эффективность разделения этой фракции – на 10 %, обеспечивает лучшие условия реализации двойного ударного взаимодействия породных частиц о поверхность элементов. Изменение угла наклона элементов с 20 до 25° существенно не влияет на показатели разделения. Извлечение породных частиц всех классов крупности в диапазоне от 0,5 мм до 6,0 мм больше на 15-25 %, чем по другим вариантам схемы установки элементов.

СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ДРОБЛЕНИЯ

ДЫЛДИН Г. П., СТЕПАНОВ С. В., МАТУЗОВ А. Г.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В широко распространенной в горной промышленности технологической схеме комплексов дробления по производству щебня (см. рисунок) материал из щековой дробилки первичного дробления поступает в конусную дробилку среднего дробления КСД, продукт дробления последней, смешиваясь с продуктами дробления конусной дробилки мелкого дробления КМД, конвейером поступает через распределительное устройство 1 на два параллельно работающих грохота поверочного грохочения 2 и 3. Надрешетный продукт грохотов конвейером 4 подается на повторное додрабливание и загружает дробилку КМД, образуя замкнутый цикл в последней стадии дробления. Подрешетный продукт грохотов является конечным продуктом комплекса дробления и с помощью конвейера 5 уходит в отделение сортировки.



Функциональная схема замкнутого цикла дробления

Регулирование режима работы грохотов поверочного грохочения, в рецикле с которыми работает дробилка мелкого дробления, позволяет одновременно регулировать загрузку дробилки и гранулометрический состав готового продукта дробления. В соответствии с предложенным автором способом*, такое регулирование осуществляется посредством шибера Ш, поворачивающегося на угол α от α_0 до α_{max} и распределяющего материал на грохота с разными размерами отверстий просеивающих поверхностей d_i и d_j .

Суммарная производительность грохочения определяется производительностями дробилок среднего Q_c и мелкого Q_m дробления

$$Q_{\Sigma} = Q_c + Q_m = Q_i + Q_j, \text{ т/ч,}$$

где Q_i – производительность грохота 2, т/ч; Q_j – производительность грохота 3, т/ч.

Производительности грохотов Q_i и Q_j зависят от производительности Q_{Σ} и угла поворота шибера α .

* А. с. 1253670 СССР, МКИ4 ВС7В1/40 Способ регулирования процесса классификации сыпучего материала по крупности / В. М. Марасанов, Г. П. Дылдин, СССР / №3837521/22-03. Заявлено 02.01.85; опубл. 30.08.86. Бюл. № 32. – 48 с.

определяется соотношением $Q_{\Sigma}=3600v\gamma F$, где v – скорость ленты конвейера; γ – насыпной объемный вес груза; F – площадь сечения насыпного груза на ленте. Площадь сечения груза на барабане перед распредустройством определяется по формуле $F=0,25b^2\text{tg}\varphi_p$ [2], где φ_p – расчетный угол откоса насыпного груза на ленте; b – рабочая ширина ленты (ширина расположения груза на ленте). Из выражения $Q=900v\gamma b^2\text{tg}\varphi_p$ определим $b=3,33\cdot 10^{-2}(Q_{\Sigma}/v\gamma\text{tg}\varphi_p)^{1/2}$. В статическом режиме важно определить зависимость $F_i=f(\alpha)$, где F_i – площадь сечения груза, отсекаемого шибером на 2-й грохот при повороте шиберов на угол α . При повороте шиберов на угол $\alpha_0\leq\alpha\leq\alpha_{cp}$. Количество материала, отсекаемое шибером влево и поступающее на 2-й грохот, составит $Q_i=3600v\gamma F_i$.

Площадь поперечного сечения груза, отсекаемого шибером влево, т. е. часть, формирующая поток Q_i , составит $F_i=0,5b_i^2\text{tg}\varphi_p$, где b_i – ширина расположения на ленте части груза, отсекаемого шибером влево и формирующего поток материала Q_i , $b_i=0,5b-l_{ш}\sin(\alpha_{cp}-\alpha_i)$, где $l_{ш}$ – длина шиберов. При повороте шиберов на угол $\alpha_{cp}\leq\alpha_j\leq\alpha_m$ $Q_i'=3600v\gamma F_i'$, $F_i'=F-F_j$, где F_i' – площадь поперечного сечения груза, отсекаемая шибером влево при повороте на угол α_j ; F_j – площадь поперечного сечения груза, отсекаемая шибером вправо при повороте на угол α_j , $F_j=0,5b_j^2\text{tg}\varphi_p$, где b_j – ширина расположения на ленте части груза, отсекаемого шибером вправо и формирующего поток материала Q_j , $b_j=0,5b-l_{ш}\sin(\alpha_j-\alpha_{cp})$.

В динамическом режиме количество материала $Q_i(t)$, поступающее через распредустройство 1 (рис. 1, 2) и отсекаемое шибером на грохот с меньшими размерами отверстий просеивающей поверхности, вычисляется по формуле

$$Q_i(t)=\begin{cases} 1800v(t)\gamma(t)\text{tg}\varphi_p\{0,5b(t)-l_{ш}\sin[\alpha_{cp}-\alpha(t)]\}^2, \\ \text{при } \alpha_0\leq\alpha(t)\leq\alpha_{cp}; \\ 900v(t)\gamma(t)\text{tg}\varphi_p[b^2(t)-2\{b(t)-l_{ш}\sin[\alpha(t)-\alpha_{cp}]\}^2], \\ \text{при } \alpha_{cp}\leq\alpha(t)\leq\alpha_m \end{cases}$$

где t – текущее время.

Количество материала $Q_j(t)$, поступающее через распредустройство и отсекаемое шибером на грохот с большими размерами отверстий просеивающей поверхности d_j , вычисляется по формуле $Q_j(t) = Q_{\Sigma}(t) - Q_i(t)$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. 1253670 СССР, МКИ В С7 В 1/40 Способ регулирования процесса классификации сыпучего материала по крупности / В. М. Марасанов, Г. П. Дылдин (СССР). – № 3837521/22-03; заявл. 02.01.85; опубл. 30.08.86. Бюл. № 32. – 48 с.
2. Шахмейстер Л. Г., Дмитриев В. Г. Расчет ленточных конвейеров для шахт и карьеров. – М.: МГИ, 1972. – 298 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РУДНОЙ ЧАСТИЦЫ В ВИБРАЦИОННОМ ГРОХОТЕ

ЛЯПЦЕВ С. А., ВОЛКОВ Е. Б.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В настоящее время в процесс переработки все чаще вовлекается бедное сырье с тонкой и крайне неравномерной вкрапленностью ценного компонента. В связи с этим развитие технологии процессов грохочения является чрезвычайно актуальным. Добиться повышения эффективности данного процесса можно за счет внедрения нового классифицирующего оборудования с большей производительностью и меньшей энергоемкостью.

Вибрационные (инерционные) грохоты характеризуются отсутствием жесткой связи подвижного корпуса с источником колебаний. При этом амплитуда свободных колебаний зависит от величины движущихся масс, жесткости упругих элементов возникающей силы инерции.

По характеру движения корпуса грохота различают: грохоты с прямолинейными вибрациями, один из примеров которого приведен на рис. 1, грохоты с круговыми вибрациями см. пример на рис. 2.

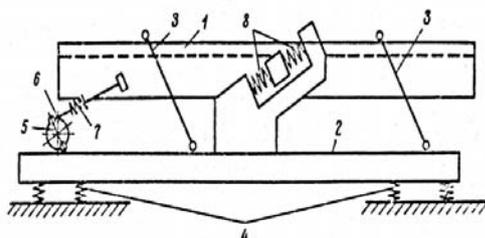


Рис. 1. Резонансный грохот с эксцентриковым механизмом и уравновешенной массой:

1 – короб грохота; 2 – опорная рама; 3 – шарнирные опоры; 4 – упругие подставки; 5 – эксцентриковый вал; 6 – шатун; 7 – эластичный элемент; 8 – пружины

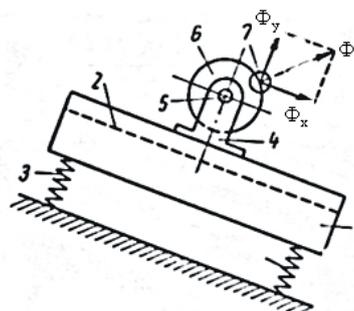


Рис. 2. Принципиальная схема грохота с простым дебалансным вибратором:

1 – короб грохота; 2 – просеивающая поверхность; 3 – пружины (рессоры); 4 – подшипники; 5 – вал; 6 – шкив; 7 – дебаланс

Достоинством таких схем являются: высокая эффективность грохочения за счет хорошего расслоения материала на поверхности грохота (85-90 %), высокая производительность, низкое потребление электроэнергии. Но, к сожалению, есть и недостатки – это сложность конструкции, большая металлоемкость и необходимость тщательного контроля за уравновешенностью масс.

Данное исследование посвящено моделированию движения подвижной частицы на поверхности вибрационного грохота.

Если частица брошена вниз на неподвижную поверхность наклонного грохота без начальной скорости с высоты h , то в момент удара о поверхность

$$V = \sqrt{mgh}, \quad (1)$$

где m – масса частицы, кг; g – ускорение свободного падения, m/c^2 .

В системе координат xOy , показанной на рис. 3,

$$h = \frac{y_0}{\cos \alpha}, \quad (2)$$

где y_0 – начальная ордината частицы, м; α – угол наклона поверхности грохота.

Скорость частицы после удара U связана со скоростью в момент удара V соотношением:

$$U \cos \beta = kV \cos \alpha, \quad (3)$$

где β – угол отражения; k – коэффициент восстановления при ударе.

В соответствии с теоремой об изменении количества движения при ударе

$$\begin{cases} mU \cos \beta + mV \cos \alpha = S_N, \\ mU \sin \beta - mV \sin \alpha = -S_{TP}, \end{cases} \quad (4)$$

где S_{TP} – импульс силы трения; $S_{TP} = fS_N$, согласно гипотезе Рауса; S_N – импульс нормальной реакции поверхности при ударе.

Решая систему уравнений (3) и (4), можно определить импульс нормальной поверхности

$$S_N = mv(1+k) \cos \alpha, \quad (5)$$

угол отражения частицы

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{k} [\operatorname{tg} \alpha - f(1+k)], \quad (6)$$

а также скорость частицы после удара

$$U = \sqrt{[k^2 + \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha + 2f(1-k) \sin \alpha \cos \alpha + f^2(1-k)^2 \cos^2 \alpha]}. \quad (7)$$

Составленные уравнения схемы позволяют оценить поведение частицы, брошенной на поверхность неподвижного грохота.

После отражения частицы от поверхности грохота происходит ее свободный полет, затем снова удар и т. д. Если при этом в один из ударов угол падения меньше некоторого критического α_0 , произойдет проваливание частицы сквозь решетку грохота.

Весь процесс многократного чередования свободного полета с ударами до прохождения частицы сквозь решетку возможно смоделировать на компьютере. При этом, варьируя начальные условия и другие переменные, можно подобрать наиболее рациональные параметры установки.

Движения частицы относительно неподвижной поверхности грохота отличаются от движения частицы при его вибрации. Однако уравнения (3) - (7), описывающие процесс удара, выполняются, так как время удара составляет доли секунды. Для моделирования движения частицы относительно вибрирующего грохота необходимо учесть на этапе свободного полета переносные силы инерции, содержания ускорения поверхности грохота.

Дифференциальные уравнения движения частицы (без учета сил сопротивления движению) имеют вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = \Phi_x + g \sin \alpha, \\ m\ddot{y} = \Phi_y - g \cos \alpha, \end{cases} \quad (8)$$

где Φ_x, Φ_y – проекции переносной силы инерции на выбранные оси координат (рис. 2).

Для проверки правильности решения системы уравнений (8) можно использовать зависимости равнопеременного движения

$$\begin{cases} x = x_0 + Ut \sin \beta + g \frac{t^2}{2} \sin \alpha, \\ y = Ut \cos \beta - g \frac{t^2}{2} \cos \alpha. \end{cases} \quad (9)$$

Таким образом, исследование движения рудных частиц сводится к численному моделированию многократного чередования ударов этапов их свободного полета с учетом переносного движения поверхности грохота.

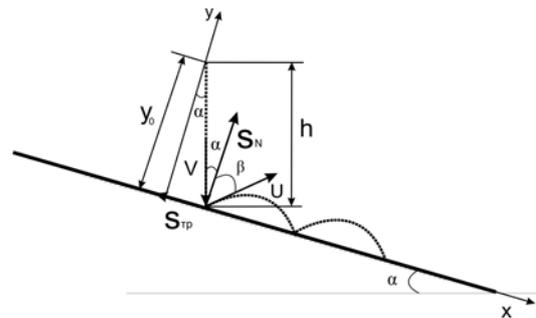


Рис. 3. Расчетная схема

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ФУТЕРОВОК ШАРОВЫХ МЕЛЬНИЦ МЕТОДОМ НАПЛАВКИ С ГЛУБОКИМ ПРОПЛАВЛЕНИЕМ

ГОЛУБЦОВ И. С.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Шаровые мельницы являются важнейшими технологическими агрегатами всех обогатительных фабрик. Размалываемые рудные материалы вызывают интенсивный абразивный износ футеровок данных мельниц. Обогатительные фабрики тратят на футеровку мельниц около 70 % всей футеровочной стали, расходуемой в цикле дробления и измельчения. Это обстоятельство заставляет искать новые пути увеличения срока службы футеровок, работающих в условиях абразивного износа. Данная работа посвящена разработке процесса наплавки с глубоким проплавлением для повышения износостойкости футеровок шаровых мельниц.

При разработке футеровок необходимо учитывать множество факторов. Ни для одной мельницы нельзя предложить стандартного решения. Перед тем как выбрать футеровку из множества возможных вариантов, необходимо рассмотреть ряд аспектов:

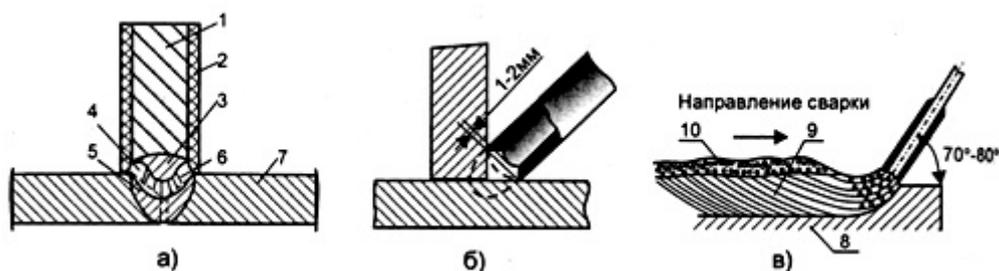
- эксплуатационные характеристики мельницы;
- срок службы футеровки и ее себестоимость;
- периодичность технического обслуживания;
- коэффициент технической готовности мельницы;
- простота обслуживания;
- рыночная цена.

Таким образом, основными определяющими параметрами при выборе системы футеровки для мельницы являются задачи, формулируемые заказчиком, а также общие требования по экономичности процесса измельчения.

Метод глубокого проплавления заключается в применении сварочной дуги большой мощности (наплавка на форсированных режимах). Ведение процесса наплавки мощной дугой позволяет значительно стабилизировать горение дуги за счет смещения катодного пятна с поверхности наплавляемого изделия в основной металл. Способ глубокого проплавления заключается в том, что сварку производят, опираясь обмазкой электрода на изделие, при этом электрод наклоняют в сторону сварки на 70-80 и слегка нажимают им на изделие в направлении сварки.

Для получения глубокого проплавления (см. рисунок) используют электрод 4 с утолщенным покрытием. Сварочная дуга, ограниченная внешним чехлом обмазки, концентрированно передает тепло основному металлу свариваемого изделия, усиливает его расплавление и формирует шов с глубоким проваром. Благодаря глубокому провару, шов образуется в значительной степени за счет расплавления металла соединяемых изделий, что позволяет уменьшить количество присадочного металла до 50 %.

Сварка с глубоким проплавлением производится на повышенных силах тока (400-600 А), что, с одной стороны, обеспечивает наибольшую глубину провара, а с другой – дает возможность увеличить скорость ведения сварки и тем самым повысить производительность сварщиков в 1,5-2 раза.



Сварка с глубоким проплавлением:

а – схема сварки; *б* – поперечный разрез; *в* – продольный разрез; 1 – электрод; 2 – обмазка; 3 – капля расплавленного электрода; 4 – сварочная дуга; 5 – ванна; 6 – чехольчик; 7, 8 – изделие; 9 – металл шва; 10 – шлак

Данный метод позволяет повысить производительность процесса упрочнения в 1,5-2,0 раза по сравнению с наплавкой на обычных режимах. Повышение износостойкости футеровок шаровых мельниц методом наплавки с глубоким проплавлением позволяет увеличить их эксплуатационную стойкость на 40-45 %, что позволяет снижать затраты на приобретение дополнительных листов футеровочной стали. Такой способ позволяет выполнить одностороннюю сварку стыковых соединений без разделки кромок при толщине металла до 10 мм, двустороннюю сварку – при толщине металла до 18 мм. Преимущества сварки таким способом наиболее полно проявляются при сварке угловых швов, особенно в положении в лодочку. При одинаковом катете угловой шов с глубоким проплавлением будет иметь допустимое расчетное усилие примерно в 1,5 раза больше, чем обычный угловой шов. Для сварки с глубоким проплавлением может быть применено большинство отечественных толстопокрывных электродов.

Потребление металлов и минерального сырья в мире неуклонно растет, для этого все больше и больше в разработку вовлекаются рудные месторождения с небольшим содержанием полезных компонентов. В результате повышается спрос на все более производительные мельницы, которые становятся ключевым оборудованием обогатительных фабрик, малым числом перерабатывая огромные объемы рудной массы.

Поэтому постоянное поддержание этих крупных машин на пике производительности является непростой задачей. Поскольку основной причиной остановки мельниц является необходимость замены футеровки, все большее значение приобретают ее долговечность при одновременной простоте процедуры замены. Поэтому сегодня при выборе мельничных футеровок для конкретных установок необходимо учитывать абсолютно все составляющие себестоимости эксплуатации мельницы. Для сравнения интенсивности износа футеровок мельниц, применяемых для решения разных задач измельчения, был выбран показатель удельной интенсивности изнашивания, измеряемой в граммах на киловатт (г/кВт). Теоретические расчеты показывают, что при увеличении срока службы на 40 % расход футеровки снижается на 25 %.

КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ В ПОДЗЕМНЫХ УСЛОВИЯХ ШАХТ И РУДНИКОВ

МИНЯЕВ Ю. Н., ХАНДОГИН А. А.

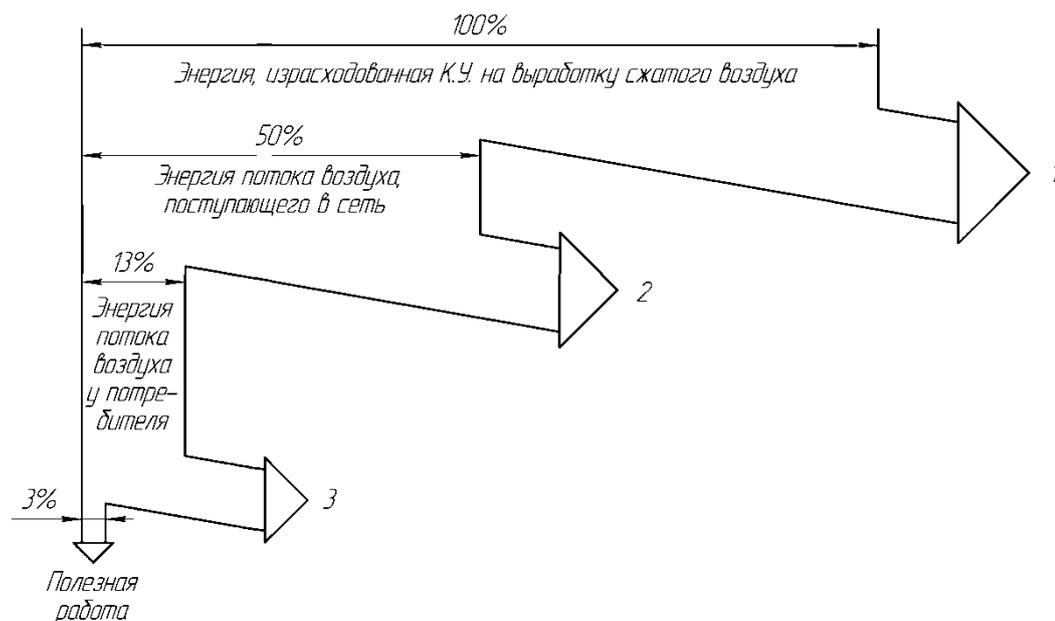
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Сжатый воздух является одним из основных видов энергии на шахтах и рудниках для приведения в действие бурильных, буросблочных, добычных, проходческих и погрузочных машин, вентиляторов местного проветривания, насосов, а также в эрлифтных установках при откачке воды и пульпы.

Кроме того, сжатый воздух находит применение для пневмозакладки горных выработок, для приведения в действие толкателей, стопоров, затворов и других устройств технологического комплекса предприятия.

При производстве и распределении сжатого воздуха затраты электроэнергии принято называть потерями.

