**Состояние рудничного водоотлива. Проблема очистки водосборников**

2013

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ

ВВЕДЕНИЕ

. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

.1 Краткие сведения о поршневых насосах

.2 Современные типы поршневых насосов, выпускающиеся ведущими мировыми производителями

.3 Проблемы эксплуатации поршневых насосов

.4 Преимущества и недостатки поршневых насосов

. ВЛИЯНИЕ ШАХТНОГО ШЛАМА НА РАБОТУ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

.1 Шахтный шлам, его показатели и характеристики

.2 Определение влияния шахтного шлама на работу поршневых насосов

.3 Методика поэтапного расчёта поршневого шламового насоса

.4 Итоги исследования влияния шахтного шлама на работу поршневых насосов

. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ И РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ НАСОСОВ

.1 Условия для разработки технологических мероприятий и эксплуатации оборудования

.2 Пример разработанных технологических мероприятий

. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК
ВВЕДЕНИЕ

**Вернуться в каталог готовых дипломов и магистерских диссертаций –**

[**http://учебники.информ2000.рф/diplom.shtml**](http://учебники.информ2000.рф/diplom.shtml)

Производительная работа подземных рудников, при отработке медно-колчеданных месторождений Южного Урала, зависит от эффективности работы рудничного водоотлива, обеспечивающего осушение рудного поля. Рудничный водоотлив является одним из важных вспомогательных процессов подземной добычи руд, так как несвоевременная откачка шахтной воды создает угрозу не только затопления рудника, но и повышение себестоимости добычи полезного ископаемого.

В настоящее время вводятся в эксплуатацию и подвергаются реконструкции большинство перспективных подземных рудников в связи с необходимостью увеличения добычи полезных ископаемых, что приводит к нарастанию концентрации горных работ, увеличению протяженности горных выработок, глубины разработки и, соответственно, изменению водопритоков в подземные горные выработки. Число подземных рудников (шахт) с водопритоками в горные выработки более 400÷600 м3/ч возросло на 40÷50 % при понижении горных работ до 800 м.на подземных рудниках ОАО «Учалинский ГОК» («УГОК») и до 1310 м на подземных рудниках ОАО «Гайский ГОК» («ГГОК»).

В свою очередь осушение медно-колчеданных месторождений зависит, как от гидрогеологических и горнотехнических факторов, так и от применяемых средств осушения, т.е. рудничного водоотлива.

Для нормальной работы оборудования насосных станций рудничного водоотлива необходимо регулярно очищать водосборные емкости (водоотливные канавки, отстойники, главные водосборники, приемные колодцы и зумпфы) подземных рудников от механических примесей.

Несвоевременная очистка водосборных емкостей насосных станций приводит к уменьшению их полезного объема и увеличению загрязненности откачиваемой шахтной воды механическими примесями, что в два-три раза сокращает межремонтный срок службы насосов, так как при заиленных водосборных емкостях насосы перекачивают в час вместе с шахтной водой до 200 кг механических абразивных примесей. Это в три раза больше количества механических примесей, откачиваемых насосами при очищенных водосборных емкостях. [1]

При этом очистка водосборных емкостей подземных рудников в настоящее время — сложный, трудоемкий технологический процесс в частично затопленных и непроветриваемых выработках, требующий вывода из основного технологического процесса очистных работ погрузочно-транспортных машин, составов с локомотивами или другого оборудования, что повышает себестоимость добычи медно-колчеданных руд.

В связи с повышением стоимости энергоресурсов возникает необходимость разработки новых энергосберегающих технологий, как при откачке шахтных вод, так и при очистке водосборных емкостей, так как затраты по электроэнергии на рудничный водоотлив составляют до 45÷50% от общего ее расхода горным предприятием [2].

|  |
| --- |
| [Вернуться в библиотеку по экономике и праву: учебники, дипломы, диссертации](http://учебники.информ2000.рф/index.shtml)[Рерайт текстов и уникализация 90 %](http://учебники.информ2000.рф/rerait-diplom.shtml)[Написание по заказу контрольных, дипломов, диссертаций. . .](http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml) |

Поэтому вопросы повышения эффективности эксплуатации рудничного водоотлива, обоснования и разработки эффективных технологий откачки шахтных вод и средств очистки водосборных емкостей при отработке медно-колчеданных месторождений являются актуальными для горных предприятий.