Непроизводительные потери электроэнергии, подводимой к компрессору, в значительной мере определяют к.п.д. компрессорной установки, удельный расход электроэнергии и в конечном итоге технико-экономические показатели компрессорной станции и пневматической установки в целом.



Энергетическая диаграмма шахтной компрессорной установки (КУ):

1 – потери в компрессорных агрегатах – 50 %; 2 – потери при транспортировании сжатого воздуха – 37 %; 3 – потери в пневмоприемниках – 10 %.

Сжатый воздух – один из самых дорогих видов энергии, используемый в современном промышленном производстве. Один килоджоуль энергии, получаемый в пневмоприводах

горных машин и механизмов, использующих сжатый воздух, обходится в 7-10 раз дороже, чем тот же килоджоуль, полученный при работе электропривода.

На рисунке показана энергетическая диаграмма компрессорной установки*. Как видно из диаграммы, потери энергии в компрессорных агрегатах установки составляют около 50 % мощности, подводимой к их двигателям, и 37 % теряется при транспортировании сжатого воздуха

Традиционная схема обеспечения сжатым воздухом всех шахтных пневмоприемников предполагает устройство централизованной компрессорной станции, расположенной на дневной поверхности, как правило, не слишком далеко от ствола шахты.

Как сократить потери при транспортировании пневмоэнергии?

Одним из путей является децентрализация снабжения пневмоэнергией.

Для реализации этого предложения были приняты винтовые компрессоры маслозаполненного типа, которые в настоящее время являются наиболее надежными и экономичными при производстве сжатого воздуха.

Однако применение винтовых компрессоров в подземных условиях потребовало провести целый ряд организационно-технических мероприятий.

В настоящее время на рудниках и шахтах применяются винтовые компрессоры следующих производителей (см. таблицу):

– Компрессоры производства ЗАО «Челябинского компрессорного завода» следующих марок: ДЭН-2606ШМ «Шахтер», ДЭН-2145ШМ «Шахтер», ДЭН-21110ШМ «Шахтер», ДЭН-26132 «Шахтер», ДЭН-21200ШМ «Шахтер».

– Компрессоры производства ОАО «Казанькомпрессормаш» следующих марок: 6ВВ-25/9, 6ВВ-32/7, 6ВВ-12/9.

– Компрессоры производства СП ООО «Орелкомпрессормаш» следующих марок: УКВШ-5/7 У1, УКВШ-10/7 АУ2, УКВШ-15/7 У1, УКВШ-20/7.

Технические характеристики винтовых компрессоров

| Марка, исполнение | Производительность, м ³ /мин | Давление избыточное, МПа | Привод (мощность, кВт) | Габаритные размеры, Д×Ш×В, мм (масса, кг) |
|--|---|--------------------------|------------------------|---|
| СП ООО «Орелкомпрессормаш» | | | | |
| УКВШ-5/7У1 | 5/6/7,5 | 0,6 | 37/55/55 | 2200×1050×1500 (1680) |
| УКВШ-10/7 АУ2 | 10 | 0,6 | 75 | 3200×1100×1400 (2800) |
| УКВШ-15/7 У1 | 14,5 | 0,6 | 90 | 3140×1140×1600 (2900) |
| УКВШ-20/7 | 19 | 0,6 | 110 | 3200×1140×1640 (3000) |
| ЗАО «Челябинский компрессорный завод» | | | | |
| ДЭН-2606ШМ «Шахтер» | 0,75 | 0,6 | 5,5 | 1210×590×1205 (300) |
| ДЭН-2145ШМ «Шахтер» | 6,5 | 0,6 | 45 | 1970×900×1100 (1400) |
| ДЭН-21110ШМ «Шахтер» | 16,5 | 0,6 | 110 | 2800×1000×1200 (2600) |
| ДЭН-26132ШМ «Шахтер» | 22,5 | 0,6 | 132 | 3080×1476×1800 (3600) |
| ДЭН-21200ШМ «Шахтер» | 27,0/33,5 | 0,8/0,6 | 200 | 1960×1200×1580 (5200) |
| ОАО «Казанькомпрессормаш» | | | | |
| 6ВВ-25/9 | 26 | 0,8 | 200 | 3300×1125×2000 (2950) |
| 6ВВ-32/7 | 30,5 | 0,6 | 200 | 3300×1125×2000 (3000) |
| 6ВВ-12/9 | 12 | 0,8 | 100 | 3300×1125×2000 (900) |

* Миняев Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на горных предприятиях. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2010. – 138 с.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ФУТЕРОВОЧНОГО ПОКРЫТИЯ СГУСТИТЕЛЯ ПРИ ОБОГАЩЕНИИ СИЛЬВИНИТОВОЙ РУДЫ

МАРТЫНЕНКО В. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Рассматривается возможность уменьшения износа конструкции сгустителя с периферическим приводом. Предлагается применение нового вида футеровочного покрытия на основе полимерных смол.

Сгустители, аппараты или устройства для сгущения. По принципу действия разделяются на гравитационные, инерционные, фильтрационные.

Гравитационные сгустители основаны на осаждении в жидкости твёрдых частиц большей плотности, чем жидкость. Распространены радиальные гребковые сгустители (также называются радиальными отстойниками), представляющие собой цилиндрический резервуар, на оси которого установлена загрузочная воронка для подачи суспензии. Осаждающиеся на коническом дне резервуара твёрдые частицы сдвигаются вращающимися на центральном валу гребками (скребками) к отверстиям в центре дна, через которые сгущенная суспензия откачивается насосом. Верхний слой жидкости (слив) переливается через верхний край резервуара в кольцевой жёлоб и удаляется из него самотёком. Радиальные сгустители применяются в химической, горнообогатительной промышленности, гидрометаллургии, а также для очистки сточных вод. Достоинство этих сгустителей — большая степень сгущения, недостаток — значительные размеры резервуаров. Поэтому их строят двух- и трёхъярусными, с одним общим вертикальным валом. Меньшие размеры — у гравитационных сгустителей, основанных на выделении частиц из горизонтальных или наклонных потоков пульпы при определённых скоростях её движения. Непрерывно поступающая в приёмник пульпа попадает далее в наклонный жёлоб, разделённый продольными стенками на ряд более узких желобков. Продольные стенки ламинизируют (успокаивают) поток, в результате чего частицы под действием силы тяжести стремятся опуститься в нижние слои потока. На сходе с жёлоба поток разделяется горизонтальной плоскостью на нижнюю — сгущенную часть пульпы и на верхнюю — слив. Эти сгустители по степени сгущения уступают радиальным, но выгодно отличаются от них отсутствием подвижных частей. Применяются в обогащении полезных ископаемых для сгущения пульп, содержащих абразивные тонкие частицы.

Из инерционных сгустителей распространение получили гидроциклоны, применяемые для сгущения пульпы, содержащей песок, угольную мелочь и т. д.

В фильтрационных сгустителях сгущение суспензии происходит за счёт удаления части жидкости через фильтрующую поверхность. Эти сгустители могут быть использованы для сгущения систем с твёрдыми частицами любой плотности, в том числе и с плотностью, равной или меньшей плотности жидкости (например, целлюлоза, бумажная масса).

В настоящее время на обогатительной фабрике ОАО «Сильвинит» сгустители типа СП-25 футеруют металлическим листом марки Ст 45 ($S=10$ мм), что влечет за собой определенные проблемы при сгущении пульп и суспензий:

- большую металлоемкость конструкции, а следовательно большие затраты на замену материала;
- абразивный износ и выкрашивание металла, что приводит к его частой замене; частицы металла постоянно попадают в хвосты, и поэтому приходится проводить определенные мероприятия по очистке хвостов от металлов, а это опять же влечет за собой дополнительные средства и времени.
- коррозию металла и т. д.

Поэтому на сегодняшний день очень актуален выбор оптимального футеровочного покрытия.

Промышленность покрытий проделала длинный путь от производства мастик на основе модифицированного битума, каучука и растворителей до современных покрытий на основе полиуретана и полимочевины. В течение 30 лет инженеры-химики создали инновационные

полимерные смолы, не содержащие в своем составе растворителей, имеющих высокую прочность и относительное удлинение, быстрое время реакции, высокую износостойкость и способность противостоять воздействию химикатов. Сегодняшние современные покрытия, включая полиуретан и полимочевину, являются самыми перспективными среди наиболее продвинутых развитых смол. Полимочевина, больше чем любое другое покрытие на основе полимерных смол, выделяется в многосторонности применения, прочности и долговечности. Полимочевина — следующий шаг в развитии покрытий.

Основной характеристикой, отличающей реакцию образования полимочевины от полиуретанов, является то, что вместо смол с концевыми гидроксильными группами в качестве компонента А используются смолы с концевыми аминогруппами (рис. 1, 2). Для ускорения реакции образования полиуретанов используют катализаторы. Реакция образования полимочевины проходит очень быстро даже на холодных поверхностях и не нуждается в катализаторах, то есть является автокаталитической. Причем скорость реакции образования полимочевины настолько высока, что значительно превосходит скорость реакции изоционата (Компонент В) с водой, которая является побочной реакцией образования всех полиуретановых систем. Такая побочная реакция сопровождается выделением CO_2 и приводит к образованию пор, вспениванию и уменьшению плотности готового покрытия. И поскольку влага в тех или иных количествах присутствует везде – на поверхности и в порах субстрата, в окружающем воздухе и в самом компоненте А, процесс нанесения полиуретановых покрытий является уязвимым, не очень надежным и зависимым от внешних условий.

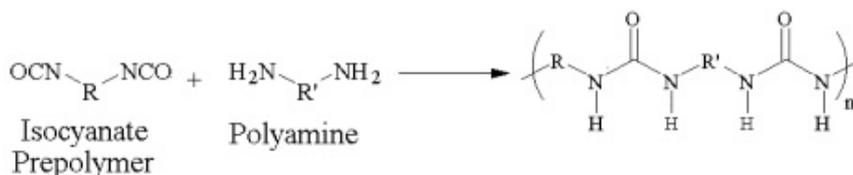


Рис. 1. Реакция образования полимочевины

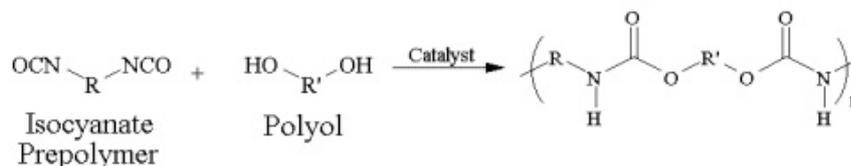


Рис. 2. Реакция образования полиуретана

Большинство традиционных полимерных покрытий наносятся тонкими слоями в несколько проходов с длительной промежуточной сушкой и твердеют только при положительных температурах за время от нескольких часов до нескольких суток. Полимочевина же затвердевает так быстро, что дает возможность наносить покрытие требуемой толщины (до нескольких миллиметров) быстро, в один заход – без подтеков. Кроме этого, практически сразу после нанесения покрытия на изделие можно перемещаться по нему, совершать его перевозку, сокращая до минимума время простоя и повышая производительность. При этом известно, что полимочевину можно напылять даже на сталь при $-20\text{ }^\circ\text{C}$. Такая непревзойденно низкая чувствительность полимочевины к температуре окружающей среды и основе, на которую она наносится, делает этот материал незаменимым при проведении изоляционных работ в строительстве и промышленности.

Быстрое время реакции полиурия (5-15 секунд) оставляет полиуретан и материалы из эпоксидной смолы далеко позади. Это — автокаталитический полимер. Быстрое время реакции полиурия позволяет наносимому покрытию не реагировать с влажностью воздуха и влажностью основания, так что материал может быть легко нанесен по холодному или влажному основанию типа стали, бетона, древесины или полиуретановой пены. Быстрое время реакции — большое преимущество полиурия, в отличие от большинства полимерных покрытий, содержащих большие или меньшие количества летучих органических растворителей, а также пластификаторов, катализаторов и других добавок, вызывающих проблемы, связанные с их пожарной опасностью и токсичностью.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ КРИТЕРИЕВ ОПТИМИЗАЦИИ РАЗМЕРА МЕЛЮЩЕГО ТЕЛА ПРИ ИЗМЕЛЬЧЕНИИ ГОРНЫХ ПОРОД

БОЯРСКИХ Г. А., ЧУРКИН В. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В последнее время все больше внимания уделяется вопросу выбора эффективных форм и размеров мелющего тела. Обеспечение оптимального размера мелющего тела является одним из основных условий, определяющих производительность мельницы и качество измельчения. Известно также, что энергетическая составляющая ударного разрушения породы при измельчении существенно зависит от размера отдельного мелющего тела [2]. В результате исследований и практики были предложены зависимости для определения оптимального размера мелющего шара. Так, Разумов, Олевский и Бонд предложили формулы [3], учитывающие многие факторы. Например, Бондом предложена следующая формула для определения оптимального размера мелющего шара:

$$d_{III} = 7,55 \sqrt{d_{80}} (W_i \cdot \rho_p / \psi \sqrt{D})^{0,33},$$

где d_{III} – оптимальный диаметр мелющего тела, мм; d_{80} – номинальная крупность исходного питания, мм; W_i – индекс работы по Бонду; ρ_p – плотность руды, т/м³; ψ – относительная частота вращения мельницы; D – внутренний диаметр барабана мельницы, м.

Диаметр мелющего шара по К. А. Разумову:

$$d_{III} = 28 \sqrt[3]{d_{95}},$$

где d_{III} – оптимальный диаметр мелющего тела, мм; d_{95} – номинальная крупность исходного питания мельниц, мм.

Оптимальный диаметр шара по формуле В. А. Олевского:

$$d_{III} = 6(\log d_K) \sqrt{d},$$

где d_{III} – оптимальный диаметр мелющего шара, мм; d_K – максимальный размер зерна готового рудного материала, мкм; d – крупность исходной руды, мм; 6 – эмпирический коэффициент.

Во всех этих формулах оптимальный размер мелющего шара зависит, в первую очередь, от крупности исходного питания. При этом каждый автор в своей формуле вводит свои добавочные переменные, по его мнению, влияющие на необходимый для эффективного измельчения диаметр мелющего шара. Ввиду этого даже при использовании одинаковых исходных данных эти формулы обеспечивают различные результаты. Кроме того, ни в одной формуле не принимается в расчет твердость руды. Хотя очевидно, что более крепкие руды потребуют больших затрат на свое измельчение, чем менее крепкие. Отчасти эту проблему можно решить, применяя для разрушения особо крепких и прочных пород мелющие шары третьей и четвертой групп твердости [1]. Но проблема заключается в том, что шары четвертой группы твердости выпускаются лишь до диаметра в 70 мм, а шары третьей группы твердости для обеспечения высокой поверхностной твердости прокаливаются практически на всю глубину объема и теряют свою вязкость, вследствие чего после накопления напряжений, превышающих предел прочности, разрушаются. Из практики измельчения известно, что чем крупнее и тверже измельчаемый материал, тем более крупных мелющих тел он требует. Поэтому для интенсификации измельчения особо прочных руд предлагается применять большие мелющие тела, размер которых скорректирован с учетом твердости руды. Корректировку нужно проводить с использованием поправочного коэффициента, учитывающего твердость руды. Величина коэффициента будет определяться из соотношения твердости материала мелющих шаров и твердости измельчаемого продукта. Для выявления подобных соотношений были проведены соответствующие исследования.

Была определена и приведена к единой системе измерения твердость мелющих шаров и измельчаемых материалов (см. рисунок).

Соотношение твердости материалов по шкале Мооса и Роквелла

Твердость закаленной стали соответствует 45-60 HRC единиц твердости по шкале Роквелла. Это соответствует 6-7 категории твердости по шкале Мооса. Медные руды в среднем обладают твердостью по шкале Мооса в пределах 3-4, железные руды – 5-6. Можно сделать вывод: железные руды обладают твердостью в диапазоне от 40 до 50 HRC. Далее для каждого соотношения значений твердости шара и исходного материала был установлен коэффициент (см. таблицу), отражающий необходимость увеличения диаметра шара.



Зависимость поправочного коэффициента от величины соотношения твердости шара и измельчаемого материала

| Величина поправочного коэффициента, <i>K</i> | Соотношение твердости мелющих тел к твердости измельчаемого материала | | | | |
|--|---|---------|---------|---------|---------|
| | > 1,5 | 1,3-1,5 | 1,3-1,1 | 1,1-0,9 | 0,9-0,7 |
| | 1 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,5 |

По итогам анализа можно сделать следующие выводы:

- 1) при разрушении особо твердых материалов применяемые формулы не обеспечивают точного определения оптимального размера мелющего шара;
- 2) для наиболее полного учета влияния твердости породы на необходимый размер шара нужно в состав используемых формул ввести коэффициент, учитывающий механические свойства руды;
- 3) для определения размера мелющего тела рекомендуется использовать формулы, дополненные поправочным коэффициентом:

$$d_{III} = 7,55K\sqrt{d_{80}}\left(W_i \cdot \rho_P / \psi \sqrt{D}\right)^{0,33}, \quad d_{III} = 28K\sqrt[3]{d_{95}}, \quad d_{III} = 6K(\log d_K)\sqrt{d};$$

- 4) для измельчения особо твердых пород применять шары четвертой группы твердости с диаметром, определенным из уточненных формул.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Борщев В. Я., Гусев Ю. И., Промтов М. А., Тимонин А. С. Оборудование для переработки сыпучих материалов. – М.: Изд-во «Машиностроение», 2006. – 208 с.
2. Маляров П. В. Основы интенсификации процессов рудоподготовки. – Ростов-на-Дону: Ростиздат, 2004. – 320 с.
3. Перов В. А., Андреев Е. Е., Биленко Л. Ф. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых: учеб. пособие для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1990. – 301 с.

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ФУТЕРОВКИ С РАБОЧЕЙ СРЕДОЙ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ

ПАНЬКОВ С. А., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Одним из важнейших факторов, определяющих эффективность работы шаровой мельницы, является режим работы ее измельчающей среды [1]. В зависимости от скорости вращения барабана различают три основных вида работы измельчающей среды: каскадный, водопадный и смешанный.

Каскадный режим наблюдается при малых скоростях вращения барабана и в основном на стадиях доизмельчения. Недостатком этого режима является то, что более интенсивное измельчение материала происходит в основном только в слоях скатывающихся шаров. Кроме того, в центре контура шаровой загрузки имеется центральная область, в которой дробящие тела остаются на месте и не участвуют в процессе измельчения.

Водопадный режим происходит при скоростях вращения барабана больших, чем при каскадном, но меньше критической. Одним из недостатков этого режима является то, что материал слабо подвергается измельчению истиранием из-за малого скольжения относительно друг друга слоев шаров. Таким образом, почти половина шаровой загрузки эффективно не используется.

Если пренебречь скольжением мелющих тел по стенке барабана, пользуются основной зависимостью [1] между углом отрыва шаров данного слоя, радиусом этого слоя и числом оборотов барабана мельницы

$$\cos\alpha = n^2 R / 900,$$

где R – радиус данного слоя шаров, м; α – угол отрыва шаров, град; n – скорость вращения барабана, об/мин.

При водопадном режиме часть мелющих тел находится на круговых траекториях, а часть – на параболических и не связана с барабаном мельницы.

Для вычисления усилий, возникающих между барабаном и мелющей средой, а также наглядного представления о ее расположении при работе мельницы, строят контур этой загрузки по сечению барабана.

Для определения усилий, действующих на футеровку барабана, были приняты исходные данные для шаровой мельницы МШР 3600×4000 при коэффициенте заполнения барабана $\varphi=0,45$, насыпная сила тяжести шаровой загрузки с измельчаемой рудой ($\gamma + \mu\delta$)=55 000 Н/м³, средняя высота футеровки по радиусу барабана равна 70 мм.

Для построения контура шаровой загрузки, связанной с барабаном мельницы, необходимо определить следующие параметры:

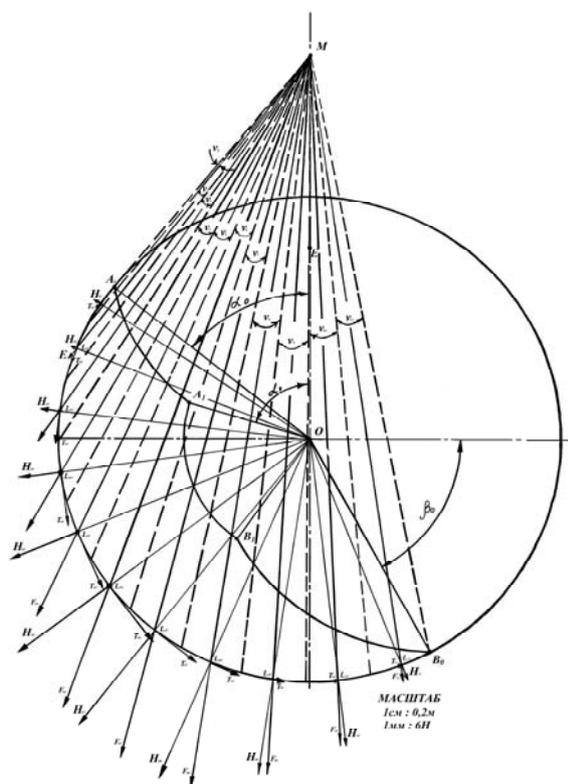
1. Критическую скорость вращения барабана, об/мин;
2. Относительную скорость вращения барабана мельницы;
3. По таблице [2], определить значение параметра K для значений φ и ψ ;
4. Внутренний радиус контура шаровой загрузки, м;
5. Критический радиус, м;
6. Построить контур шаровой загрузки (см. рисунок).

Данные вычислений для каждого сектора сводят в таблицу.

Таким образом, существует два значения наивыгоднейшей скорости. Одно значение, более высокое (0,76–0,88), соответствует получению максимальной производительности мельницы, другое, более низкое (примерно 0,5 ф), соответствует максимальной эффективности измельчения.

Выбор необходимой оптимальной скорости вращения барабана, соответствующей получению наилучших технико-экономических показателей, решается в каждом конкретном случае с учетом всех показателей работы измельчительной установки, т. е. стадии и степени измельчения, типа мельницы, физико-механических свойств размалываемого материала, расхода энергии, шаров, футеровок и капитальных затрат на оборудование.

Графическое определение усилий, действующих на барабан от шаровой загрузки мельницы МШР 3600×4000 мм



При данном расчете не учитывается динамическое давление, возникающее от удара дробящих тел при переходе их с параболической траектории на круговую. Давление от падающей дробящей среды при ее водопадных режимах может достигать значительных величин, поэтому пренебрежение усилиями, возникающими в этом случае, может привести к ощутимым погрешностям в основном при расчетах барабана мельницы. Пренебрежение этими усилиями при расчете полезной мощности мельницы приводит к незначительным погрешностям.

Результаты вычисления усилий, действующих на барабан шаровой мельницы МШР 3600×4000

| № сектора шаровой загрузки | Показатели | | | | | |
|----------------------------|------------|-----------|-----------|---------|--------------------|-------------------|
| | V , град | P_0 , м | P_1 , м | F , Н | H , Н | T , Н |
| 1 | 1,5 | 2,3 | 2,16 | 3,666 | 0,28 | 3,53 |
| 2 | 2,5 | 2,66 | 2,2 | 23,9 | 10,2 | 28,2 |
| 3 | 4 | 3,08 | 2,28 | 81,27 | 37,2 | 70,8 |
| 4 | 4,5 | 3,46 | 2,4 | 145,3 | 84 | 114 |
| 5 | 4,5 | 3,76 | 2,5 | 197,6 | 149 | 132 |
| 6 | 5 | 4,04 | 2,6 | 282,9 | 202,2 | 150 |
| 7 | 5,5 | 4,24 | 3,18 | 283,57 | 253,8 | 109,8 |
| 8 | 5,5 | 4,4 | 3,48 | 276,96 | 264,6 | 66 |
| 9 | 5,5 | 4,46 | 3,84 | 206,52 | 204 | 24 |
| 10 | 6 | 4,46 | 4,1 | 138,96 | 141 | 12 |
| 11 | 4,5 | 4,4 | 4,28 | 35,70 | 36 | 3 |
| | | | | | ΣH 1382,68 | ΣT 713,33 |

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крюков Д. К. Футеровки шаровых мельниц. – М.: Машиностроение, 1965.
2. Андреев С. Е., Зверевич В. В., Перов В. А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Недра, 1966.

ОСОБЕННОСТИ РЕКОНСТРУКЦИИ СКИПОВОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ НА УРУПСКОМ РУДНИКЕ

ПЕТРАКОВСКИЙ А. С.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Скиповая подъемная машина МК 3,25×2рл, изготовленная ДМЗ в 1967 г., введена в эксплуатацию в 1971 году. Предельный срок службы машины 20 лет. По истечении указанного срока, начиная с 1991 года, предприятие шесть раз продлевало срок службы подъемной установки (1997, 1999, 2002, 2004, 2005, 2007), несмотря на неоднократные требования горнотехнической инспекции о замене машины. Подъемная машина эксплуатировалась 36 лет без снижения нагрузки. С 1997 года горнотехнической инспекцией был определен окончательный срок замены машины в 2001 г. Скиповая подъемная установка (ПУ) располагается в башенном копре, в нем также расположена клетьевая ПУ.

В процессе эксплуатации был выявлен ряд недостатков, который не гарантирует безаварийную, надежную эксплуатацию и может повлечь аварийную остановку скиповой подъемной машины, а, следовательно, парализует работу рудника, обогатительной фабрики и всего комбината на продолжительный срок.

Выявленные недостатки:

1. Тормозные поля с пятнами и требуют проточки и шлифовки.
2. Внутренняя обойма подшипника сборки главного вала свободно вращается на валу.
3. Шкив несколько раз проваривался.
4. Два пальца тормозов требуют проточки и замены.
5. Тормозная панель требует капитального ремонта с заменой регулятора давления и предохранительных клапанов.
6. Электрическая часть морально и физически устарела. Элементная база шкафов управления снята с производства.

На рассмотрение руководству предприятия были предложены два варианта по замене машины.

Вариант № 1. Замена всех частей скиповой подъемной машины МК 3,25×2рл на ЦШ 3,25×2рл с безредукторным приводом от тихоходного электродвигателя (согласно проекту института «Кавказцветметпроект»).

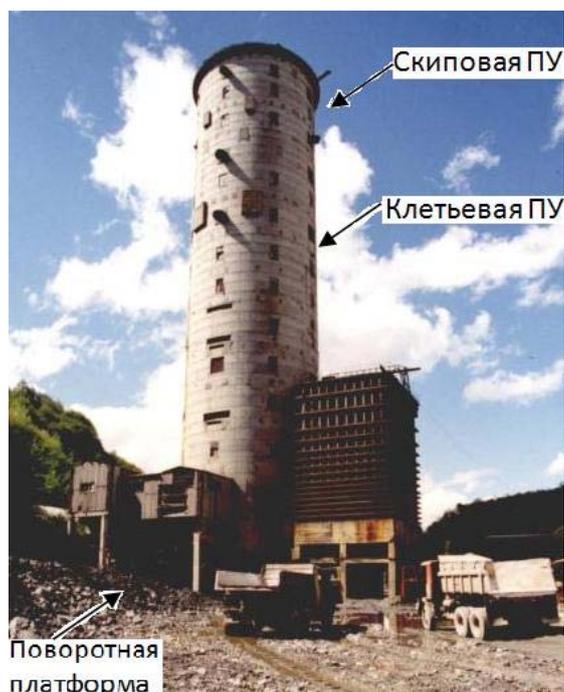
Для выполнения полного объема работ по варианту № 1 потребовалась бы остановка скиповой ПУ на 2 месяца и остановка клетьевой ПУ на 2 недели. При этом по варианту № 1 требовалось провести огромный объем подготовительных работ по монтажу электросилового оборудования, силовых и контрольных кабелей до остановки скиповой ПУ.

Вариант № 2. Замена только коренной части скиповой подъемной машины МК 3,25×2рл на ЦШ 3,25×2рл с существующим редукторным приводом от двух быстроходных электродвигателей.

Для выполнения полного объема работ по варианту № 2 потребовалась бы остановка скиповой ПУ на 20 дней, а остановка клетьевой ПУ на 10 дней. При этом по варианту № 2 требовалось провести подготовительные работы, не связанные с остановкой скиповой ПУ.

Был проведен ультразвуковой контроль рамы подъемной машины (ПМ), при котором недопустимых дефектов не обнаружено. После обследования технического состояния скиповой подъемной установки со специалистами и главным конструктором завода-изготовителя подъемной машины, было принято решение о необходимости реконструкции коренной части подъемной машины с сохранением фундаментов и рамы, т. е. вариант № 2.

При проведении работ по варианту № 2 простой рудника по выдаче руды сокращается в 3 раза. Инвестиции в реконструкцию уменьшаются за счет исключения ряда работ, в частности, нет необходимости в реставрации вала и замене подшипника, полугодовой ревизии, экспертизы по продлению срока службы скиповой ПУ, проточки и шлифовки тормозных полей, ремонте шарниров рычагов тормоза.



Башенный копёр

Проведение реконструкции скиповой ПУ осложнялось следующими особенностями: скиповая ПУ и клетьевая ПУ находятся в одном башенном копре (скиповая ПУ располагается выше клетьевой ПУ (см рисунок)); точная копия существующей машины МК 3,25х2рл невозможна, ввиду устаревшей конструкции, поэтому необходим заказ специальной на базе типовой ЦШ 3,25х4; необходима доработка рамы (корректировка крепежных отверстий); требуется использование фальшрамы для выполнения монтажа машины; необходимо учесть ограничение габаритов монтажными проемами, грузоподъемность кран балки; требуется использование поворотной платформы.

Порядок организации работ по замене скиповой ПМ на Урупском руднике состоял из подготовительных работ и пяти этапов. На первом этапе производилась остановка скиповой и клетьевой ПУ. Второй этап охватывал демонтаж старой скиповой ПУ и доработку рамы. На третьем этапе производился монтаж скиповой ПУ. Четвертый этап включал запуск в работу клетьевой подъемной установки. На пятом этапе производилась наладка привода скиповой ПУ.

Реконструкция скиповой ПУ производилась в несколько стадий, основной была замена коренной части машины. Вторая стадия включала в себя замену скипа. Новый скип установлен с доработками: диаметр каната для подъема затвора был увеличен с 16 до 22; бронзовые втулки блочков были усилены и оснащены масленками; увеличен зазор между канатом и головкой проводника; креплений башмаков доработано; установлены масленки для смазки роликов кареток; увеличена жесткость конструкции; увеличена высота зева загрузки скипа до 1200 мм.

В статье было рассмотрено решение многофакторной задачи по реконструкции ПУ в связи с необходимостью замены узлов ПУ, не пригодных для дальнейшей эксплуатации. Применение современных методов контроля напряженно-деформированного состояния конструкций и глубокого анализа технического состояния оборудования способствовало правильному выбору наиболее эффективного варианта модернизации скиповой ПМ. Проведенная реконструкция скиповой ПМ показывает пример быстрой замены деталей ПУ.

Таким образом, при проведении реконструкции установок необходимо произвести точное определение остаточного ресурса узлов ПМ, технического состояния здания ПУ, глубокое изучение возможных вариантов по замене вышедших из строя узлов и тщательную предварительную подготовительную работу.

ХАРАКТЕРИСТИКИ КВАЗИПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ ДИАГОНАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

КОПАЧЁВ В. Ф., ГОРШКОВА Э. М., РАДАЕВ П. И.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Нестационарность процессов, происходящих в проточных частях вентиляторов, не позволяет в полной мере оценить их качественную картину, характеризующую основные аэродинамические свойства машины. С целью установления основных закономерностей течения транзитного потока воздуха в диагональных вентиляторах рассмотрим квазипотенциальные процессы, протекающие в их рабочих венцах (см. рисунок). Квантовость системы определим в пределах элементарной частицы воздушной среды, имеющую бесконечно малые размеры и, как следствие, массу [1].

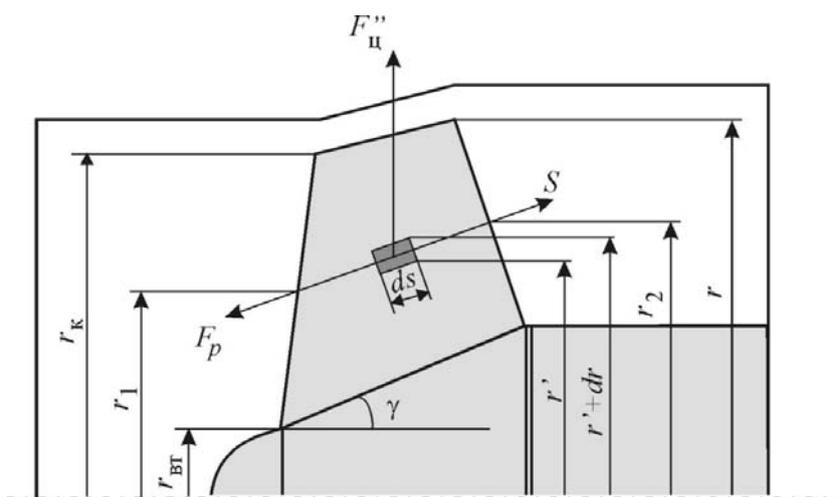
Движение элементарной частицы воздушной среды массой dm вдоль межлопаточного канала рабочего колеса с относительной скоростью движения w , инициирует появление центробежной силы $F_{ц}^I = w^2 \frac{dm}{\rho_l}$, где ρ_l – радиус кривизны лопатки. Появление указанной силы обусловлено кривизной межлопаточного канала.

Одновременно вращение колеса приводит к появлению центробежной силы инерции, действующей в направлении радиуса $F_{ц}^{II} = u^2 \frac{dm}{r'}$, где u – окружная скорость на текущем радиусе рабочего колеса r' .

По причине изменения давления вдоль линии тока возникает сила давления $F_p = dw \frac{dm}{dt}$, где dw, dt – элементарные приращения относительной скорости и времени.

Элементарная частица воздушной среды при вращении подвергается также действию силы Кориолиса–инерции: $F_k = 2\omega w dm$, где ω – частота вращения рабочего колеса.

Уравнение движения выделенного элемента в проекциях на координатную ось S выглядит следующим образом: $\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} dm = -\frac{dw}{dt} dm + u^2 dm \frac{\sin \gamma}{r'}$, где $\frac{\partial p}{\partial s}$ – градиент давления в направлении относительного потока; γ – текущее значение угла конусности.



Движение элементарной частицы воздушной среды в диагональной машине

После необходимых преобразований и произведя интегрирование получим уравнение энергии относительного движения $(p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2}(w_2^2 - w_1^2) - \frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2) = E$, где w_1 и w_2 – относительные скорости соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса для данной линии тока; u_1 и u_2 – окружные скорости соответственно на входе и на выходе из рабочего колеса для данной линии тока. Первое слагаемое левой части уравнения представляет собой потенциальную энергию давления, приходящуюся на единицу объема, второе слагаемое – кинетическую энергию того же объема, а третье слагаемое – статическое давление, обусловленное действием центробежной силы. Следовательно, при квазипотенциальном процессе, происходящем в идеальной воздушной среде, сумма кинетической и потенциальной энергии частицы воздуха есть величина постоянная во всех сечениях одной и той же струйки либо линии тока [2].

Величина энергии у различных линий тока неодинаковая, но если сделать допущение, что все линии тока на входе в рабочее колесо на определенном радиусе входа r_1 обладают одинаковой энергией, то приведенное уравнение окажется справедливым не только для линии тока, но и для всего плоского конического потока на заданном радиусе входа r_1 .

Используя дифференциальное уравнение относительного вихря [3] и рассматривая вращающийся относительный поток в рабочем колесе диагональной воздуходувной машины, её теоретические характеристики по полному и статическому давлениям можно записать в удобном для практического использования виде:

$$P_T = \rho \left(\frac{\omega^2 r_1^2 - \omega r_1 Q - b\omega Q \operatorname{tg} \gamma \sin \theta}{\pi(r^2 - (r_{\text{вт}} + b \operatorname{tg} \gamma \sin \theta)^2) \operatorname{tg} \beta_2} + \right. \quad (1)$$

$$\left. + 2b\omega^2 r_1 \operatorname{tg} \gamma \sin \theta + b^2 \omega^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \sin^2 \theta \right)$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q^2}{\pi(r_k^2 - r_{\text{вт}}^2)^2} - \frac{Q^2}{\pi(r^2 - (r_{\text{вт}} + b \operatorname{tg} \gamma \sin \theta)^2)} + \right. \quad (2)$$

$$\left. + \omega^2 r_1 (r_1 + 2b \operatorname{tg} \gamma \sin \theta) + b^2 \omega^2 \operatorname{tg}^2 \gamma \sin^2 \theta - \frac{Q^2}{\pi(r^2 - (r_{\text{вт}} + b \operatorname{tg} \gamma \sin \theta)^2)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_2} \right)$$

где Q – подача диагональной воздуходувной машины; r – радиус рабочего колеса на стороне нагнетания; r_k – радиус рабочего колеса на стороне всасывания; $r_{\text{вт}}$ – радиус втулки рабочего колеса на стороне всасывания; β_2 – угол выхода лопатки рабочего колеса; ω – окружная скорость рабочего колеса; θ – угол установки лопаток на рассматриваемом радиусе.

Полученные в результате рассмотрения квазипотенциальных процессов, протекающих в проточной части диагональных вентиляторов, качественные характеристики и математические закономерности позволяют на этапе проектирования новых воздуходувных машин современного типа оценивать их проектные аэродинамические характеристики и создавать машины с заранее заданными параметрами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А., Иванов В. А., Шантарин С. С. Основы динамики осе-радиальных воздуходувных машин // Изв. УГГГА. Вып. 16. Сер.: Горная электромеханика. – 2003. – С. 145-149.
2. Тимухин С. А., Копачев В. Ф., Шантарин С. С. Проблемы оптимизации параметров шахтных вентиляторов смешанного принципа действия по критерию энергозатрат // Изв. УГГУ. – Вып. 12. – 2001. – С. 54-59.
3. Жуковский Н. Е. Вихревая теория гребного винта. – Т. IV. – М.: ГТТИ, 1949. – С. 494-528.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ДИАГОНАЛЬНЫХ ВОЗДУХОДУВНЫХ МАШИНАХ

КОПАЧЁВ В. Ф., МИНЯЕВ Ю. Н., ЖУРАВЛЕВ С. И.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Важность исследования структуры потока в диагональных воздуходушных машинах заключается в понимании процессов изменения параметров потока по радиусу за лопаточными венцами. Это позволяет решать практические вопросы, связанные с аэродинамическим расчетом, проектированием, разработкой конструкции вентилятора и его эксплуатацией [1]. Рассматривая основной орган вентилятора – рабочее колесо, проследим, как изменяются по радиусу основные параметры потока за ним.

Распределение скорости закручивания c_{2u} обратно пропорциональна радиусу [2], что при постоянной осевой скорости c_{2a} определяет закономерность распределения абсолютной

скорости c_2 и ее угла δ_2 с плоскостью вращения: $\delta_2 = \arctg \frac{c_{2u}}{c_{2a}}$. Зная изменение по радиусу

статического давления за колесом p_2 , запишем

$$p_2 + \frac{\rho c_{2u}^2}{2} = \rho u (c_{2u} - c_{1u}) - \frac{\rho c_{2a}^2}{2} + p_a = \text{const}, \quad (1)$$

т. е. сумма статического и динамического давления, определенного по скорости закручивания, вдоль радиуса не изменяется. Величина p_2 оказывается наибольшей на внешнем радиусе, а в втулке уменьшается.

Учитывая выражение (1), можно записать:

$$p_2 + \frac{\rho c_{2u}^2}{2} = p_{2R} + \frac{\rho c_{2uR}^2}{2}. \quad (2)$$

Используя понятие реактивности колеса [3] как отношение теоретически возможного повышения статического давления в рабочем колесе к теоретическому давлению, его можно вычислить по формуле $\rho_k = \frac{p_2 - p_1}{p_{тв}} = \frac{\bar{p}_{sr}}{\Psi_t}$ или в безразмерных величинах $\rho_k = 1 - \frac{\bar{c}_{1u} + \bar{c}_{2u}}{2r}$.

Понятие реактивности широко используется в турбомашинах. Реактивность не связана со схемой вентилятора. Под реактивностью ступени вентилятора понимают её величину на среднем радиусе r_{cp} , т. е. реактивность зависит от относительного диаметра втулки колеса и не является независимым параметром.

Реактивность введена как величина, характеризующая перепад статических давлений, как параметр величины статического давления колеса на различных радиусах у разных схем вентиляторов.

Осредненную по расходу величину перепада статического давления в колесе можно записать:

$$p_{скт} = \frac{\int_{r_{вт}}^R (p_2 - p_1) dQ}{\int_{r_{вт}}^R dQ}. \quad (3)$$

Переходя к безразмерным величинам и учитывая, что $dQ = 2\pi r c_a dr$, а $d\varphi = \frac{dQ}{\pi R^2 u_R} = 2\bar{r}\bar{c}_a d\bar{r}$, $c_a(\bar{r}) = \text{const}$ получим

$$\bar{p}_{скт} = \frac{2}{1 - \bar{d}^2} \int_{\bar{d}}^1 \bar{p}_{sr} \bar{r} d\bar{r}. \quad (4)$$

Осредненная по расходу величина перепада статического давления в рабочем колесе вентилятора, определяемая с учетом потерь в колесе, и предположением, что на каждом радиусе $c_{1a} = c_{2a}$, будет находиться из выражения

$$\bar{p}_{ск} = \eta_k \Psi_T + \frac{(1 + 2n_1) \Psi_T^2 \ln \bar{d}}{2(1 - \bar{d}^2)}, \quad (5)$$

где n_1 – параметр закрутки потока перед рабочим колесом.

Поле абсолютной скорости за рабочим колесом по радиусу позволяет, с одной стороны, делать вывод о механизме передачи энергии колесом потоку. С другой стороны, это то поле, в котором происходит установившееся обтекание решетки лопаток аппарата, расположенного за колесом.

Обтекание лопаток рабочего колеса также будет установившимся, если его, как и обтекание аппарата, рассматривать в связанной с колесом системе координат, т. е. в относительном движении.