1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ

Рудничный водоотлив при отработке медно-колчеданных месторождений является одним из важных вспомогательных процессов подземной добычи руд, так как несвоевременная откачка шахтной воды делает невозможным выполнение производственного процесса подземных работ и создает угрозу не только затопления подземного рудника, но увеличивает себестоимость добычи руды. Перекачиваемая шахтная вода характеризуется наличием механического, химического и бактериального загрязнения, а также высокой минерализацией (иногда свыше 70 г/л).

По химическому составу шахтная вода (т.е. вода, отводимая от осушаемого месторождения полезного ископаемого отрабатываемого подземным рудником, не проходившая химическую обработку и очистку от механических примесей) классифицируется по водородному показателю (рН) на кислотную, нейтральную и щелочную. В работе[3]приведена классификация шахтной воды по водородному показателю как: сильнокислотная рН=0÷3; кислотная рН=4÷5; нейтральная рН=6÷8; слабощелочная рН=8÷10; щелочная рН=11÷14.

Содержание механических примесей в шахтной воде изменяется в широких пределах: от 20 до 5000 мг/л и выше.

Содержание взвешенных частиц в шахтной воде определяется в химических лабораториях горных предприятий методом взятия проб шахтной воды: при впадении в водосборник и в откачиваемой воде без взмучивания из приемных колодцев насосных станций [2].

В процессе ведения горных работ возникает необходимость в перекачивании больших объемов шлама на дальние расстояния. При этом из-за значительной длины трубопроводов и сложного рельефа местности сопротивления в пульповоде бывают настолько высоки, что напора одного насоса для подачи транспортируемого материала бывает часто недостаточно.

В настоящее время широкое распространение и применение получили центробежные насосы. Оптимальный напор для одного центробежного насоса составляет 50-60 м, хотя иногда, в зависимости от абразивности шлама, применяется напор до 100 м. Для обеспечения перекачки шламов на большие расстояния используется более одного насоса на линии, т.е. применяется так называемая многоступенчатая перекачка.

Для повышения эффективности эксплуатации рудничного водоотлива и снижения энергозатрат на транспортировку шлама предлагается применение поршневых насосов.

Для повышения эффективности эксплуатации рудничного водоотлива и снижения энергозатрат на транспортировку шлама предлагается применение поршневых насосов.

Вышеперечисленные обстоятельства указывают на необходимость научного подхода к решению проблемы эффективного использования поршневых насосов для перекачки шахтного шлама с целью снижения себестоимости выпускаемой продукции и повышения ее тем самым конкурентоспособности.

Определение физико-химических и физико-механических свойств шахтной воды и примесей, содержащихся в шахтной воде, а так же исследование зависимостей относительно контактных пар шлам-трубопровод и шлам-элементы насосав настоящее время являются одним из необходимых направлений исследований.   .1 Краткие сведения о поршневых насосах

Поршневые насосы находят применение во многих отраслях промышленности. Они применяются в химическом производстве, при добыче нефти и в нефтеперерабатывающих установках, в горном деле, на водном транспорте и в других отраслях народного хозяйства.

Поршневые насосы отличаются большим разнообразием конструкций и широтой применения. Действие поршневых насосов состоит из чередующихся процессов всасывания и нагнетания, которые осуществляются в цилиндре насоса при соответствующем направлении движения рабочего органа — поршня или плунжера. Эти процессы происходят в одном и том же объёме, но в различные моменты времени.

Принцип действия: при возвратно-поступательном движении поршня (плунжера) в цилиндре поршневого насоса происходит всасывание и нагнетание перекачиваемой жидкости. Под действием перепада давлений сначала жидкость поднимается по всасывающему трубопроводу и поступает в цилиндр насоса через открывающийся всасывающий клапан. При возвратном ходе поршня возникает перепад давления и происходит открытие нагнетательного клапана (всасывающий клапан закрыт), по которому жидкость в дальнейшем нагнетается в трубопровод. Цикл повторяется.

Основными узлами поршневых насосов являются цилиндр, поршень или плунжер и регулирующие клапаны.   .2 Современные типы поршневых насосов, выпускающиеся ведущими мировыми производителями

шахтный шлам поршневой насос

В настоящее время признанными мировыми лидерами в производстве поршневых насосов являются корпорации и фирмы WeirMinerals (дивизион GEHO), Putzmeisterи Feluwa. Помимо насосов для перекачки шахтного шлама, вышеперечисленные производители предлагают комплексные решения по оснащению промышленных предприятий различными технологическими системами такими, как насосы для перекачки хвостов, насосы для закладки отработанных выработок, системы обезвоживания шахтных и карьерных выработок, основанные на применении высокопроизводительных поршневых клапанных насосах, бетононасосы для строительства тоннельных и шахтных галерей, оборудование для торкретирования (набрызга) бетона, а также оборудование для перемешивания и перемещения бетона.