Для величин относительных скоростей и их углов, используя формулы, полученные из входных и выходных планов скоростей для осе-радиальных машин [2],

$$w_1^2 = c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1u})^2; \quad w_2^2 = c_{2a}^2 + (u_2 - c_{2u})^2; \quad (6)$$

$$w_\infty^2 = \left(\frac{c_{1a}^2 + c_{2a}^2}{2} \right)^2 + \left(\frac{u_1 + u_2}{2} - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2} \right)^2;$$

$$\beta_1 = \text{arcctg} \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1a}}; \quad \beta_2 = \text{arcctg} \frac{u_2 - c_{2u}}{c_{2a}}; \quad (7)$$

$$\beta_\infty = \text{arcctg} \frac{(u_1 + u_2) - (c_{1u} + c_{2u})}{c_{1a} + c_{2a}}.$$

С уменьшением радиуса величина относительных скоростей в рабочем колесе резко уменьшается, а их углы увеличиваются. Однако увеличение угла выхода потока β_2 происходит значительно интенсивнее, чем угла β_1 , что приводит к росту отклонения потока ($\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$) и его торможению ($w_2/w_1 = (c_{2a}/c_{1a}) (\sin \beta_1/\sin \beta_2)$) в направлении от периферии лопаток к их корню. Чем больше величина теоретического давления $p_{тв}$, тем более резко изменяются параметры потока по радиусу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А., Копачев В. Ф., Шантарин С. С. Проблемы оптимизации параметров шахтных вентиляторов смешанного принципа действия по критерию энергозатрат // Изв. УГГУ. – Вып. 12. – 2001. – С. 54-59.
2. Шантарин С. С., Тимухин С. А., Иванов В. А. Теоретические предпосылки создания осе-радиальных вентиляторов // Изв. УГГУ. Вып. 16. Сер.: Горная электромеханика. – 2003. – С. 137-140.
3. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.

УТИЛИЗАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ ОАО «ГАЙСКИЙ ГОК»

МИНЯЕВ Ю. Н., ЖАТКИН А. Н.

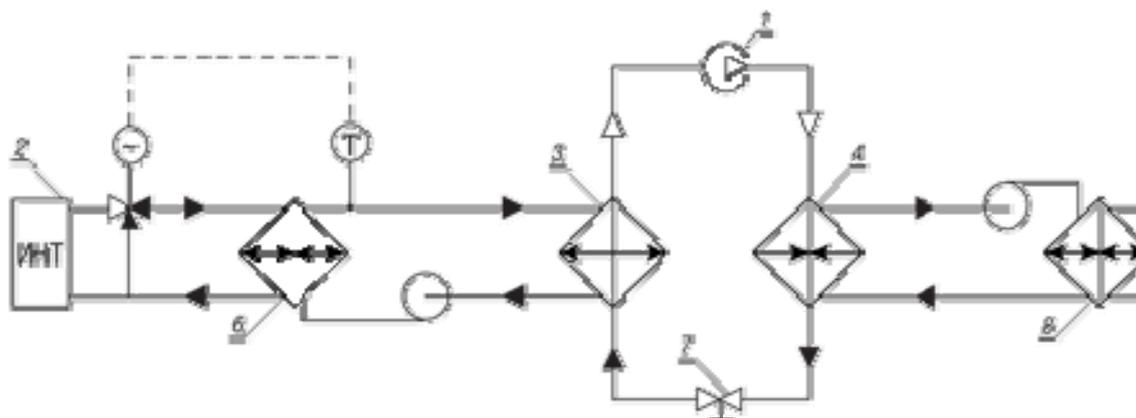
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Утилизация тепла сжатого воздуха. Известно, что воздушные компрессоры, наряду с выработкой сжатого воздуха, являются и генераторами тепловой энергии.

Одним из эффективных энергосберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снижать загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий производства теплоты [1].

Характеристика теплового насоса. Тепловые насосы – это компактные экономичные и экологически чистые системы отопления, позволяющие получать тепло для горячего водоснабжения, отопления зданий, охлаждения воздуха в комнатах и вентилирования помещений за счёт использования тепла низкопотенциального источника (атмосферный воздух или различные вентиляционные выбросы, вода естественных водоёмов и сбросные воды систем охлаждения промышленного оборудования, сточные воды систем аэрации) путём переноса его к теплоносителю с более высокой температурой. Т. е. тепловой насос использует тепло, рассеянное в окружающей среде: в земле, воде, воздухе, и называемое специалистами низкопотенциальным теплом. Затратив 1 кВт электроэнергии в приводе насоса, можно получить 3-4, а часто и 5-6 кВт тепловой энергии [2].

Принцип работы теплового насоса. Теоретическая основа теплового насоса – это термодинамические циклы – круговые процессы в термодинамике, т. е. такие процессы, в которых начальные и конечные параметры, определяющие состояние рабочего тела (давление, объём, температура, энтропия) совпадают. Термодинамические циклы используются в тепловых машинах для превращения тепловой энергии (т. е. внутренней энергии) в механическую работу, а также для охлаждения/нагрева при использовании обратного цикла. На рисунке показан принцип работы теплового насоса.



Принцип работы теплового насоса

Основными составляющими частями внутреннего контура тепловых насосов являются: 1 – компрессор; 2 – источник теплоты низкого уровня (ИНТ); 3 – испаритель теплового насоса; 4 – конденсатор теплового насоса; 5 – потребитель теплоты высокого уровня (ПВТ); 6 – низкотемпературный теплообменник; 7 – регулятор потока хладагента; 8 – высокотемпературный теплообменник.

Кроме того, во внутреннем контуре имеются: терморегулятор, являющийся управляющим устройством; хладагент, циркулирующий в системе газ с определёнными физическими характеристиками.

Хладагент под давлением через капиллярное отверстие поступает в испаритель, где за счёт резкого уменьшения давления происходит испарение. При этом хладагент отнимает тепло у внутренних стенок испарителя, а испаритель, в свою очередь, отбирает тепло у земляного контура, за счёт чего происходит его постоянное охлаждение. Компрессор засасывает из испарителя хладагент, сжимает его, за счёт чего температура хладагента повышается, и выталкивает в конденсатор [3].

Кроме того, в конденсаторе нагретый в результате сжатия хладагент отдаёт полученное тепло (температура порядка 85-125 градусов Цельсия) в отопительный контур и окончательно переходит в жидкое состояние. Процесс повторяется вновь. При достижении необходимой температуры терморегулятор размыкает электрическую цепь, и компрессор останавливается. При понижении температуры в отопительном контуре терморегулятор вновь включает компрессор. Термодинамический цикл теплового насоса завершается дросселированием охлажденного жидкого хладона при помощи дроссельного клапана с последующим его возвратом в испаритель. Конструкция теплового насоса исключает попадание хладона в водяные магистрали систем отопления, горячего водоснабжения и окружающую среду.

Таким образом, работа теплового насоса схожа с процессом холодильника. Тепловой насос перекачивает низкопотенциальную тепловую энергию грунта, воды или даже воздуха в относительно высокопотенциальное тепло для отопления объекта. Примерно 2/3 отопительной энергии можно получить бесплатно из природы: грунта, воды, воздуха и только 1/3 энергии необходимо затратить для работы самого теплового насоса.

Иными словами, тепловой насос экономит 70 % средств, которые при отоплении зданий, сооружений, цехов и т. п. традиционным способом регулярно тратились на дизтопливо или электроэнергию.

Применение теплового насоса в условиях ОАО «Гайский ГОК». Источником для работы теплового насоса служит нагретая вода из системы охлаждения компрессоров с температурой +30 +35 °С.

В связи с проблемой утилизации тепла сжатого воздуха для практической реализации предлагается использовать охлаждающе-утилизационную установку на базе теплового насоса ТН-85 производства ЗАО «Энергия».

Эта установка работает следующим образом. Нагретая вода из системы охлаждения компрессоров поступает в испаритель (кожухотрубный теплообменник, где в трубках циркулирует вода источника, а между трубок – жидкий фреон), в обход градирен. Путем регулировки давления дросселем настраивается такой поток фреона в испаритель, чтобы температура его кипения составляла +2...+3 °С. При тепловом контакте с «горячими» трубками часть фреона вскипает, отбирая таким образом тепло у воды. Охлажденная вода направляется в систему охлаждения компрессоров. Так выглядит рабочий цикл теплового насоса.

В зимний период утилизированное тепло сжатого воздуха будет направлено в калориферную для подачи нагретого воздуха в шахту, в летнее время – на подогрев системы отопления административно-бытового комбината подземного рудника ОАО «Гайский ГОК».

Утилизация тепла сжатого воздуха компрессорных станций позволит увеличить КПД компрессоров, а также значительно уменьшить затраты на подогрев воздуха для подачи в шахту и на отопление АБК подземного рудника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Миняв Ю. Н. Энергосбережение при производстве и распределении сжатого воздуха на промышленных предприятиях. – Екатеринбург, 2002.
2. Миняв Ю. Н. Теплотехника. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009.
3. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. – М.: Изд-во Энергоиздат, 1993.

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ИЗБЫТОЧНОЙ НАПОРНОСТИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

ПЕТРОВЫХ Л. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Наиболее распространенными в шахтном водоотливе являются центробежные насосы. Одно из условий стабильной работы центробежных насосов – наличие у них избыточной напорности, т. е. разности фактического манометрического напора насоса и геометрической высоты нагнетания.

Необходимость постоянного поддержания запаса избыточной напорности обусловлена колебанием частоты питающей сети, а следовательно, и частоты вращения приводного двигателя, разъеданием концов лопаток рабочих колёс в условиях кислотной воды, гидроабразивного износа рабочих колёс и др. Избыточная напорность расходуется на перемещение воды по сети трубопровода и преодоление её сопротивления. Запас напора рекомендуется применять в пределах 10-15 % от общей напорности насосов, но никаких более конкретных рекомендаций по обоснованию оптимальной величины избыточной напорности в литературе по шахтному водоотливу не даётся.

В работе [1] показано, что с увеличением избыточной напорности насосов ($H_{изб}$) возрастают непроизводительные затраты электроэнергии, но, с другой стороны, снижаются эксплуатационные затраты на поддержание требуемого уровня надёжности работы шахтного водоотлива, в частности, связанные с заменой изношенных уплотнительных колец, рабочих колёс, сменных колец разгрузочных дисков и т. д.

Отсюда, ставится задача оптимизации параметра избыточной напорности, т. е. нахождения диапазона рекомендуемых значений $H_{изб}$. Решение этой задачи возможно путём получения математических зависимостей энергетических и эксплуатационных затрат по водоотливной установке в функции избыточной напорности $H_{изб}$.

Зависимость стоимости годового расхода электроэнергии, обусловленного избыточной напорностью насосного агрегата

$$C_{эл} = \frac{\rho \cdot g \cdot a \cdot N_{изб.i} \cdot t_{Г}}{1000 \cdot 3600 \cdot \left[C_1 - C_2 \cdot \sqrt{\frac{N_{изб.i}}{R_{тр}}} \right] \cdot \eta_{пр} \cdot \eta_{эс}}, \quad (1)$$

где ρ – плотность шахтной воды; g – ускорение земного притяжения.

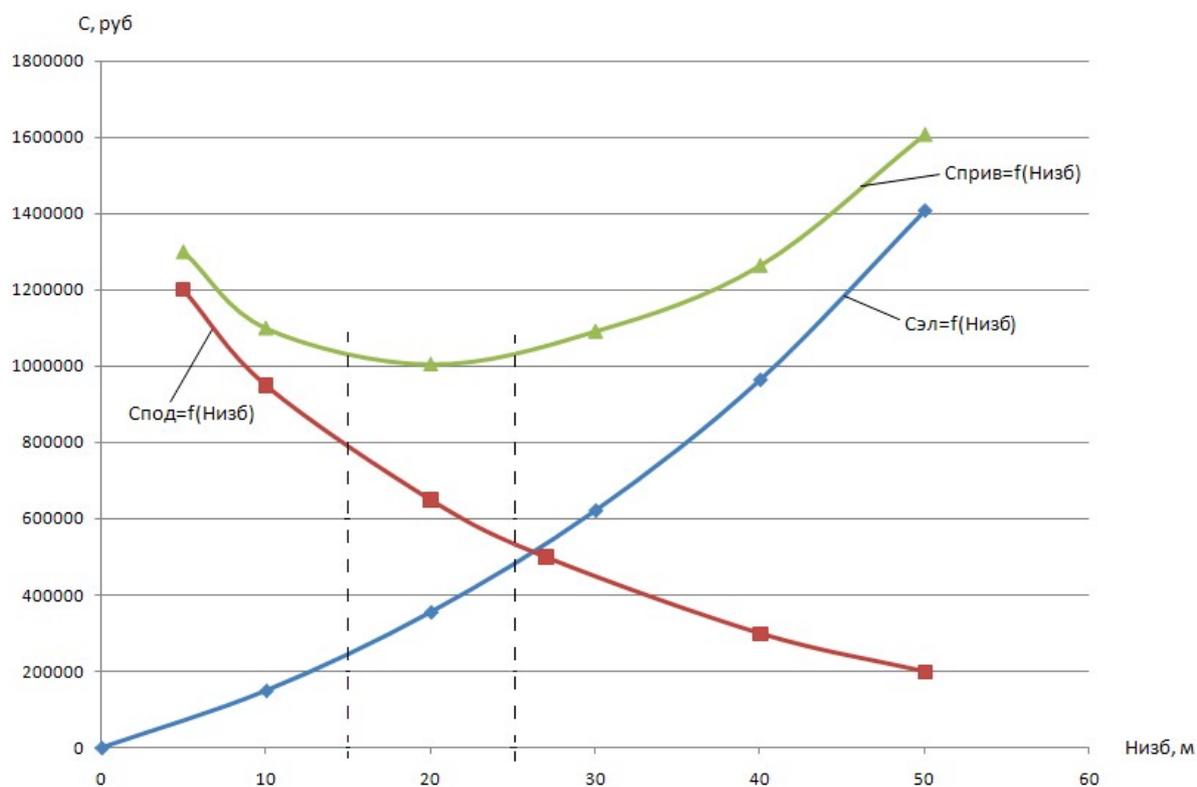
Заменив выражение $\frac{\rho \cdot g}{1000 \cdot 3600}$ постоянной насосного агрегата $K_{на}$, получим

$$C_{эл} = K_{на} \frac{a \cdot N_{изб.i} \cdot t_{Г}}{\left[C_1 - C_2 \cdot \sqrt{\frac{N_{изб.i}}{R_{тр}}} \right] \cdot \eta_{пр} \cdot \eta_{эс}}, \quad (2)$$

где $K_{на}$ – постоянная насосного агрегата; a – стоимость 1 кВтч электроэнергии; $N_{изб.i}$ – мощность на валу насоса, обусловленная избыточной напорностью $H_{изб.i}$; $t_{Г}$ – время работы насосного агрегата в году в часах с избыточной напорностью $H_{изб}$; C_1, C_2 – опытные коэффициенты для каждого типа насоса; $R_{тр}$ – постоянная трубопроводной сети; $\eta_{пр}, \eta_{эс}$ – к.п.д. привода и электрической сети.

Графическое изображение зависимости $C_{эл}=f(H_{изб})$ для центробежного насоса ЦНС-300-600 приведено на рисунке. Зависимость $C_{под}=f(H_{изб})$, т. е. зависимость стоимости работ по обслуживанию и ремонту насосного агрегата с целью поддержания требуемого уровня надёжности работы водоотлива от избыточной напорности, может быть получена на основании статистических данных по затратам на ремонт и обслуживание насосных агрегатов.

Совмещение этих зависимостей позволяет оценить рациональную избыточную напорность насоса ЦНС-300-600 и следовательно, установить диапазон рекомендуемых значений $H_{изб}$ 15-25 м.



Зависимости стоимости годового расхода электроэнергии $C_{эл}=f(H_{изб})$, стоимости работ по обслуживанию и ремонту насосного агрегата $C_{под}=f(H_{изб})$, приведенных затрат в функции избыточной напорности насосного агрегата $C_{прив}=f(H_{изб})$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимухин С. А., Петровых Л. В., Егоров Б. Н. О избыточной напорности насосов шахтного водоотлива // Международная научно-практическая конференция молодых ученых и студентов. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2009. – 419 с.
2. Веселов А. И. Рудничный водоотлив. – М.: Metallurgizdat, 1956. – 532 с.
3. Попов В. М. Рудничные водоотливные установки: 2-е изд., перераб. и доп. – М.
4. Шевяков Л. Д., Бредихин А. Н. Шахтный водоотлив. – М.: Углетехиздат, 1954. – 283 с.

ОБ АЭРОДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ДИАГОНАЛЬНЫХ ГАЗОВОЗДУХОДУВНЫХ УСТРОЙСТВ

СТЕПАНОВ С. В., ИШИМОВ А. В., МАТУЗОВ А. Г.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Теория аэродинамического расчета диагональных газозвуходувных устройств горнометаллургической отрасли промышленности еще находится в стадии своего развития и становления. В связи с этим вызывает интерес развитие теории аэродинамики физических процессов в проточной части этих устройств, которые в первом приближении могут быть приняты как квазипотенциальные.

Рассмотрим квазипотенциальное течение в диагональных газозвуходувных устройствах, в которых в достаточно полной мере используются центробежные силы, неизбежно возникающие в подвижных лопаточных венцах. Известно, что в осевых устройствах эти силы практически не используются, что является прямым следствием их низкой напорности. Из-за этого приходится использовать 2-х и более ступенчатые схемы осевых устройств, приводящие к значительному увеличению их массогабаритных показателей.

Рассматривая проточную часть диагональной машины на участке рабочего колеса, при отсутствии закрутки потока на входе (т. е. $C_{1u} \approx 0$) запишем выражение для определения удельной энергии потока газа в рабочем колесе при его потенциальном течении

$$P_t = \rho \cdot U_2 \cdot C_{2u} = P_2 + \rho \frac{C_a^2}{2} + \rho \frac{C_{2u}^2}{2} - P_a, \quad (1)$$

где P_1, P_2 – статическое давление соответственно на входе и выходе из рабочего колеса; P_a – атмосферное давление; U_2 – переносная (окружная) скорость по концам лопаток на выходе из рабочего колеса осерадиальной машины; ρ – плотность газа; C_a, C_{2u} – соответственно осевая и тангенциальная скорости потока.

Формула (1) согласуется с общей теорией воздуходувных машин [2].

На любом текущем радиусе r_i на входе в лопаточный венец осерадиальной машины струйка линии тока, отклоняясь под действием центробежных сил в сторону корпуса, по мере движения в осевом направлении перемещается с увеличением радиуса вращения от r_i до $r_i + \Delta r_i$ и переносной скорости от U_i до $U_i + \Delta U_i$. Необходимое приращение переносной скорости ΔU по концам лопаток может быть определено из уравнения

$$0,5 \cdot \rho \cdot \left[(U_i + \Delta U_i)^2 - U_i^2 \right] - \frac{F_{\text{ц}}}{S_{\text{ц}}} = 0, \quad (2)$$

где $F_{\text{ц}}$ – центробежная сила, возникающая в лопаточном венце рабочего колеса при его вращении; $S_{\text{ц}}$ – площадь воздействия этой силы.

После преобразования получим

$$0,5\rho\Delta U_i^2 + \rho U_i \Delta U_i - \frac{F_{\text{ц}}}{S_{\text{ц}}} = 0. \quad (3)$$

Решение этих уравнений позволит определить основные геометрические и кинематические параметры диагональных газозвуходувных устройств при их аэродинамическом расчете.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев Н. П., Макаров В. Н. Аэродинамика квазипотенциального течения в межлопаточных каналах рабочих колес высоконапорных центробежных вентиляторов: научное издание. – Екатеринбург: Изд-во УГГУ. – 2005. – 108 с.
2. Жуковский Н. Е. Вихревая теория гребного винта (статья). Соч., т. IV. Гостехиздат, 1949. С. 395-612.

КОНСТРУКЦИИ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ НАСОСОВ

ШУТОВ А. Ю., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Торцовые уплотнения, появившиеся в 1885 году, непрерывно развиваются и получают широкое внедрение в современной промышленности, особенно в нефтяной, нефтехимической, автомобильной, машиностроительной, атомной, космической и др. Торцовые уплотнения не только используются в различных роторных насосах, но и в центробежных и осевых компрессорах, газовых и паровых турбинах, высокооборотных турбодетандерах, а также аппаратах с перемешивающими устройствами при низкой скорости.

Одинарные контактные торцовые уплотнения (рис. 1) пригодны для герметизации насосов при перекачке чистых или малоопасных жидкостей. Работают при относительно низких давлениях, скорости и температуре и допускают утечку уплотняемых сред. При сложных условиях работы одинарные торцовые уплотнения не эффективны.

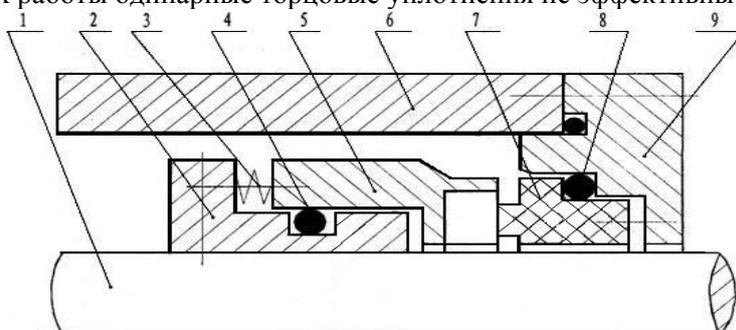


Рис. 1. Конструкция одинарного торцового уплотнения:

1 – вал; 2 – упорная втулка; 3 – пружины; 4 – резиновое вторичное уплотнение; 5 – вращающееся кольцо; 6 – камера уплотнения; 7 – неподвижное кольцо; 8 – резиновое вторичное уплотнение; 9 – крышка

Двойные контактные торцовые уплотнения. Для отделения более опасных, токсичных, загрязненных сред от атмосферы, при высоких давлениях, температуре и скоростях, используют двойные торцовые уплотнения (рис. 2) с подачей между ними затворной жидкости под давлением немного большим, чем давление перекачиваемой среды, что предотвращает утечки перекачиваемой среды в атмосферу.