Компания GEHOна данный момент предлагает 6 серий насосов для различных показателей шахтного шлама. Характеристики данных серий насосов приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 — Характеристики насосов компании GEHO

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Серия | Описание насоса | Вязкость, мПА\*с | Концентрация твёрдой фазы, % | Размер частиц, мм |
| ZPR | Двухцилиндровый поршневой насос с приводом от коленчатого вала | < 8000 | < 75 | < 8 |
| TZP | Трёхцилиндровый поршневой насос с приводом от коленчатого вала | < 8000 | < 75 | < 8 |
| ZPM | Двухцилиндровый мембранно-поршневой насос с приводом от коленчатого вала | < 8000 | < 75 | < 8 |
| TZPM | Трёхцилиндровый мембранно-поршневой насос с приводом от коленчатого вала | < 8000 | < 75 | < 8 |
| DHC | Поршневой насос с гидравлическим приводом клапанного типа | < 50000 | < 80 | < 15 |
| DHT | Поршневой насос без клапанов с гидравлическим приводом | < 100000 | < 90 | < 80 |

Серия TZP — это трехцилиндровые поршневые насосы одностороннего действия с приводом от коленчатого вала. Принципиальное отличие от ZPR — рабочий ход поршня только в одну сторону. В конструкции клапанов отсутствуют сальниковые камеры. Это позволяет уменьшить число изнашиваемых частей и делает этот насос перспективным для перекачки абразивной пульпы при больших давлениях.

Конструкторскими отличиями от так называемых землесосов и от плунжерных насосов являются: большая длина хода поршня, меньшее число ходов поршня в минуту, используются классические типы клапанов и все узлы приводной части имеют значительно больший срок службы, даже, если скорости варьируются в широких диапазонах.



Рисунок 1 — Трёхцилиндровый поршневой насос GEHOTZP

Приводная часть в литом корпусе передает крутящий момент от внешнего понижающего редуктора поршням посредством соединенного линейно коленчатого вала из кованой стали, ползунов и соединительных тяг. Зажимное устройство и специальный инструмент обеспечивают снятие поршня и гильзы цилиндра. Для увеличения срока службы могут использоваться керамические гильзы или высокотвердые покрытия. Поршневое направляющее кольцо центрирует положение уплотнительных колец внутри гильзы. Масло, впрыскиваемое в цилиндр, снижает трение и износ. Конструкция тарельчатых клапанов позволяет производить их техническое обслуживание вместе с гидравлически освобождаемым коническими седлами.

Принципиальное отличие мембранно-поршневых насосов серий ZPM и TZPM от поршневых заключается в наличии формованной мембраны, защищающей поршень и гильзу цилиндра от скользящего контакта с абразивной средой. Мембрана имеет предварительно формованную конструкцию, которая исключает растяжение эластомера. Долгий усталостный срок службы достаточен для замены ее только при плановом годовом обслуживании. Позиция мембраны регулируется в обоих направлениях путем добавления или удаления толкающей жидкости, заполняющей пространство между поршнем и мембраной. Направляющий шток позволяет контролировать положение мембраны.



Рисунок 2 — Трёхцилиндровый мембранно-поршневой насос GEHOTZPM



Рисунок 3 — Мембрана насоса GEHOZPM

Единственными изнашиваемыми частями насоса являются всасывающий и нагнетательный тарельчатые клапаны. Для различных пульп требуются различные конструкции клапанов и соответствующая комбинация металлических и эластомерных компонентов. Они могут быть изменены в процессе работы, на основании анализа эксплуатационных затрат.

Демпфер, предварительно закачанный азотом, служит для снижения пульсаций давления потока в нагнетательном трубопроводе и вызываемых ими ускорений. Объем демпфера пропорционален размеру насоса и зависит, также, от вспомогательных и остаточных колебаний давления. Демпфер на всасывающей стороне насоса служит для повышения существующей высоты столба жидкости над всасывающим трубопроводом или для обеспечения лучшего заполнения насоса.