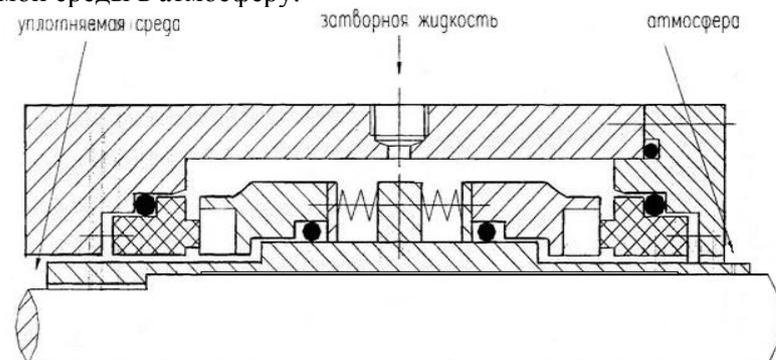


Рис. 2. Конструкция двойных торцовых уплотнений

В *термогидродинамических уплотнениях* путем нанесения на уплотнительные поверхности канавок, карманов или ступеней (глубиной более 1 мм) создается неравномерность зазора в направлении скольжения, и возникают гидродинамические эффекты вследствие силовых, особенно температурных деформаций. Если нет вращения, поверхности

пары трения плоские. При вращении в результате трения уплотнительные кольца неравномерно нагреваются. В результате неравномерного нагрева плоскость уплотнительных поверхностей нарушается, и образуются участки зазора с сужающимся профилем.

В гидростатических уплотнениях жидкостная (или газовая) смазка в стыке пары трения создается при последовательном прохождении жидкости (или газа) через два дросселя: входной и выходной. В процессе работы под действием внешних нагрузок уменьшается высота зазора, увеличивается сопротивление выходного дросселя а, следовательно, давление и сила в зазоре, предотвращающая дальнейшее сближение и контакт уплотнительных колец. Существенным недостатком многих конструкций гидростатических торцовых уплотнений является низкая жёсткость смазочной плёнки при возможных перекосах.

Гидродинамические уплотнения. Гидродинамические торцовые уплотнения осуществляют бесконтактное состояние пары трения, что значительно увеличивает их долговечность, обеспечивают отсутствие жидкофазной или газо-фазной утечки уплотняемых сред, имеют более высокую жёсткость смазочной плёнки. Потеря мощности на трение и расходы на ремонт снижаются. В то же время, гидродинамические торцовые уплотнения могут применяться при большом значении давлений и скорости, использоваться при неблагоприятных для традиционных контактных торцовых уплотнений условиях. На сегодняшний день гидродинамические торцовые уплотнения — самые перспективные и распространённые в промышленности, особенно в нефтеперерабатывающей, нефтехимической.

Гидродинамическое бесконтактное торцовое уплотнение (ГБКТУ). По сравнению с традиционными контактными торцовыми уплотнениями ГБКТУ имеют преимущества: утечка уплотняемых сред устраняется, долговечность торцовых уплотнений увеличивается в 5 раз, вспомогательная система уплотнения упрощается, расход энергии при работе уменьшается в значительной степени, и надёжность машины повышается.

Механизм работы ГБКТУ. При вращении кольца с канавками со стороны затворного газа (давление которого выше давления уплотняемой среды), гидродинамические канавки нагнетают затворный газ со стороны внешнего диаметра в зазор под действием нагрузки трения. Давление газовой пленки в зазоре постепенно увеличивается с внешнего диаметра до конечного диаметра канавок, и наоборот.

Торцовые уплотнения с обратным нагнетанием (ОНТУ) по основному механизму работы аналогичны газосмазочным бесконтактным торцевым уплотнениям. За последние 10 лет существенно вырос интерес к таким конструкциям со стороны ведущих специализирующихся в этой области фирм.

Механизм работы торцевой конструкции ОНТУ со спиральными канавками приведен на рис. 3. С помощью открытых со стороны низкого давления спиральных канавок жидкость скапливается в уплотнительной щели и используется для образования гидродинамического давления и смазки.

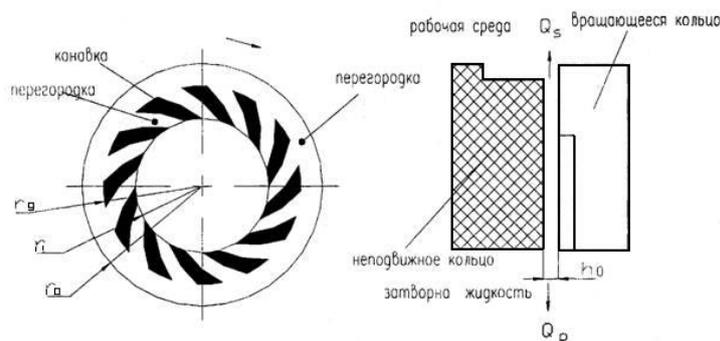


Рис. 3. Механизм ОНТУ

Жидкость захватывается расположенными в окружном направлении углублениями, транспортируется ближе к зоне высокого давления и накапливается в сужающейся конфузорной части канавок. В результате локального повышения давления жидкость через оставшуюся часть уплотнительной щели течет назад в полость высокого давления.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАТЯГА ЗАПОРНОГО ОРГАНА ПРЯМОТОЧНОГО КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

ТОМИЛОВ Д. В., ГЛИННИКОВА Т. П.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Рассмотрим клапан поршневого компрессора [1, 2], запорный орган которого выполняет одновременно функции замыкающего и пружинящего элемента и представляет собой разрезное пружинное кольцо, которое устанавливается в паз седла в сжатом состоянии, что обеспечивает давление (натяг) разрезного пружинного кольца (запорного органа) на стенки паза.

Из литературных и наших экспериментальных данных следует, что распределение натяга разрезного пружинного кольца (запорного органа) по периметру паза седла клапана имеет синусоидальный характер. Качественно характер распределения натяга сохраняется при разных диаметрах запорного органа и для разных диаметров пазов и согласуется с литературой [3, 4].

Для описания распределения натяга по периметру паза седла клапана необходимо определить полное перемещение концов разрезного пружинного кольца при установке его в паз.

С целью упрощения расчетов, в первом приближении, рассмотрим пружинное кольцо закрепленным с одного конца (рис. 1). Для определения полного перемещения концов разрезного пружинного кольца воспользуемся теорией расчета пружинных разрезных колец [4]. Составляющие полного перемещения незакрепленного конца кольца рассчитываются с помощью интеграла Мора [4]:

$$\lambda = \sqrt{\lambda_r^2 + \lambda_t^2} = Q \cdot D^3 \cdot k_1 / (8E \cdot J_o), \quad (1)$$

где $k_1 = \sqrt{(3\pi - 1,5\varphi + 2\sin\varphi - 0,25\sin 2\varphi)^2 \cos^2(0,5\varphi) + (\pi - 0,5\varphi + 0,25\sin\varphi)^2 \sin^2(0,5\varphi)}$, E – модуль упругости материала; φ – угол разреза кольца; $J_o = b^3h/12$ – осевой момент инерции поперечного сечения кольца; Q – приложенная сила (см. рис. 1); α – текущий угол.

Величина полного перемещения незакрепленных концов разрезного пружинного кольца может быть также определена геометрически

$$\lambda = D \{ [(1 + \cos\varphi/2) - 2k_d \cos\varphi/2] / \sin\varphi/2 \} = D k_\lambda, \quad (2)$$

где $k_\lambda = [1 + (1 - 2k_d) \cos\varphi/2] / \sin\varphi/2$, $k_d = d/D$, D и d – диаметр кольца и паза соответственно.

Решая выражения (1) и (2) совместно, можем определить величину силы Q , необходимую для сжатия кольца при установке его в паз седла клапана

$$Q = \frac{\lambda 8EI_o}{D^3 k_1} = \frac{D k_\lambda 8EI_o}{D^3 k_1} = \frac{k_\lambda 8EI_o}{D^2 k}. \quad (3)$$

Величина натяга (давления на стенки паза седла клапана) при установке разрезного пружинного кольца (запорного органа) в паз седла клапана в произвольном сечении будет зависеть от силы Q и текущего угла α , изменяющегося от 0 до 180°, и может быть выражена зависимостью:

$$P = Q_r \sin\alpha + Q_t \cos\alpha = Q (\sin\varphi/2 \cdot \sin\alpha + \cos\varphi/2 \cdot \cos\alpha) = Q \cos(\alpha - \varphi/2). \quad (4)$$

Распределение величины натяга для нескольких значений диаметров пружинных колец определенных по зависимости (3) приведены на рис. 3. Там же для сравнения приведены экспериментальные данные. Каждая экспериментальная точка получена как среднее значение из 6 измерений.

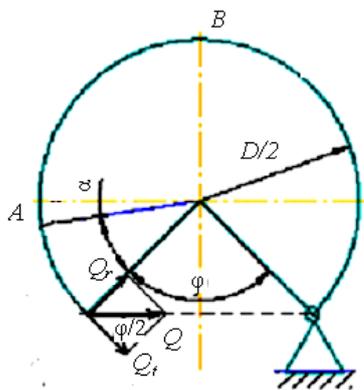


Рис. 1. Расчетная схема запорного органа (разрезного пружинного кольца)

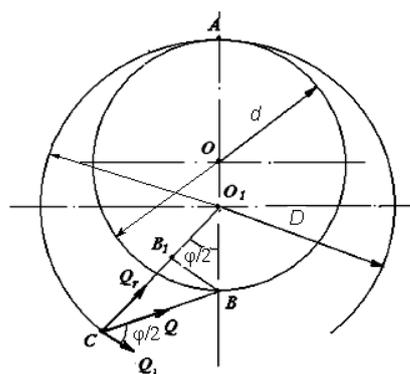


Рис. 2. Расчетная схема определения величины перемещения незакрепленного конца ленты

Коэффициент корреляции для кривых 1-3 (см. рис. 3) составляет 0,7-0,8. Следовательно, расчетные зависимости удовлетворительно согласуются с полученными ранее экспериментальными данными.

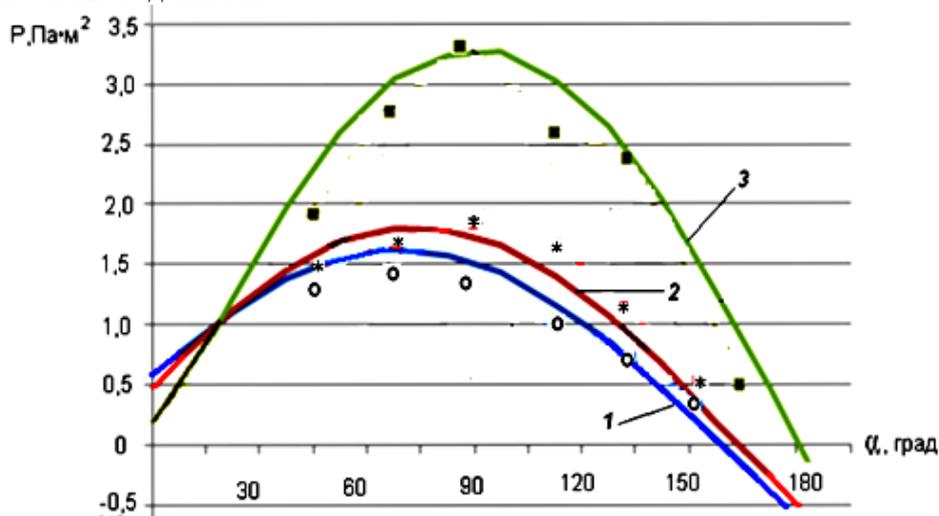


Рис. 3. Распределение величины удельного натяга запорного органа по длине стенки паза седла клапана (диаметр паза седла – 127 мм; кольца 1 – 187, 2 – 202, 3 – 236 мм): 1, 2, 3 – теоретические кривые; точки – практические значения

Таким образом, выражение (8) позволяет связать геометрические параметры пружинного разрезного кольца в исходном состоянии и параметр паза седла клапана и может быть применено для описания распределения удельного натяга.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А. с. № 1525314 СССР, МКИЗ F 04 В 39/10, F 16 К 15/14. Прямоточный клапан / В. Т. Дмитриев, П. П. Фролов, С. А. Волегов, И. П. Шкарупило (СССР), – № 387113/25-29; Заявлено 02.03.1988; Опубл. 30.11.1989, Б.И. № 44.
2. Глинникова Т. П., Хазин М. Л., Волегов С. А. Анализ влияния параметров запорного органа на эффективность работы прямоточного клапана // Изв. вузов. Горный журнал. – 2010 – № 8. – С. 91-94.
3. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение. – 1990. – 669 с.
4. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 635 с.

РАЗРАБОТКА ОТЕЧЕСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПЛИТ ИЗ НАТУРАЛЬНОГО КАМНЯ

*ГАТИГУЛИН М. Н., АПАКАШЕВ Р. А., СИМИСИНОВ Д. И.,
РУЦКАЯ Д. Р., БЕЛИКЕЕВА А. Н.*
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В России имеется огромная сырьевая база для развития производства облицовочного камня в виде напольных и фасадных плит, бордюров, брусчатки, лестничных и фасадных блоков, однако качество механической обработки материала российскими производителями остается низким, поэтому до 70 % изделий поступает из-за рубежа. Для сохранения данной отрасли промышленности и повышения ее конкурентоспособности необходимы кардинальные шаги по техническому переоснащению предприятий камнеобработки собственным оборудованием, превосходящим импортное как по производительности, так и по качеству обработки.

Основной технической задачей при создании отечественных инновационных разработок является повышение производительности проектируемого оборудования с одновременным снижением его металло- и энергоемкостей путем уменьшения количества инструментальных узлов или станков с использованием менее мощных приводов главных движений резания. Новизна предлагаемых технических и технологических решений базируется на теоретических исследованиях по механике работы планетарных инструментов и их вариантов – торцовых фрезах ротационного резания и планетарных шлифовальных головок.

Кинематические особенности работы планетарных инструментов позволяют использовать их одновременно как режущие ротационные совместно с абразивными, что обеспечивает процессы фрезерования и шлифования одним торцовым инструментом в зависимости от расположения мгновенного центра скоростей для вершины круглой инструментальной чашки внутри или снаружи круговой траектории этой вершины [3]. Направление вращения инструментальной чашки по отношению к корпусу фрезы или шлифовальной головки может быть одноименным или противоположным, это позволяет комбинировать варианты использования режущих и абразивных чашек в зависимости от достижения конкретных технологических задач. Применение таких инструментов позволяет снимать за один проход припуск на обработку от 1 до 3 мм и исключить операции пассивировки пластин, т. е. предварительной обработки плоскостей для уменьшения припуска на калибровку на поточных линиях.

Траектория перемещения вершины режущей чашки по плоскости обработки представляет собой гипоциклоиду. Её расположение на круговой траектории этой вершины при вращении совместно с корпусом фрезы обеспечивает максимальную стойкость режущей чашки и уравнивает до определенной степени возможности инструментальных материалов, например твердого сплава ВК8 и износостойкого чугуна [4]. Траектория перемещения отдельного алмазного зерна по заготовке представляет собой эпициклоиду, что обеспечивает удлиненный треугольный затылок – спинку зерна на рабочем торце чашки при отсутствии системы ручьевых каналов для выхода шлама. Циклоидальная траектория алмазных зерен повысит их режущие свойства и в конечном варианте также позволит сократить количество шпиндельных узлов на новом станочном оборудовании.

При ротационном резании вращение режущих чашек в подшипниковых узлах осуществляется принудительно от специального привода либо самовращением под действием тангенциальных составляющих сил резания. Принудительное вращение обеспечивает стабильную механику процессов резания, плавный вход чашки в материал, но усложняет конструкцию инструмента. Режим самовращения, упрощает инструмент и его обслуживание, в частности, переточку режущих лезвий, но характеризуется меньшей стабильностью обработки и сопровождается повышенными ударными нагрузками на подшипниковые узлы и заготовку.

На основании изложенного анализа отечественное оборудование для обработки облицовочных плит будет содержать:

- приемный стол для заготовок,
- шпиндельный узел (станок) с ротационной фрезой, режущие чашки по торцу расположены ступенчато и имеют принудительное вращение в подшипниковых узлах,
- шпиндельный узел с планетарной шлифовальной головкой, алмазные чашки расположены концентрично в одной плоскости либо ступенчато в зависимости от обрабатываемого материала и требований к виду и качеству обработки,
- шпиндельный узел с планетарной или полировальной головкой, полировальные чашки расположены аналогично алмазным,
- шпиндельный узел с круговой полировальной головкой,
- транспортная система по рабочему движению заготовок между инструментами,
- система вакуумного удаления припуска на обработку с режущего станка,
- приемный стол для обработанных плит,
- система подачи СОЖ и ее удаления из зоны обработки.

Возможно размещение двух фрезерных шпиндельных узлов, второй будет образовывать системы микронеровностей для обеспечения противоскольжения плит и декоративного оформления поверхностей облицовочных плит.

При определенных коммерческих и технологических условиях, например для ИП, возможно оборудовать один спецстанок комбинированным инструментом для операций торцового фрезерования, шлифования и полирования одновременно или раздельно, а также для калибровки и рельефной, декоративной обработки фасадных плит, для производства лестничных блоков, плит для бань и саун с противоскользящей рабочей поверхностью. В качестве инструментального материала режущих чашек перспективно использование износостойких чугунов взамен твердых сплавов, что позволит упростить их переточку. Подобное оборудование и инструменты в мировой практике отсутствуют и будут востребованы в отдаленных российских регионах для мелкосерийного производства разнообразной продукции из местного сырья и реализуемой внутри этого региона.

Также возможна калибровка пластин и плит без применения СОЖ, в этом случае пылевидные фракции обрабатываемого материала можно использовать в виде дополнительной товарной продукции, например, мраморной муки в виде кормовой добавки на птицефабриках, в качестве наполнителей для красок и др.

Составные части оборудования и инструментов имеют патентную защиту в России, планируется международное патентование. Инструменты экспонировались на Российских и международных выставках, отмечены дипломами и медалями.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дербичев М. Б., Гатитулин М. Н., Мазеин П. Г. Компьютерное моделирование процесса ротационного фрезерования. Прогрессивные технологии в машиностроении: сб. науч. тр. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – С. 162-165.

2. Гатитулин М. Н., Конышев В. В., Гусев В. Н. Влияние планетарного вращения абразивных элементов торцовых инструментов на процесс шлифования угольного материала. Производство электродной продукции: сб. науч. тр. М.: НИИГрафит, ГОСНИИЭП, 1989. – С. 86-95.

3. Гатитулин М. Н., Сметанин С. Д., Соколов М. А., Башарин И. А. Технологические возможности ротационных инструментов при измельчении заготовок. Прогрессивные технологии в машиностроении: сб. науч. тр. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2010. – С. 81-86.

4. Гатитулин М. Н., Сметанин С. Д., Емельюшин А. Н. Перспективы измельчения рудных материалов ротационными инструментами. Материаловедение и термическая обработка металлов: Междунар. сб. науч. тр. / под ред. А. Н. Емельюшина и Е. В. Петроченко. Магнитогорск: Изд-во ГОУ ВПО МГТУ, 2009. – С. 155-157.

5. Мазеин П. Г., Сметанин С. Д., Гатитулин М. Н. Ротационное резание – эффективный путь глубокой переработки металлов. Процессы и оборудование металлургического производства: Межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Платова С. И. Магнитогорск: Изд-во ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. – С. 66-70 с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РОТАЦИОННЫХ ИНСТРУМЕНТОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОБЛИЦОВОЧНЫХ МРАМОРНЫХ МАТЕРИАЛОВ РЕЗАНИЕМ

ГАТИТУЛИН М. Н., АПАКАШЕВ Р. А., СИМИСИНОВ Д. И., БЕЛИКЕЕВА А. Н.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Распространенное в настоящее время камнеобрабатывающее оборудование базируется преимущественно на механических способах обработки камня вследствие простоты организации поточного производства. Однако, для перехода от простой эксплуатации природных ресурсов к их комплексной добыче и глубокой переработке необходимо создание высокоэффективных, экологически безопасных современных технологий.

Последовательность выполнения работ по камню включает в себя приближенную, точную и фактурную обработку лицевой поверхности. Приближенная обработка придает заготовке первичные форму и размеры со значительными припусками на последующую обработку. В процессе точной обработки заготовка приобретает форму и размеры будущего изделия, сохраняя припуск на фактурную обработку.

Фактурная обработка, т. е. придание лицевой поверхности изделия заданной фактуры достигается шлифованием или полированием при абразивных способах и бучардирование или теску при обработке скалыванием. Допускаются комбинации абразивных и ударных способов.

Лезвийная обработка резанием плит в настоящее время практически не применяется вследствие высокой абразивности, пористости природных камней.

Однако, экспериментально подтверждена возможность лезвийной обработки ротационными инструментами угольных материалов. По физико-механическим свойствам данные материалы близки к известнякам и мраморам, что предопределило целесообразность проведения опытно-промышленных испытаний ротационного резца при токарной обработке мраморной балясины вследствие простоты эксперимента. В настоящей работе установлено, что стойкость ротационного резца из ст. 40Х при резании обожженной коксовой заготовки составила выше на 3 порядка по сравнению с призматическим резцом из ст. 40Х и на 2 порядка выше резца их ВК8. Повышение стойкости ротационного резца обусловлено снижением скорости трения скольжения режущей чашки в контактной зоне обработки резанием.

Сравнительные испытания проводились на токарно-винторезном станке 1К62. Заготовка – мраморная балясина имела диаметр 150 мм, длину 400 мм, крепилась в патроне и поддерживалась во вращающихся центрах задней бабки. Режимы обработки составили 100 об/мин при подаче 0,5 мм/об и глубине резания 0,75 мм. Данные режимы моделировали операцию калибровки пластин при алмазной обработке на поточной линии итальянского производства, широко применяемого в России.

В процессе обработки наблюдалось стабильное вращение режущей чашки, измельченный пылевидный мрамор стабильных фракций осыпался вниз. При обточке заготовки токарным резцом измельченный мрамор отделялся от заготовки в направлении, противоположном движению подачи. При рабочих режимах для черновой обработки наблюдался нагрев вершины резца до темно-красного цвета. Отделяемая стружка в виде порошка имела широкий диапазон размеров.

По результатам испытаний подтверждена возможность и целесообразность применения на операциях калибровки мраморных плит одного торцового ротационного инструмента взамен 5 алмазных, что позволит уменьшить число шпиндельных головок на поточных линиях, снизить энергетические затраты на обработку.

О КОНСТРУКЦИИ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА КАНАТНОЙ КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

БУБНОВ С. М., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Студенческое конструкторское бюро кафедры горных машин и комплексов УГГУ участвует в выполнении договора «Организация производства высокотехнологичного оборудования для добычи природного камня открытым способом», заключенного университетом с ООО НПО «Экспериментальный завод» в рамках реализации Постановления Правительства России от 9 апреля 2010 г. № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций» и целевой подготовки инженеров-конструкторов для машиностроительных предприятий.

Разрабатываемая канатная машина с автономным приводом предназначена для добычи каменных блоков природного камня открытым способом в карьерах РФ и в других регионах с различными климатическими условиями. Применение дизельного привода с повышенным пусковым моментом обеспечит надежный запуск в работу режущего каната без предварительного «раскачивания» при значительной протяженности режущего контура, а также повышение нагрузок при заштыбовке каната в резе и при высокоабразивных включениях в горных породах. Это выгодно отличает дизельный привод от электропривода на базе асинхронных двигателей с относительно небольшим пусковым моментом, а также применение машины в неосвоенных районах.

Главный привод в канатной машине – дизель с водяным охлаждением мощностью 80 л. с. (58,8 кВт), что позволяет использовать машину в самых удаленных местах. Машина оснащена метровым приводным шкивом и должна иметь механизированный поворот каретки на 360 градусов и боковое перемещение каретки, что позволяет производить два параллельных реза без перестановки рельсового пути. Бесступенчатое регулирование скорости движения алмазного каната за счет изменения оборотов дизеля, позволяет распиливать блоки камней различной прочности.

В состав разрабатываемой канатной машины входят: привод дизельный с водяным охлаждением мощностью 80 л. с. (58,8); комплект рельсовых путей; режущий инструмент машины – алмазный канат; станина с размещенными на ней основными узлами машины; поворотная каретка с ведущим маховиком; поддерживающие ролики; механизм бокового перемещения ведущего маховика; привод перемещения машины по рельсовым путям; выносной пульт управления машиной.

Конструкцией машины должно быть предусмотрено: прямое и обратное вращение приводного шкива; возможность наклона ведущего шкива относительно вертикальной плоскости; бесступенчатое регулирование алмазного каната; защитные ограждения.

Конструктивное исполнение машины должно обеспечивать: доступность органов управления, регулирования и настройки; возможность замены быстроизнашивающихся деталей и проведения технического обслуживания; возможность ремонта; места периодической смазки должны быть доступны без разборки.

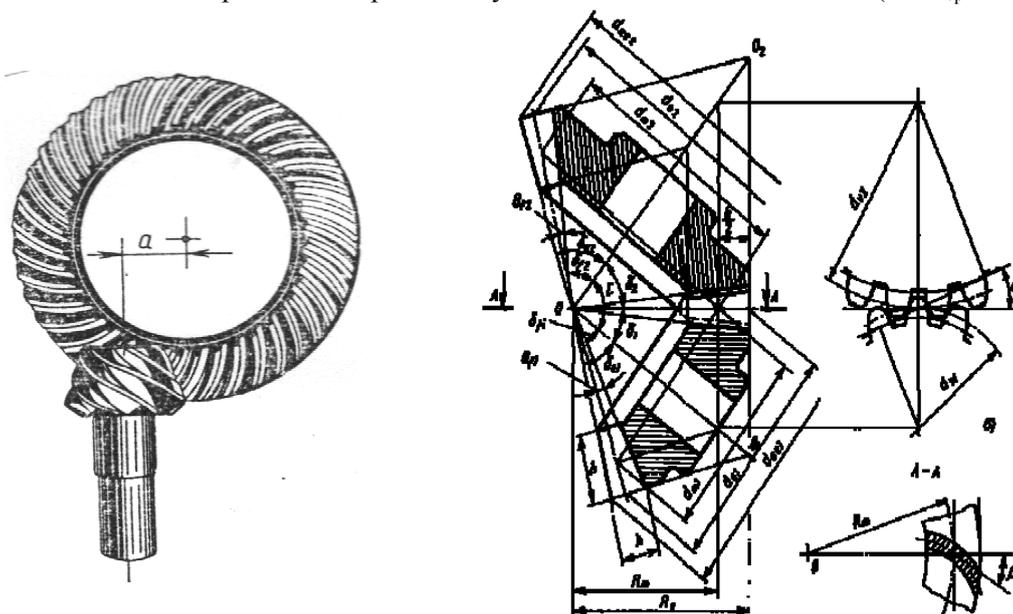
Прототип алмазно-канатной машины включал гипоидную передачу для приведения в действие рабочего органа. Недостатком гипоидных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа. Основным недостатком передачи с перекрещивающимися осями является повышенное скольжение в зацеплении и, связанные с этим, повышенный износ и склонность к заеданию.

С целью улучшения характеристик привода произведем замену гипоидной передачи на коническую с круговыми зубьями (см. рисунок). Круговой зуб располагается по дуге окружности a , по которой движется инструмент для нарезания зубьев. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный угол принимают угол на окружности среднего диаметра колеса как угол между касательной к окружности и образующей конуса в данной точке. Конические колеса с круговыми зубьями менее чувствительны к нарушению точности взаимного

расположения колес, их изготовление проще и производится на специальных станках для нарезания и шлифования этих колес в условиях как массового, так и мелкосерийного производства.

Исходные данные: $T_1 = 100$ Н·м – вращающий момент на шестерне; $n_1 = 735$ об/мин – частота вращения шестерни; $u = 3$ – передаточное число передачи; $L_h = 40000$ ч – время работы (ресурс передачи).

Материал прежний: сталь 25ХГМ. Термическая обработка колес – улучшение, цементация и закалка. Твердость поверхности зубьев составляет 56...63 HRC ($HRC_{cp} = 59,5$).



Типы передач:

a – гипоидная; *б* – коническая

Сравнение расчетных параметров

| | Гипоидная передача | | Коническая передача | |
|---------------------------------------|--------------------|--------|---------------------|--------|
| | шестерня | колесо | шестерня | колесо |
| Средний делительный диаметр dm | 54 | 162 | 36 | 110 |
| Количество зубьев Z | 27 | 81 | 15 | 45 |
| Контактные напряжения $[GH]=1140$ МПа | 964 | | 1154 | |
| Напряжения по изгибу $[GF]=456$ МПа | 384 | | 328 | |

Выводы. Выбранное проектное решение передачи обеспечивает значения расчетных контактных напряжений и напряжений изгиба в пределах допустимых, кроме того, уменьшает средний делительный диаметр и количество зубьев.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. Вузов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.
3. Иванов М. Н. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Высшая школа, 2003.

КОНСТРУКЦИЯ ПРИВОДНОЙ ГОЛОВКИ ВРУБОВОЙ КАМНЕРЕЗНОЙ МАШИНЫ

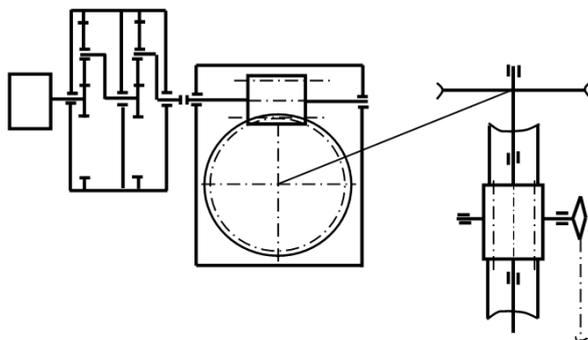
БУБНОВ А. М., ЛАГУНОВА Ю. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Студенческое конструкторское бюро кафедры горных машин и комплексов УГГУ участвует в выполнении договора «Организация производства высокотехнологичного оборудования для добычи природного камня открытым способом», заключенного университетом с ООО НПО «Экспериментальный завод» в рамках реализации Постановления Правительства России от 9 апреля 2010 г. № 218 «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций» и целевой подготовки инженеров-конструкторов для машиностроительных предприятий.

Разрабатываемая камнерезная врубовая машина МВ предназначена для добычи каменных блоков природного камня открытым способом в карьерах РФ, так и в других регионах с различными климатическими условиями. Прочность добываемой породы на сжатие – до 150 МПа. Машина универсальна, так как может выполнять все виды пропилов, необходимых для отделения блока от массива (вертикальные, продольные, поперечные, горизонтальные подрезные). Добычу скальных блоков можно вести как с одной, так и с несколькими одновременно работающими врубовыми машинами.

Врубовая машина состоит из направляющих и каретки, на которой смонтированы основные узлы машины – приводная головка с режущим инструментом (баром), привод перемещения каретки, пульт управления с электрооборудованием и гидростанция. Приводная головка (см. рисунок) является основным узлом врубовой машины, работоспособность которого определяет производительность всей машины. Она состоит из мотора, редуктора и механизма поворота бара. Приводная головка закреплена на каретке и может поворачиваться относительно неё из вертикальной плоскости в горизонтальную, и, наоборот, при помощи гидроцилиндра.



Кинематическая схема передаточного механизма

Механизм поворота бара: гидромотор, планетарный редуктор, двухступенчатый червячный редуктор. Червячное колесо второй ступени установлено на пиноли, вращающейся в подшипниках, которые установлены в крышках корпуса приводной головки. Такая конструкция обеспечивает поворот бара на 360 градусов.

Исходные данные для расчета привода: номинальная подача насоса $Q_{\text{ном}} = 0,49 \text{ дм}^3/\text{с}$ (29 л/мин); номинальное давление на выходе насоса $P_{\text{ном}} = 20 \text{ МПа}$; максимальный вращающий момент на пиноли $T_{\text{п}} = 6 \cdot 10^4 \text{ Нм}$.

Величина общего передаточного числа [1, 2]:

$$U_{\text{общ}} = T_{\text{п}} / (T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{общ}}) = 6 \cdot 10^4 / (41 \cdot 0,65) = 20795.$$

Принимаем следующие передаточные числа для передач:

- планетарная передача – $U_{пл} = 25,8$;
- быстроходная червячная передача – $U_{чпб} = 31$;
- тихоходная червячная передача – $U_{чпт} = 26$.

Принимаем двухступенчатую передачу для снижения габаритов рабочего оборудования.

Выбор числа зубьев. Значения чисел зубьев колес, удовлетворяющих всем условиям собираемости передачи, составят:

$$Z_{a1} = 30; Z_{g1} = 54; Z_{b1} = 138;$$

$$Z_{a2} = 24; Z_{g2} = 33; Z_{b2} = 90.$$

Фактическое значение передаточного числа передачи

$$U_{\phi} = (1 + (138/30)) (1 + (90/24)) = 26,6.$$

Выбор материала и расчет передачи на прочность. Техническим Задаанием на выполнение работ по проектированию машины в качестве материала колес предусмотрена сталь 20Х с цементированием (1) 1,2...1,8 мм и твердостью поверхностного слоя 58...63 HRC. Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) – это длительный и дорогой процесс. При закалке после цементации форма зуба искажается, и поэтому необходимы дополнительные отделочные операции. Для цементации применяют низкоуглеродистые простые стали (15 и 20) и легированные (20Х, 12ХН3А и др.). Глубина цементации около 0,1...0,15 от толщины зуба, но не более 1,5...2 мм.

Мы предлагаем использовать для изготовления колес сталь 38ХМЮА с нитроцементацией (2) 0,3...0,8 мм и твердостью поверхностного слоя 57...67 HRC. Нитроцементация – насыщение углеродом в газовой среде. При этом по сравнению с цементацией сокращаются длительность и стоимость процесса, упрочняется тонкий поверхностный слой 0,3...0,8 мм до 65...70 HRC, коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Сводные данные приведены в таблице.

Допускаемые контактные напряжения шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$ определяем по общей зависимости:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N Z_R Z_V}{S_H},$$

где $\sigma_{H\lim}$ – предел контактной выносливости; $Z_N = 1$ – коэффициент долговечности; $Z_R = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей зубьев; $Z_V = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости ($V < 5$ м/с); $S_H = 1,2$ – коэффициент запаса прочности.

Расчетные характеристики материалов

| Параметр | Сталь 20Х | Сталь 38ХМЮА |
|-------------------------------------|-----------|--------------|
| Предел контактной выносливости, МПа | 1368 | 1495 |
| Допускаемые контактные напряжения | 1140 | 1245 |

$$\Lambda = \frac{1245 - 1140}{1140} \cdot 100\% = 9\%.$$

Вывод. При использовании стали 38 ХМЮА с нитроцементацией для изготовления колес планетарной передачи вместо стали 20Х с цементированием значение допускаемых контактных напряжений возросло на 9 %, вследствие чего появляется возможность увеличения действующих в зацеплении сил и, как следствие, уменьшение габаритов планетарной передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ ШАГАНИЯ ДРАГЛАЙНА НИЗКОГО ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ

ДЕРЯБИН К. Н., ВАСИЛЬЕВ Е. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Механизмами передвижения шагающего типа оснащаются мощные экскаваторы, выполняющие вскрышные работы. Такие машины работают на грунтах с низкой несущей способностью, поэтому традиционный механизм передвижения (гусеничные, колёсные) не могут быть использованы. Поэтому на таких машинах используют шагающее ходовое оборудование. Существует множество типов шагающего ходового оборудования. Наибольший интерес представляет гидравлическое ходовое оборудование. Наиболее распространённые из них – это трёх опорное ходовое оборудование. Опорами служат два опорных башмака и третья опора – кромка базы. Главными эксплуатационными отличиями такого механизма шагания от механизмов шагания с механическим приводом является плавность хода и возможность регулирования величины шага. Цикл передвижения экскаватора складывается из операций: вынос опорных башмаков по ходу движения, подъём экскаватора на необходимую высоту для обеспечения заданного шага, перемещение экскаватора тяговыми цилиндрами и маневровых операций с башмаками.

Гидравлический механизм шагания экскаватора ЭШ 15.90 (рис. 1) состоит из двух подъемных 1 и двух вспомогательных тяговых цилиндров 2, подвешенных на оси к стойкам поворотной платформы. Плунжер каждого из цилиндров заканчивается на нижнем конце шаровой опорой или траверсой, соединенной с лыжей и позволяющей лыже поворачиваться, приспособляясь к неровностям поверхности грунта. Подъемные цилиндры служат для подъема экскаватора, тяговые – для его горизонтального перемещения. Благодаря шарнирному соединению цилиндров со стойками поворотной платформы экскаватор может повернуться на некоторый угол относительно лыж 3.

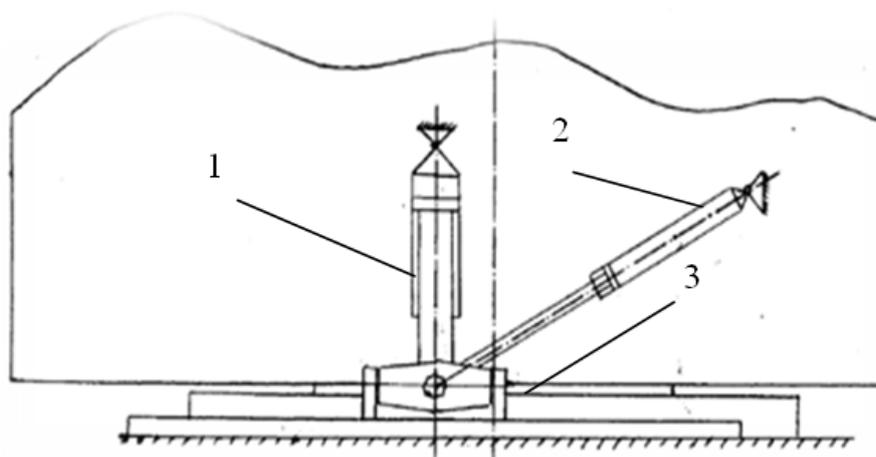


Рис. 1. Гидравлическая схема шагания экскаватора ЭШ 15.90

Главным недостатком существующего трёхопорного гидравлического шагающего механизма являются необходимость подъёма центра масс экскаватора на такую высоту, которая при повороте этого подъёмного цилиндра обеспечивает заданную величину шага. Вместе с тем в существующей схеме механизма шагания при подъёме экскаватора поступательного движения экскаватора не происходит. Однако в этой части цикла шагания затрачивается максимальная энергия.

Предлагается схема механизма шагания (рис. 2), в которой высота подъема экскаватора не является определяющей величиной шага. Подъемными цилиндрами 1 осуществляется подъем центра масс машины на такую высоту, которая при некотором проседании задней кромки базы обеспечивает отрыв передней кромки базы от грунта, эта высота подъема незначительна, по сравнению с высотой подъема центра масс у существующей машины (ЭШ-15.90). При таком механизме шагания можно регулировать величину шага с помощью тягового цилиндра 2. Такой механизм шагания легко подвержен анализу для выбора оптимальных параметров механизма шагания и выбора величины шага в конкретных условиях.

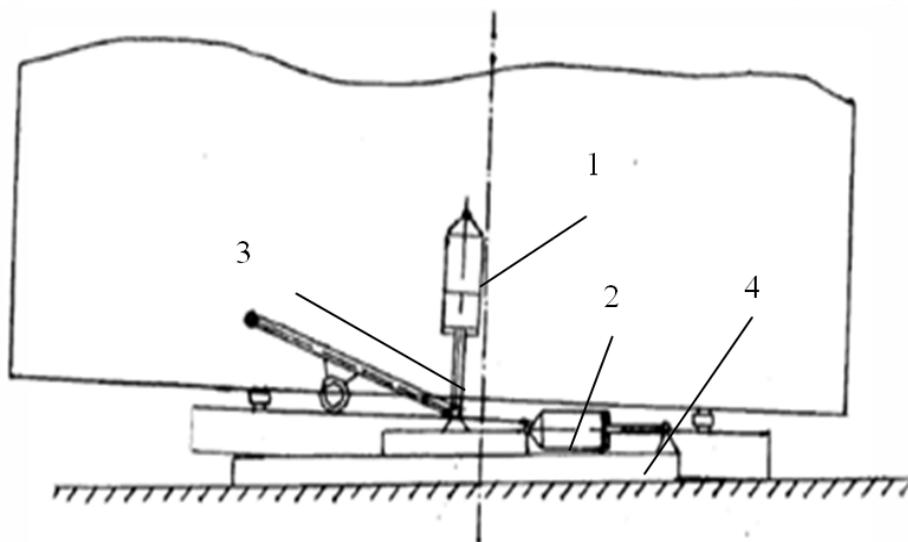


Рис. 2. Предлагаемая гидравлическая схема шагания

При выдвижении штоков подъемных силовых цилиндров передняя по ходу движения кромка опорной части отрывается от грунта. Включаются на втягивание тяговые силовые цилиндры, и корпус перемещается относительно лыж 4. При этом усилия от тяговых силовых цилиндров передаются на опорные плиты и корпус через продольные тяги. Штоки подъемных силовых цилиндров втягиваются, передняя по ходу движения кромка лыж отрывается от грунта, включаются на выдвижение тяговые силовые цилиндры. При этом лыжи перемещаются в положение следующего шага. По окончании перемещения штоки подъемных силовых цилиндров втягиваются до соприкосновения лыж с упорами и лыжи занимают горизонтальное положение.

Одновременно с поворотом поперечных тяг при подъеме лыж они подтягиваются к корпусу и удерживаются в таком положении при повороте машины.

При движении по косогору горизонтальная боковая нагрузка от корпуса передается на лыжи через поперечные тяги и опорные плиты.