Поршневой насос серии DHC снабжен гидравлически управляемыми всасывающими и нагнетательными клапанами большого диаметра и хода. Насос предназначен для перекачки довольно вязких паст с размером частиц обычно не более 15 мм. Конструкция клапанов аналогична используемой в мембранных насосах, за исключением того, что тарелка клапана крепится напрямую к приводному штоку. Последовательность работы и нагрузок привода предотвращают возможность открытия клапана при нагнетательном ходе поршня. В результате, система имеет встроенную защиту от противотока, даже в случае блокирования клапана в открытом положении.



Рисунок 4 — Поршневой насос GEHODHCклапанного типа

Поршень представляет собой металлический корпус с направляющим кольцом и заменяемым уплотнительным кольцом, которое скользит в прецизионно-обработанном цилиндре, имеющем хромовое покрытие. Направляющее кольцо предохраняет трение поршня о поверхность цилиндра, а хромовое покрытие толщиной 0, 4 мм удваивает срок службы и уменьшает чувствительность к возникновению царапин и трещин. Проточная часть насосов серии DHT включает бункер с перепускным патрубком. S-образный патрубок способен поворачивается на нагнетательной стороне, в то время как впускная сторона патрубка перемещается между двумя фланцами цилиндров.



Рисунок 5 — Поршень насоса GEHODHC

В конце всасывающего хода патрубок закрывает фланец цилиндра и изолирует заполненный цилиндр от всасывающего бункера. В течение следующего нагнетательного хода поршень проталкивает пульпу через патрубок в нагнетательный трубопровод. Переключение патрубка между цилиндрами происходит за долю секунды.



Рисунок 6 — Поршневой насос GEHODHТбезклапанного типа с S-образным шибером

При перекачке паст противоток из нагнетательной области в бункер будет минимальным и, что немаловажно, пульсации давления будут минимальными в случае жесткого закрепления трубопроводной системы. Впускной конец патрубка снабжен соплом, которое скользит по несущей пластине. В случае работы с абразивными пульпами может применяться керамика для повышения износостойкости и сопротивляемости к коррозионному истиранию.

Осевая нагрузка перемещает конец патрубка к переключающей втулке, что обеспечивает автоматическую настройку положения патрубка и предотвращает преждевременную его замену в результате вымывания и износа шлицевого вала.



Рисунок 7 — S-образный патрубок поршневого насоса GEHODHТ

Шламовый насос HSP 25.100 HP фирмы Putzmeister для перекачки сред с высоким содержанием твёрдого состоит главным образом из двух гидравлических цилиндров, двух подающих цилиндров, а также распределительной головки с тарельчатыми клапанами с гидравлическим приводом. Для привода насоса HSP 25.100 применяется электрогидравлический агрегат мощностью 315 кВт. Распределительная головка насоса имеет большие всасывающие и напорные клапаны с сечением 220 мм на каждый подающий цилиндр. Фирма Путцмайстер специально применяет такие крупные элементы в подающей системе с целью снижения скорости материала, а также минимизации износа клапанных сёдел и тарелок.

Для гарантированного обеспечения круглосуточной непрерывной работы насосного комплекса (8.760 рабочих час/год) помимо основного насоса и приводного агрегата используется один дополнительный насос и приводной агрегат, которые постоянно находятся в резерве.

Две насосные системы установлены рядом друг с другом и соединены с подающей магистралью через гидравлический шибер переключения магистралей DVH 4/2 с Y-образной трубой. С помощью данного шибера и электро-гидравлического привода НА 11 Е каждый из насосов может быть соединён с подающей магистралью.



Рисунок 8 -ШламовыйнасосHSP 25.100 HPфирмыPutzmeister

После Y-образной трубы в подающую магистраль ZX 200 встроен вертикальный гидравлический демпфер HPD 200/750 высокого давления (Рис. 8). В процессе рабочего хода поршня насоса HSP 25.100 демпфер заполняется транспортируемым материалом. Непосредственно перед окончанием рабочего хода подающего поршня включается демпфер и вытесняет набранный в себя материал в подающую магистраль во время краткого перерыва в работе поршней основного насоса, происходящей при их переключении. Благодаря этому обеспечивается непрерывный поток транспортируемого материала и минимизируются декомпрессионные удары.