Шарнирное крепление подъемных силовых цилиндров к корпусу и опорным плитам обеспечивает передачу горизонтальных нагрузок через продольные и поперечные тяги и исключает нагружение штоков и уплотнений подъемных силовых цилиндров. Это повышает надежность механизма шагания и его долговечность. Постоянное положение подъемных силовых цилиндров относительно корпуса при его перемещении позволяет приблизить центр тяжести экскаватора к шарниру крепления подъемных цилиндров на корпусе, что уменьшает нагруженность деталей опорно-поворотного устройства и реакцию на кромке поворотной части при трехопорном исполнении механизма шагания. В перспективе работы много. В предложенной схеме сокращается существенно энергозатраты при подъеме экскаватора.

САПР В ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМА

АБДУЛКАРИМОВ М. К.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Системы автоматизированного проектирования позволяют ускорить многие этапы создания конструкции механизма. Время работы над проектом сокращается за счет повышения производительности выполнения конструкторской и технологической документации; появляется возможность оптимального подбора параметров механизма. При сквозном автоматизированном проектировании разработка осуществляется на основе моделей, наделенных характеристиками объекта, которые необходимы для выполнения этапов.

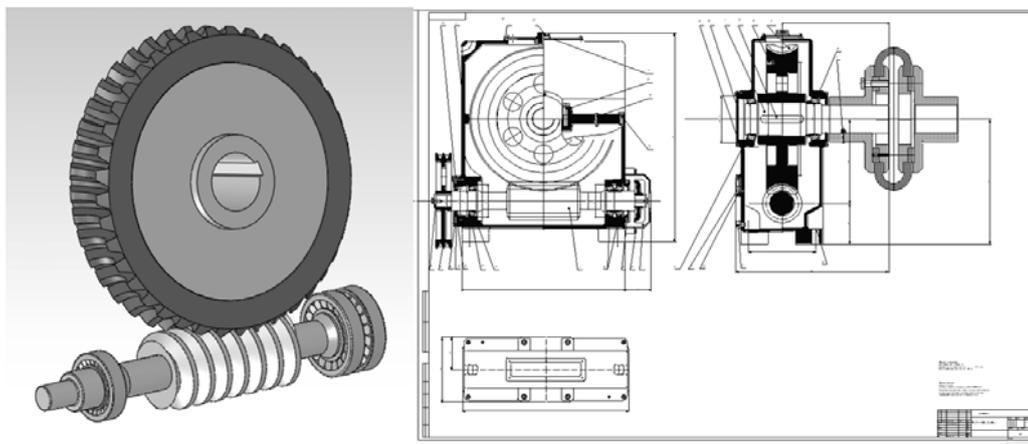
Использование систем автоматизированного проектирования проиллюстрируем на примере создания редуктора, узла, который входит во все горные машины. Формирование САПР подсистемы «червячный редуктор» выполнен с помощью проектно-расчетных систем: APM WinMachine, SolidWorks, SolidEdge.

APM WinMachine -CAD\CAE система автоматизированного расчета и проектирования деталей машин, механизмов. APM WinMachine обладает широкими функциональными возможностями для создания моделей конструкций, выполнения необходимых расчетов и визуализации полученных результатов. Достоинствами программы служит наличие комплексного расчета механизма. Расчет параметров червячного редуктора выполнялся в модуле APM Drive. На выходе были получены геометрические параметры червячной пары и валов, подобраны и проверены подшипники, автоматически был сгенерирован эскизный проект редуктора с прорисовками элементов корпуса, большая база стандартных элементов и решений позволила окончательно сформировать сборку.

Комплекс SolidEdge использован для создания трехмерных моделей деталей механизма. Встроенный параметрический модуль позволил получить по вводимым данным готовые модели зубчатого колеса, червяка, валов и подшипников.

Программы SolidEdge и SolidWorks взаимосвязаны, т. е. модель, полученную в одной программе, можно импортировать и дорабатывать в другой.

Программный комплекс SolidWorks предназначен для автоматизации работ на этапах конструкторской и технологической подготовки производства изделий любой степени сложности. Модели деталей редуктора, импортированные из SolidEdge, были доработаны и увязаны в сборку в SolidWorks. В этой же системе были смоделированы корпусные детали редуктора, оформлены сборочные и рабочие чертежи, составлены спецификации. Пример созданной таким образом червячной пары и чертеж редуктора представлен на рисунке.



3D модель червячной пары и чертеж редуктора

В работе обобщены принципы построения сквозного проектирования на основе существующих САПР.

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ СТРЕЛЫ ДРАГЛАЙНА

ГОЛОВНЕВА Т. П.

ГОУ ВПОУ «Уральский государственный горный университет

При выполнении диссертационной работы разрабатывается методика проектирования стрел драглайнов. Одним из этапов процесса проектирования является определение напряжений в металлоконструкции стрелы при действующих нагрузках.

Методика ориентирована на использование при расчетах системы APM Structure 3D. К настоящему времени составлен алгоритм последовательности действий при проведении расчетов для различных стрел драглайнов. При проведении расчетов составляется модель конструкции и модель нагружения.

Модель конструкции составляется по чертежам эскизного или технического проекта, а затем уточняется по мере проведения расчетов добавлением новых элементов к участкам, в которых выявляются превышение напряжений, или исключением при выявлении «лишних» элементов. Определяются также сечения элементов стрелы. Таким образом проводится структурная и параметрическая оптимизация по критерию массы. В результате выявляется вариант с наименьшей массой стрелы. Уменьшение массы стрелы позволит уменьшить массу привоивеса и момента инерции поворотной части экскаватора. Снижение момента инерции позволит сократить время цикла без увеличения мощности привода поворота.

Модель нагружения представляет собой все действующие на стрелу усилия. На стрелу действуют: собственный вес стрелы; инерционные и центробежные нагрузки, действующие при повороте платформы экскаватора; ветровые нагрузки; нагрузки от веса ковша с грузом при различных его положениях; нагрузки от предварительного натяжения вант; нагрузки, возникающие от изменения угла наклона стрелы при вращении поворотной платформы, если экскаватор стоит на наклонной плоскости. Методика расчета усилий в канатах обеспечивает расчет усилий в процессе транспортирования ковша из точки окончания черпания в точку разгрузки и после разгрузки обратно в забой [3]. В результате расчетов определяется график нагрузок (рис. 1), по которому можно проводить расчет стрелы на усталость.

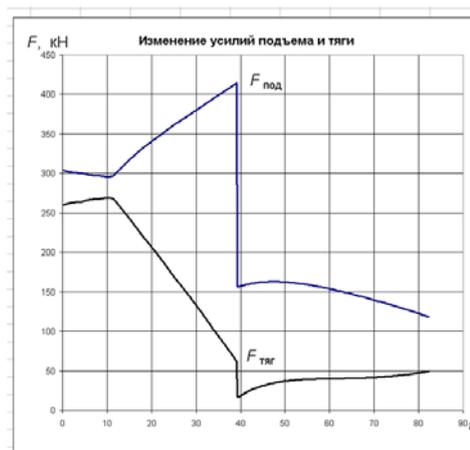


Рис. 1. Результаты расчета усилий

Были выполнены исследования по определению значимости отдельных видов нагрузок. Расчеты напряжений проведены для трехгранной жесткой стрелы экскаватора драглайна. Результаты расчетов показаны в таблице.

Процентное отношение напряжений от различных нагрузок

| Наименование нагрузки | Доля от суммарных, % |
|---|----------------------|
| Центробежная нагрузка | 1,28 |
| Инерционная нагрузка | 1,87 |
| Ветровая нагрузка | 10,38 |
| От веса груженого ковша при его положении на границе зоны растяжки (экскаватор на площадке с наклоном 10-12°) | 23,3 |
| Преднапряжение вант | 27,3 |
| Собственный вес стрелы | 30,4 |

Результаты расчета напряжений для одного варианта нагружения стрелы представлены на рис. 2. В таблице представлены доли в процентном отношении действия отдельных видов нагрузок. За 100 % принято воздействие всех указанных нагрузок одновременно.

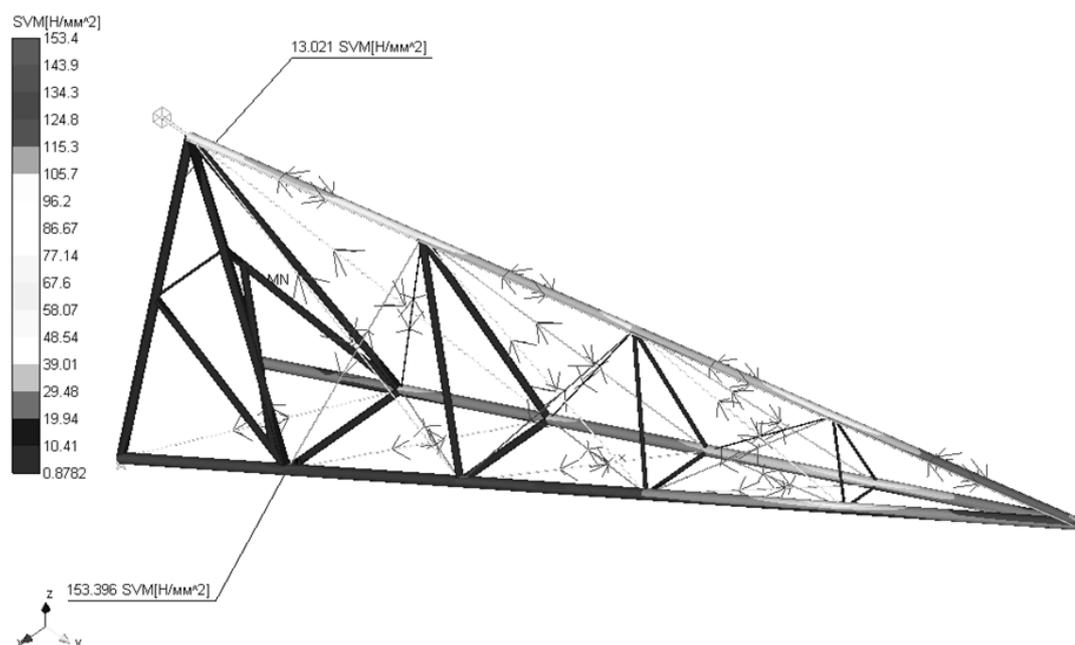


Рис. 2. Карта напряженно-деформированного состояния трехгранной жесткой стрелы экскаватора-драглайна

Анализ результатов расчетов показал, что центробежные и инерционные нагрузки практически не влияют на значения напряжений в элементах конструкции стрелы. Доля же от ветровой нагрузки составляет десятую часть от конечного усилия и зависит от ветрового напора, площади наветриваемой поверхности и коэффициентов, рассчитываемых по ГОСТ 1451-77(2003) [1]. При изменении угла стрелы к горизонту в вертикальной плоскости вследствие наклона рабочей площадки, происходит увеличение напряженного состояния металлоконструкции. Предельный угол наклона площадки по условию устойчивости драглайна не должен превышать 10-12 ° [2]. Преднапряжение вант также влияет на прочностные характеристики стрелы, и оно определяется из условия, что предварительное сжатие жесткого трубчатого пояса должно превосходить усилия растяжения, появляющиеся от внешних нагрузок. Напряжения от собственного веса металлоконструкции составляют порядка 30 % от конечной нагрузки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 1451-77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения. – 2003 (Переиздание).
2. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров: учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГУ, 2007. – 680 с.
3. Шестаков В. С., Головнева Т. П. Расчет нагрузок на стрелу драглайна при транспортировании ковша // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – № 6. – С. 50-55.

СОЗДАНИЕ МОДЕЛИ РАСЧЁТНОЙ ПЛАСТИНЧАТОЙ КОНСТРУКЦИИ

СУРОВ С. Ю., САВИНОВА Н. В.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Повышение качества создаваемого механического оборудования и конструкций необходимо связывать, прежде всего, с уменьшением их веса и стоимости, повышением надёжности и улучшением ряда других характеристик. Всё это можно обеспечить за счёт использования компьютерных технологий. Сегодня невозможно создать конкурентоспособное оборудование без всестороннего инженерного анализа проектируемых объектов, в основе которых лежит поиск оптимальных решений с помощью современных компьютерных программных сред. Под инженерным анализом понимается, в первую очередь, исследование напряжённо-деформированного состояния проектируемых объектов.

Наиболее эффективным приближённым методом решения такого класса задач является метод конечных элементов (МКЭ).

Существует отечественный модуль конечно-элементного анализа – APM Structure3D, входящий в состав CAD/CAE системы APM WinMachine.

Одним из основных типов, применяемых на практике, являются оболочечные/пластинчатые конечные элементы, т. к. немало механического оборудования и конструкций можно представить в качестве модели, состоящей из пластин, например, поворотную платформу экскаватора.

В представляемой работе, модель металлоконструкции поворотной платформы экскаватора- драглайна (рис. 1), создавалась для исследования напряженно-деформированного состояния, в целях совершенствования конструкции. Поворотная платформа – это центральная часть экскаватора, на ней расположены все основные механизмы, силовые агрегаты и несущие металлоконструкции, кроме этого платформа воспринимает нагрузки от механизмов шагания и реакций от роликового круга. Она представляет собой объёмную конструкцию, состоящую из блоков, соединяемых между собой при монтаже. Блоки выполняются сваркой листовых деталей, толщина которых значительно меньше габаритных размеров, поэтому пластинчатая модель наиболее точно позволит передать конструктивные особенности объекта.

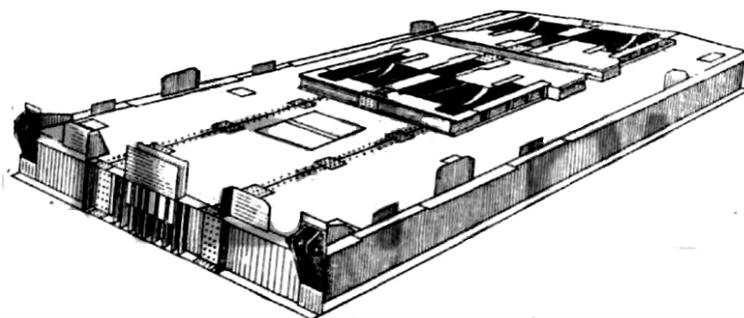


Рис. 1. Поворотная платформа драглайна

При создании пластинчатой модели необходимо помнить ряд правил, обеспечивающих качественное создание расчетной программой матрицы жесткости*.

* Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D. – М.: Изд-во АПМ, 2006. – 288 с.

1. В качестве конечного элемента можно брать четырех- или треугольник с соизмеримыми сторонами, отношение длин которых находится в пределах от 1:1 до 1:4.
2. Допускаемый диапазон величин углов — $30 \div 150^\circ$, а оптимальная величина каждого из углов четырехугольных КЭ составляет 90° .
3. Треугольные и четырехугольные КЭ, параметры которых выходят за эти пределы, могут вносить дополнительные погрешности при расчете.
4. Число элементов разбиения в направлении стороны пластины с максимальной длиной должно быть не менее 4. Чаще всего это число лежит в диапазоне $8 \div 12$.
5. Если на некоторых участках пластины имеются концентраторы, то всю пластину либо ее часть следует разбить на более мелкие КЭ.

Рассмотрим создание модели расчётной пластинчатой конструкции на примере поворотной платформы шагающего экскаватора-драглайна ЭШ-11/75. Основанием для создания модели служат рабочие чертежи металлоконструкции. Поворотная платформа состоит из трех частей: центральной и двух боковых (левой и правой), поэтому и модель строилась по частям.

Ход создания модели формы. Центральную часть представляем как три продольных секции, профилем которых является прямоугольник. Создаём профиль секций из стержневых КЭ и с помощью инструмента «вытолкнуть» поблочно создаём их. Используя стержневые КЭ, выполняем отверстия, которые находятся в центральной части. Таким образом, мы получаем каркас центральной части для пластинчатой конструкции. Далее каркас «обтягиваем» пластинчатыми конечными элементами (рис. 2), т. е. соединяем между собой характерные узлы пластинами. Данные действия реализуются с помощью примитивов: «четырёхугольная прямоугольная пластина», «четырёхугольная произвольная пластина», «треугольная пластина», «произвольная пластина с разбиением». Следующим шагом разбиваем пластины с определенным шагом дискретизации. Задаём пластинам толщину и материал. Левая часть платформы создаётся аналогично центральной, а правую часть получаем как зеркальное отражение левой с помощью инструмента «симметрия», и вносим необходимые изменения в соответствии с чертежами.

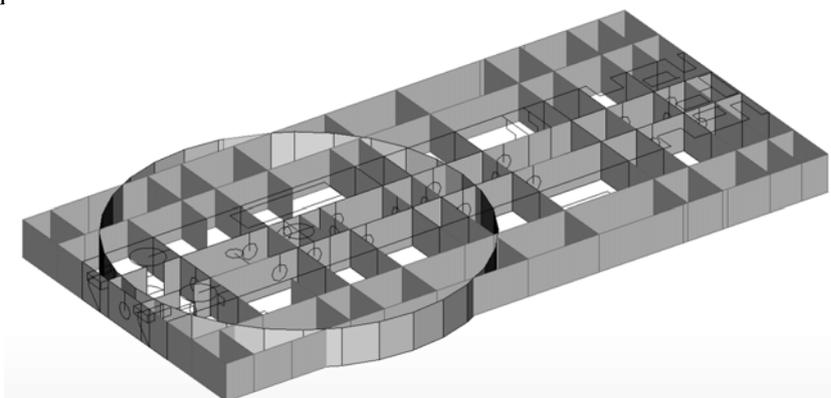


Рис. 2. Этап создания модели центральной части платформы

Модель нагружения платформы составлялась для различных расчетных случаев:

- одновременная работа тяговой и подъемной лебедки, растяжка ковша;
- поворот платформы с груженым ковшом;
- шагание.

Постоянная нагрузка платформу от оборудования задается в соответствии с массой, местоположением и способом закрепления оборудования. Таким образом, модель нагружения состоит из совокупности сосредоточенных сил, распределенных по площади нагрузок, сосредоточенных моментов и угловых ускорений.

К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕНИЙ В МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЯХ ЭКСКАВАТОРОВ

ХОРОШАВИН С. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

В горной отрасли остро стоит проблема повышения эффективности работы горного оборудования. В проектных организациях решаются задачи по улучшению работы оборудования за счет оптимизации параметров. Такие работы проводятся на кафедре ГМК УГГУ и в других научных и проектно-конструкторских организациях. Предлагаются методики определения оптимальных значений параметров основных механизмов (мощностей приводов, ускорений и скоростей движений), размеров элементов рабочего оборудования.

Существенное влияние на время цикла оказывает поворотный механизм. В статье* рассмотрен вопрос оптимизации поворотного механизма, разработан алгоритм и программа для определения оптимальных значений скоростей и ускорений поворотного движения платформы экскаватора. Определено влияние передаточного числа на время поворота при неизменной мощности привода. На рис. 1 показано такое влияние. Выявлена зависимость оптимального передаточного числа от угла поворота. На рис. 2 представлены результаты.

При проведении оптимизации поворотного механизма необходимо учитывать его влияние на другие элементы экскаватора, в том числе и на рабочее оборудование. При увеличении ускорений и скоростей поворотного движения начнут увеличиваться нагрузки на металлоконструкции стрелы, рукояти и надстройки. Поэтому требуется задачу поворотного движения решать вместе с расчетом рабочего оборудования.



Рис. 1. Результаты исследований

При проектировании металлоконструкций проверка элементов выполняется по допустимым напряжениям и устойчивости. В настоящее время для расчета как строительных, так и машиностроительных металлоконструкций используются специальные программы, реализующие метод конечных элементов. Одной из таких программ является АРМ WinMachine, в которой расчет напряженно-деформированного состояния конструкций выполняется в модуле Structure3D. Модуль имеет сертификат соответствия Госстроя России № 03111087.

При расчете в этом модуле требуется составлять модели конструкции и нагружения. Модель конструкции реализует чертежи металлоконструкций экскаватора. Она может состоять из стержневых, пластинчатых или объемных элементов, а также комбинацией из них. Наиболее

* Шестаков В. С., Хорошавин С. А. Оптимизация поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Випуск 18 (172). – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2010. – С. 263-269 (Ваковский журнал бюл. № 4 2010).

часто используется следующий алгоритм расчета. Вначале составляется стержневая расчетная схема, реализующая все рабочее оборудование экскаватора. Стержневая конструкция проста для построения и позволяет очень просто менять сечения элементов рабочего оборудования. По ней определяются усилия и напряжения в элементах рабочего оборудования. Для более точного определения напряжений в стреле и рукояти используется пластинчатая модель, с ее помощью учитываются все перегородки, ребра, отверстия и другие конструктивные элементы. В таких моделях можно менять толщины платин и подобрать такие значения, при которых напряжения будут в допустимых пределах без излишнего запаса, а это позволит уменьшить массу экскаватора. Для расчета отдельных узлов (отливка ковша, блоки) применяются объемные модели.

Составление модели нагружения представляет собой также сложную задачу. В процессе работы экскаватора нагрузки на рабочее оборудование меняются в широких пределах, как по значению, так и по направлению. Они зависят от грунта и параметров привода, силы тяжести ковша (груженный или порожний), от траектории перемещения ковша, от ускорений при движении. В процессе рабочего цикла ковш разгоняется и тормозится подъемным, напорным и поворотным механизмами.

При выполнении магистерской диссертации решалась задача оптимизации поворотного движения и составление методики учета влияния поворотного движения на металлоконструкции экскаватора. На кафедре ГМК проводится работа по оптимизации рабочего оборудования экскаваторов, в процессе которой определяются такие параметры стрелы и рукояти, чтобы обеспечить наименьшую их массу при обеспечении достаточной надежности. Разработана методика расчета нагрузок на рабочее оборудование при копании и транспортировании ковша. При выполнении магистерской диссертации уточнена методика введением в нее усилий от поворотного движения.