Опыт производства и новейшие разработки компании Feluwaпривели к созданию шланго-мембранных насосов с двойной шланговой мембраной MULTISAFE. По принципу действия это герметичные объемные насосы с двойной защитой гидравлической приводной части и окружающей среды от перекачиваемого продукта посредством двух шланговых мембран расположенных одна в другой. Плоская мембрана в данных наосах не используется. В насосах MULTISAFE применяется полная система диагностики для постоянного контроля состояния первичной и вторичной шланговых мембран (с помощью датчиков давления), обратных клапанов (система мониторинга работы клапанов FELUWA — FVPMS), всасывающего давления, а также температуры гидравлического масла и смазочного масла приводной части.

**[Смотрите также:   Дипломная работа по теме "Работа со сленгом на уроках русского и английского языка в начальной школе"](https://sprosi.xyz/works/diplomnaya-rabota-po-teme-rabota-so-slengom-na-urokah-russkogo-i-anglijskogo-yazyka-v-nachalnoj-shkole/%22%20%5Ct%20%22_blank)**

Практические испытания, проводимые компанией показывает, что перекачка абразивных материалов выводит из строя дорогостоящий корпус мембраны в течение 3-5 лет.

В конструкции насосов компании Фелува отсутствует контакт среды и корпуса мембраны, следовательно нет износа.

В случае порыва одной шланговой мембраны, ее роль выполняет вторая, что позволяет избежать внеплановой остановки насоса, а также сохранить чистоту гидравлического масла, которое является довольно дорогостоящим.



Рисунок 9 -Двухшланговый мембрано-поршневой насос Feluwa MULTISAFE

Шланговые мембраны насосов MULTISAFE не сдавливаются механически. Вместе с движением поршня они совершают только пульсирующие движения, сравнимые с работой человеческих вен. Эластичный изгиб шланговых мембран управляется и происходит концентрически, благодаря их специфической форме. Благодаря гидравлическому подпору шланговые мембраны подвержены небольшим нагрузкам даже при высоких рабочих давлениях. Высокие показатели средней наработки на отказ шланговых мембран, по утверждениям производителя, выше, чем у плоских мембран.

Одним из главных преимуществ насосов MULTISAFE является прямолинейный поток среды без изгибов через проточную часть насоса, что важно для перекачки агрессивных, абразивных и несущих твёрдые частицы жидкостей, к которым относится и шахтный шлам, и пульп, даже при высокой вязкости. В отличие от мембранных насосов, шланговые мембраны не требуют дополнительных обжимных колец, на которых осаждаются частицы шахтного шлама, что приводит к раннему выхода из строя мембраны.   .3 Проблемы эксплуатации поршневых насосов

Для устранения неравномерности подачи — специфического недостатка поршневых приводных насосов — имеется ряд конструктивных приёмов.

Одним из них является установка на напорных и всасывающих линиях воздушных колпаков (демпферов), обеспечивающих более равномерную подачу.

Благодаря большой упругости воздуха, находящегося в демпфере, жидкость до всасывающего демпфера и после нагнетательного демпфера имеет меньшую неравномерность потока, достаточную для нормальной работы всей гидравлической системы. Помимо использования демпферов в поршневых насосах применяется конструкция с двухсторонним действием поршня. У поршневых насосов двухстороннего действия камеры с клапанами располагаются по обе стороны цилиндра и, поэтому, движение поршня в любую сторону является рабочим: циклу всасывания в одной камере соответствует цикл нагнетания в другой и наоборот.

Другим, весьма эффективным способом снижения неравномерности подачи, является использование многопоршневых (многоплунжерных) насосов с параллельным подключением цилиндров, поршни (плунжеры) которых приводятся в движение от общего коленчатого вала. Кривошипы коленвала расположены по отношению друг к другу под определённым углом. Наибольшее распространение нашли трёхплунжерные насосы, у которых кривошипы расположены относительно друг друга под углом 120°. Широкое распространение в насосах этой группы получило применение плунжера в качестве вытеснительного элемента рабочей камеры потому, что плунжер допускает большую, чем поршень, быстроходность насоса, что обеспечивает значительное снижение массогабаритных характеристик насоса, а, следовательно, и агрегата.

Плунжер представляет собой цилиндр, имеющий внешнее уплотнение на входе в рабочую камеру и движущийся, не касаясь внутренних стенок рабочей камеры (его направляющие находятся в приводной части и могут смазываться). Поршневые и плунжерные насосы имеют одну и ту же область применения, но последние проще в эксплуатации, т.к. у них меньше изнашиваемых деталей (в гидравлической части отсутствуют поршневые кольца, манжеты и другие детали, работающие непосредственно в рабочей жидкости). Наиболее сложной проблемой для поршневых и плунжерных приводных насосов является регулирование подачи.

Длительное время отечественное машиностроение решало эту проблему для насосов этого типа средней мощности (5, 5 — 90 кВт), встраивая в насос механизм изменения длины хода плунжера (поршня). Это решение воплотилось в насосах типа Тр, ХТр и др. С появлением большой гаммы электроприводов с тиристорными преобразователями частоты (ТПЧ) и снижением их относительной цены насосные заводы перешли на выпуск нерегулируемых насосов, которые для регулирования подачи могут быть укомплектованы системами ТПЧ (по заказу).

Рабочий процесс в насосе объёмного типа основан на перемещении жидкости из рабочей камеры, герметично отделяемой от всасывающей и нагнетательной магистралей. При этом обеспечивается, так называемая, «жёсткая» рабочая характеристика насоса. Теоретическая напорная характеристика в привычных для центробежного насоса координатах (подача откладывается по оси абсцисс) представляет собой практически вертикальную прямую линию, параллельную оси ординат.

В действительности наблюдается незначительное уменьшение подачи с увеличением давления нагнетания (напора), определяемое возрастанием утечки жидкости через зазоры внутри насоса (отклонение характеристики от вертикали). Максимальное давление нагнетания (напор), создаваемое насосом, определяется прочностью насоса и мощностью двигателя. Превышение указанного в паспорте рабочего давления не допускается без согласования с заводом-изготовителем. В системе с насосами объёмного типа должны быть предусмотрены предохранительные клапаны или другие защитные устройства, обеспечивающие перепуск перекачиваемой жидкости из напорного трубопровода во всасывающий (байпасирование), если давление в системе превысит установленный предел, (например, при закупорке трубопровода). Длительность перепуска жидкости через предохранительный клапан (если он предусмотрен конструкцией насоса) ограничивается температурой нагрева клапана или всего насоса.

Величину давления, при котором происходит полный перепуск перекачиваемой жидкости из полости нагнетания в полость всасывания, регулируют пружиной предохранительного клапана, причём эта величина не должна превышать величину максимально допускаемого рабочего давления насоса.

В связи с тем, что насосы объёмного типа создают большой напор, величины напора в напорных характеристиках измеряются в атмосферах (кГс/см2) или мегапаскалях (МПа).

Наличие в перекачиваемой жидкости взвешенного воздуха или других газов может значительно снизить подачу насоса при давлениях более 100 кГс/см2.

Область применения поршневых насосов — относительно малые подачи при больших давлениях.

Характерной особенностью эксплуатации объёмных насосов является необходимость обеспечения надёжной работы предохранительных устройств электроконтактных манометров. Это касается прежде всего предохранительных клапанов и мембран.   .4 Преимущества и недостатки поршневых насосов

Преимущество поршневых насосов — возможность генерировать большие давления. Это достигается установкой цилиндра большего диаметра, или насосной секции меньшего диаметра, что позволяет менять соотношение их сечений, и как следствие, давление в насосной секции. Другое немаловажное преимущество поршневых насосов — благодаря своей конструкции они автоматически останавливаются при достижении рабочего давления. Т.е. не нужны спускные клапаны, улучшается безопасность работы.

Одним из недостатков работы поршневого насоса является падение давление при изменении движения поршня в крайних точках. Из-за этого в потоке возникают пульсации.

Основным недостатком поршневых насосов является необходимость периодической замены уплотнительных элементов, невозможность перекачивать высоконаполненные жидкости или вещества с твердыми включениями, большая длина, необходимость вертикального расположения. Это связано с конструкцией впускного и выпускного клапанов насоса, их различными размерами (выпускной клапан существенно меньше впускного клапана) и наличия уплотнения между поршнем и цилиндром.