При повороте платформы экскаватора на рабочее оборудование дополнительно к силам тяжести добавляются инерционные $F_{ин}$ и центробежные $F_{ц}$ силы, которые действуют в горизонтальной плоскости (рис. 2). В систему расчета эти силы вводятся в виде сосредоточенных сил, действующих на ковш, и распределенных сил, действующих на стрелу и рукоять.

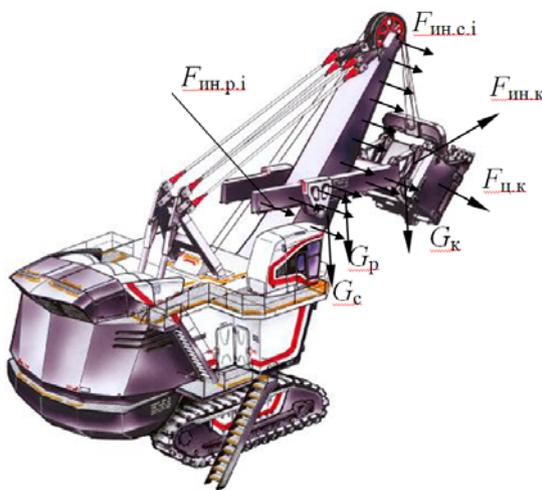


Рис. 2. Нагружение рабочего оборудования при повороте платформы

Инерционные и центробежные силы на ковш

$$F_{ин\ к} = m_{\ к} \epsilon_{пл} R_{\ к},$$

$$F_{ц\ к} = m_{\ к} \omega_{пл}^2 R_{\ к},$$

где $m_{\ к}$ – масса груженого ковша; $\epsilon_{пл}$ – угловое ускорение платформы экскаватора при торможении; $\omega_{пл}$ – угловая скорость платформы экскаватора; $R_{\ к}$ – расстояние от центра тяжести ковша до оси вращения экскаватора.

Распределенные нагрузки на стрелу и рукоять

$$F_{ин\ i} = m_i \epsilon_{пл} R_i,$$

$$F_{ц\ i} = m_i \omega_{пл}^2 R_i,$$

где m_i – масса i -го участка стрелы (рукояти); R_i – расстояние i -го участка стрелы (рукояти) до оси вращения экскаватора.

В APM Structure3D указанные силы вводят распределенной нагрузкой по длине стержней проекциями, через которые учитывают расположение стержней в пространстве. Распределенную нагрузку в диалоговом окне модуля задают для левой границы (начала) и правой границы (конца) стержня, она имеет вид неравнобокой трапеции. При вводе используют размерность Н/мм.

РАСЧЁТ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ДИЗЕЛЬ-МОЛОТА НА БАЗЕ ЭКСКАВАТОРА ЭО-4225-А

ЗЫРЯНОВ Е. М., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При добыче полезных ископаемых часто возникает задача дробления негабаритов горных пород, достаточно большое количество которых образуется при проведении буровзрывных работ. Образовавшиеся негабаритные куски породы либо не могут поместиться в зев дробилки для последующего измельчения, либо их просто сложно и неудобно транспортировать. Иногда накопившиеся негабариты сдвигают бульдозером на какую-либо площадку и вторично подрывают. При этом, в соответствии с правилами техники безопасности, с данной площадки эвакуируются люди и техника, добыча полезных ископаемых прерывается. Для исключения таких перерывов в работе карьеров применяются другие способы дробления негабаритов. Например, для этих целей применялись установки, использовавшие эффект электрогидравлического удара в жидкости, которая заливается в предварительно пробуренное в негабарите глухое отверстие. Применялись установки, в которых в пробуренное отверстие выстреливала водяная «пушка» струю воды под давлением 200 МПа. Использовался способ, в котором в пробуренное отверстие заливался специальный раствор, который при затвердевании расширяется, в результате чего негабарит разрушается на 2...3 части. Наконец, негабарит можно разрушить, забивая в пробуренное отверстие клин или применяя специальное приспособление, раздвигающее клиновое устройство с помощью гидроцилиндра. Однако все перечисленные способы разрушения негабаритов горных пород требуют бурения каждого негабарита для образования в нем определенной скважины, что является достаточно трудоемкой операцией.

Наиболее простым способом разрушения негабаритов все-таки является механический удар. Результаты испытаний подтвердили целесообразность создания гидроударника с энергией единичного удара свыше 15 кДж. Повышение энергии удара с 15 до 28 кДж приводит к росту эффективности дробления в 1,8-2 раза, так как с повышением энергии удара повышается степень дробления негабаритов.

Однако создание гидромолота такой мощности сопряжено с увеличением его стоимости, увеличением стоимости ремонта и технического обслуживания. Кроме того, достижение такой энергии единичного удара сопряжено с гидравлическими ударами большой силы, которые имеют место в гидросистеме привода гидромолота, а как следствие этого – увеличение вибрации во всем экскаваторе, на котором смонтирован гидромолот. Причиной этому служит то, что импульс, передаваемый от инструмента поверхности негабарита, распространяется также обратно в гидросистему. Создается ситуация, когда плотное прижатие инструмента гидромолота к поверхности негабарита, столь необходимое для более эффективного дробления, нежелательно из-за возникающих гидроударов.

Плотное, фиксированное прижатие инструмента к поверхности негабарита способствует уменьшению нежелательных касательных напряжений и лучшему трещинообразованию в глубине негабарита. Исходя из всего выше сказанного, можно предложить вместо гидромолота использовать дизель-молот.

Дизель-молот УР2-500 в процессе своей работы способен развивать энергию единичного удара 15 кДж, а УР2-1250 - 30 кДж. В данном случае существенным преимуществом дизель-молота перед гидромолотом является то, что дизель-молот в процессе работы механически развязан с несущим экскаватором. Если возникающие контактные напряжения в точке контакта инструмента с поверхностью негабарита и отражающийся импульс неблагоприятны для гидросистемы гидромолота, то для дизель-молота это является необходимым условием устойчивой работы. Следовательно, если гидромолот разрушает негабарит постепенным скалыванием небольших кусков от негабарита (полное разрушение примерно за 100 ударов при частоте 10 Гц), то дизель-молот разрушает негабарит, формируя в его массиве сеть

усталостных трещин, при этом он разрушается сразу, распадаясь на несколько примерно равных кусков (5-12 ударов при частоте 1 Гц).

Как сказано выше, крепление гидромолота и дизель-молота на стреле экскаватора различно, различны жесткость системы, в связи с этим различен принцип разрушения негабаритов. Предлагается 2 варианта крепления дизель-молота к экскаватору ЭО-4225-А.

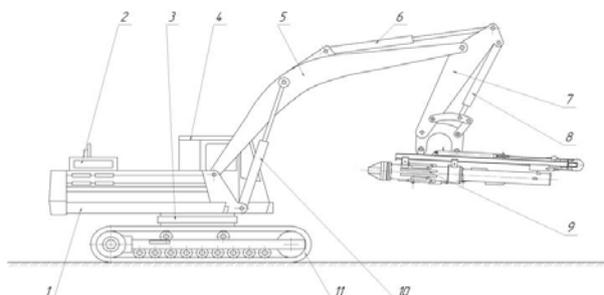


Рис. 1. Вариант 1 крепления дизель-молота к экскаватору ЭО-4225-А:

1 – платформа поворотная; 2 – установка силовая; 3 – рама; 4 – кабина; 5 – стрела моноблочная; 6 – гидроцилиндр рукояти; 7 – рукоять; 8 – гидроцилиндр ковша; 9 – дизель-молот; 10 – гидроцилиндр стрелы; 11 – гусеницы

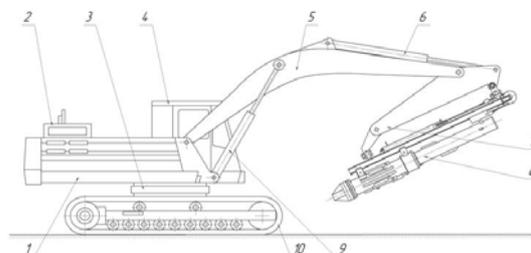


Рис. 2. Вариант 2 крепления дизель-молота к экскаватору ЭО-4225-А:

1 – платформа поворотная; 2 – установка силовая; 3 – рама; 4 – кабина; 5 – стрела моноблочная; 6 – гидроцилиндр рукояти; 7 – рукоять; 8 – дизель-молот; 9 – гидроцилиндр стрелы; 10 – гусеницы

Несмотря на все многообразие средств разрушения негабаритов до сих пор не существует такого способа, который бы мог эффективно осуществлять дробление негабарита.

Взрывной способ разрушения является весьма трудоемким процессом, требует специалистов высокого уровня и имеет значительный расход ВВ.

Разрушение путем сброса груза на негабарит. Несмотря на очень высокую энергию удара и простоту использования имеет низкую эффективность в связи с невысокой точностью попадания шар-бабы по негабариту. Кроме того реакции каната передаются на конструкцию экскаватора и отрицательно сказываются на нём.

Разрушение с помощью электрических установок сложно в эксплуатации из-за зависимости от источника электрической энергии.

Гидромолоты, несмотря на их широкое распространение и универсальность, не могут обеспечить эффективное дробление негабаритов в силу низкой энергии единичного удара. Также к недостаткам гидромолотов можно отнести зависимость их от гидросистемы экскаватора; непродолжительное время работы из-за нагрева рабочей жидкости, вследствие чего снижается энергия удара; в процессе работы необходимо обеспечивать прижатие гидромолота к негабариту, вследствие чего эффективность работы гидромолота падает с увеличением длины стрелы, реакции, возникающие от ударной нагрузки передаются на конструкции экскаватора.

Альтернативой гидравлическим и гидропневматическим ударникам могут быть дизельные молоты, приспособленные для дробления негабарита, основным достоинством которых является высокая энергия единичного удара и относительно небольшая стоимость.

База установки. Универсальный полноповоротный одноковшовый гидравлический экскаватор на гусеничном ходу тракторного типа представляет собой многоцелевую машину и предназначен для разработки грунтов I-IV категорий и предварительно разрыхленных скальных и мерзлых грунтов V-VI категорий с величиной кусков до 400 мм в карьерах, рытья котлованов, траншей, для погрузки грунта и сыпучих материалов, очистки каналов, а также для разрушения железобетонных и металлических конструкций. Машина может быть оснащена различными видами рабочего оборудования, таких как ковши, обратная лопата объёмом 0,65-1,42 м³, гидромолот, дизель-молот, зуб-рыхлитель, гидрорезище, грейфер копающий, а также оборудование для мелиоративных работ, погрузочное оборудование с ковшом двухчелюстным, прямая лопата объёмом 1,5 и 2,5 м³.

РАСЧЁТ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ДИЗЕЛЬ-МОЛОТА НА БАЗЕ БУЛЬДОЗЕРА Т-180Г

ТУМАНОВ Л. Н., БОЯРСКИХ Г. А.

ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

При добыче полезных ископаемых появляются негабаритные куски породы, которые затрудняют экскавацию, транспортирование и дробление породы на обогатительных фабриках.

Для решения задачи дробления негабаритных кусков породы существуют следующие способы по разделению негабарита на куски, а именно: взрывной и буровзрывной способы, электро-разрядное разрушение, пневмо-импульсное разрушение, а также различные механические ударные механизмы (крановый бутобой, гидро-пневмо молоты и дизель молоты).

Взрывной и буровзрывной способы имеют ряд существенных минусов, таких как трудоемкость, большой расход ВВ, остановка карьера и эвакуации техники и персонала на значительное расстояние от места взрывов, большой разлет осколков породы, из-за которых от этих способов стараются отказаться.

Пневмо-импульсное и электроразрядное разрушение мало эффективно, имеют дорогое и сложно настраиваемое оборудование, а также зависят от источников энергии и необходимости дробления каждого негабарита.

Гидромолоты обладают энергией удара от 0,5 до 20 кДж и частотой от 10 до 40 Гц, способны разбить негабариты в среднем за 100 ударов, но такая частота и сила удара, в первую очередь, пагубно сказывается на гидросистеме, а вибрация расшатывает механизмы базовой установки.

Дизель-молот на данный момент является одним из самых современных и технологичных решений этих задач. Он обладает силой единичного удара от 15 до 40 кДж и частотой до 40 ударов в минуту, относительно бесшумен, и негабарит разбивает за 5-12 ударов при частоте 1 Гц. Он прост в изготовлении, и при этом нет технических ограничений для навески дизель-молотов на самоходные шасси (бульдозеры, экскаваторы и т. д.).

Автор предлагает установить дизель-молот типа УР2-1250 на бульдозер типа Т180Г двумя способами (рис. 1, 2).

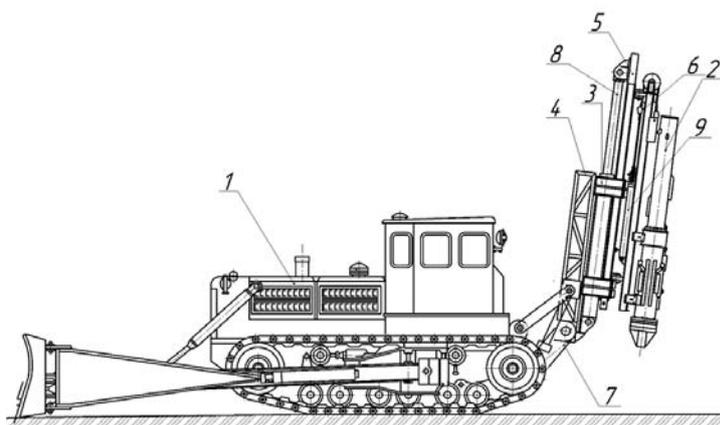


Рис. 1. Конструкция установки для дробления негабаритов на базе трактора Т-180Г, исполнение № 1.

Наименование узлов конструкции установки для дробления негабаритов на базе трактора Т-180:

1 – бульдозер; 2 – дизель-молот; 3 – силовой манипулятор; 4, 5, 6 – рама; 7, 8, 9 – гидроцилиндр

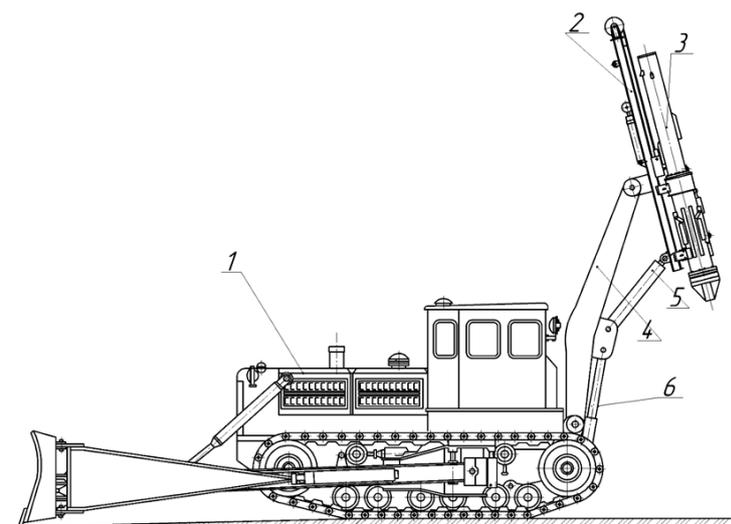


Рис. 2. Конструкция установки для дробления негабаритов на базе трактора Т-180Г, исполнение № 2.
 Наименование узлов конструкции установки для дробления негабаритов на базе трактора Т-180:

1 – бульдозер; 2 – дизель-молот; 3 – рама; 4 – стрела; 5, 6 – гидроцилиндр

База установки: бульдозер Т180Г, рыхлитель с отвалом предназначен для работы с навесным и прицепным оборудованием на строительных объектах, в дорожном строительстве, а также в газовой, горнодобывающей, лесной и других отраслях промышленности. На тракторе установлен четырехтактный, дизельный, шестицилиндровый двигатель Д-180 с вертикальным расположением цилиндров, предкамерным смесеобразованием, нераздельной камерой сгорания в поршне, жидкостной закрытой системой охлаждения, запуском от пускового двигателя П-23.

Муфта сцепления сухая, постоянно замкнутая, с двумя ведущими и двумя ведомыми дисками, с пневматическим сервомеханизмом.

Коробка перемены передач механическая, пятиступенчатая, четырехходовая, с шестернями постоянного зацепления. Механизм поворота планетарный, одноступенчатый. Для управления механизмами поворота используются пневматические сервомеханизмы. Планетарный механизм обеспечивает плавное изменение скорости каждой гусеницы (по отношению к другой гусенице), что позволяет поворачивать трактор по кривым различного радиуса. Главная передача коническая, со спиральными зубьями.

Конечные передачи одноступенчатые, с прямыми зубьями шестернями. Тормоза ленточные, двустороннего действия, работают в масляной ванне, снабжены пневматическими сервомеханизмами.

Подвеска трактора торсионная с балансирными каретками. Обеспечивает плавный ход на повышенных скоростях.

Дизель-молот УР-1250 со свободным падением ударной части изначально применялся в строительной практике.

Выбор установки дизель молота УР2-1250 на бульдозер Т180Г с отвалом обеспечивает быстроту дробления, мобильность и самостоятельность установки, так как бульдозер может самостоятельно подготовить для себя площадку под дробление негабаритов, расположить негабариты по площадке отвалом, раздробить их на необходимые части и транспортировать их на место экскавации для последующей транспортировки на обогатительные фабрики.

Вывод: этот способ наиболее подходит для дробления вторичных негабаритов, так как он более безопасный, технологичный и экономичный по сравнению со взрывными способами; более дешевый и менее трудоемкий по сравнению с электро-разрядными разрушениями и пневмо-импульсными способами; а также более экономичный, производительный и экологичный по сравнению с гидромолотами.

ОБЗОР СПОСОБОВ ВТОРИЧНОГО ДРОБЛЕНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ ПРИ ДОБЫЧЕ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ

НИФАНОВ И. А., МАМОНТОВ Н. П., БОЯРСКИХ Г. А.
ГОУ ВПО «Уральский государственный горный университет»

Дробление негабаритов до требуемых размеров может осуществляться либо с помощью взрыва (шпуровым способом или накладными зарядами), либо нанесением механического удара. Затраты на вторичное дробление горных пород достигают 30-35 % всех затрат на очистную выемку, а стоимость разработки мерзлых грунтов в 7-10 раз выше стоимости разработки тех же грунтов в летнее время.

Несмотря на все многообразие средств разрушения негабаритов до сих пор не существует такого способа, который бы мог эффективно осуществлять дробление негабарита.

Наиболее распространены в данный момент следующие способы.

Взрывной и буровзрывной способ. Отличия этих методов разрушения в следующем: расход ВВ у взрывного способа в 10 раз выше, чем у буровзрывного – 2-3 кг/куб. м, но менее трудоемок, так как не требуется процесс бурения шпуров. В остальном же они имеют общие достоинства и недостатки. Минусы – сильное разрушительное воздействие взрывной волны на элементы кровли; большая площадь оцепления места взрывания; необходимость предварительного складирования негабаритов перед дроблением, остановка добычи полезных ископаемых на время проведения работ (эвакуация людей и техники), выброс ядовитых газов в трудно проветриваемую атмосферу карьера (следовательно, необходимо еще время на проветривание).

Гидромолоты. Частота ударов современных гидромолотов колеблется в диапазоне от 10 до 40 Гц. Энергия ударов – от 0,5 до 20 кДж. Преимущества: большая удельная мощность, автономность работы, отработанность конструкции. Недостатки: шум (при жесткой подвеске гидромолота среднего класса в щеках уровень внешнего шума в радиусе 8...10 м составляет 94...98 дБ (А) когда ударный блок гидромолота установлен в коробчатом кожухе, уровень внешнего шума снижается примерно на 5...8 дБ (А)), высокая стоимость, низкий коэффициент передачи энергии удара (0,3-0,4), высокая энергоемкость дробления, связанная с относительно низкой энергией единичного удара, передача ударных нагрузок на стрелу и корпус несущей машины, опасность разлета осколков породы – нанесение травм людям и мелких повреждений техники, принципиальная невозможность систематического нанесения ударов в одну точку (инструмент после каждого ударного цикла отскакивает от негабарита).

Альтернативой гидравлическим и гидропневматическим ударникам могут быть *дизельные молоты*, приспособленные для дробления негабарита, основным достоинством которых является высокая энергия единичного удара и относительно малая стоимость.

Преимущества установки на базе трубчатого дизель-молота: высокая энергия единичного удара (а значит, и низкая энергоемкость дробления), отработанность конструкции дизель-молота, отсутствие отскоков инструмента от негабарита, нет осколков породы, отлетающих от негабарита, не происходит переизмельчения горной породы, стоимость дизель-молота в разы ниже стоимости гидромолота, то же касается и технического обслуживания агрегатов. Также можно внедрить разрушение механическим ударом на карьерах, где применение гидромолота экономически нецелесообразно.

Сложности использования дизель-молота при дроблении негабаритов: необходимость поддержания устойчивой работы; необходимость повторного пуска дизель-молота после каждого последующего разрушения негабарита в связи с потерей степени сжатия; влияние температуры окружающей среды на запуск дизель-молота.