Например, при существенном отклонении положения насоса от вертикали, шарики клапанов выпадают из своих седел, и клапаны переходят в положение постоянно открытых. При перекачивании жидкостей, содержащих наполнители или твердые включения, допустимый размер включений определяется диаметром отверстия выпускного клапана, которое невелико. Кроме того, при перекачивании наполненных субстанций происходит абразивный износ шариков и седел клапанов, налипание на них наполнителя, износ и повреждение стенок цилиндра насоса и уплотнения поршня. В результате ухудшается прилегание шариков к седлам, цилиндр покрывается микроскопическими канавками и царапинами, изнашивается уплотнение. Как следствие, насос начинает «протекать»: на такте всасывания выпускной клапан поршня находится в полуоткрытом положении вместо закрытого, поршневое уплотнение неплотно прилегает к стенке цилиндра, и жидкость из верхней камеры перетекает в нижнюю через выпускной клапан и зазоры между уплотнением поршня и цилиндра; на такте выпуска впускной клапан находится в полуоткрытом положении и жидкость течет обратно во впускной коллектор из нижней камеры, и из верхней камеры в нижнюю через зазоры между уплотнением поршня и цилиндра. Это приводит к ухудшению скорости перекачивания насоса, падению давления. В этом случае необходимо разбирать насос, чистить клапаны, менять износившиеся детали, шлифовать внутреннюю поверхность цилиндра насоса с целью удаления микроскопических царапин, оставленных частицами наполнителя.
2. ВЛИЯНИЕ ШАХТНОГО ШЛАМА НА РАБОТУ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ   .1 Шахтный шлам, его показатели и характеристики

Шахтный шлам (нем. буквально — грязь)- это осадок водосборных емкостей, содержащий в гидросмеси (шламо-иловой пульпе) взвешенные и твердые частицы горных пород (размером до 2÷3 мм и более).[1]

Шахтный шлам характеризуется показателями, приведёнными в таблице 2.1.

Таблица 2.1 — Показатели шахтного шлама

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование | Единица измерения | Значение |
| Водородный показатель, pH | — |   |

Мера активности <#»898787.files/image010.gif»>

Рисунок 10 — Классификация шлама по типу оседания   .2 Определения влияния шахтного шлама на работу поршневых шламовых насосов

Для снижения энергоемкости процесса перекачки шахтного шлама и повышения надежности и долговечности рабочих элементов поршневых насосов, необходимо исследовать и определить оптимальные режимы работы поршневых насосов, при откачке и транспортирование шахтного шлама будет производиться с необходимыми значениями производительности и напора.

При выборе поршневого насоса необходимо учитывать следующие показатели шахтного шлама:

—       размеры частиц;

—       удельная масса частиц;

—       удельная масса жидкости;

—       концентрация по весу (в процентах);

—       концентрация по объёму (в процентах);

—       удельная масса шлама;

—       процентное содержание частиц (процент частиц размером менее 75 микрометров);

—       форма частиц (круглая или плоская).

Зная значения данных показателей становится возможным произвести поэтапный расчёт необходимого поршневого шламового насоса для заданных условий.   .3 Методика поэтапного расчёта поршневого шламового насоса

Приведённая методика расчёта поршневого шламового насоса является адаптацией под отечественные нормы и стандарты методики выбора насосов, предлагаемой фирмой Flygt.[4]

**Этап 1**. Необходимо определить плотность, удельную плотность шлама и удельную плотность твёрдых частиц.

Удельная масса — это плотность определённых материалов, нормированных плотностью воды.

Объемы шламаV(м3) при различной плотности определяются по следующей зависимости

,    (2.1)

где Q — количество твердого в единице объема, т/м3; R — отношение массы жидкого к массе твердого, %; ρтв — плотность твердого, т/м3.

,    (2.2)

где ρпульпы — плотность пульпы, т/м3 (в данном за значение плотности пульпы применяем значение плотности шлама).

**Этап 2.** Требуется рассчитать критическую скорость.

В настоящее время одним из основных и наиболее разработанных вопросов гидравлического расчёта является определение критических скоростей.

Критерием для установления скорости потока служит критическая скорость vкр, т.е. наименьшая скорость, при которой шлам не скапливается в шламопроводе.

При определении скорости, напора или давления несущей среды первостепенное значение имеют крупность частиц и плотность перемещаемой гидросмеси. Размер частиц твердой фазы определяет условия их гидродинамического взаимодействия с потоком несущей жидкости. По преимущественному содержанию определенного класса частиц выделяют следующие виды гидросмесей[5]:

—       коллоидные, содержащие частицы размерами до 1 мкм;

—       структурные (гидрозоли), содержащие твердые частицы размерами от 1 до 50 мкм, получаемые диспергированием (для частиц структурных жидкостей гидродинамическое взаимодействие определяется в основном силами вязкости — законом Стокса);

—       тонкодисперсные — с частицами размерами от 50 до 150 мкм, получаемые чаще всего измельчением (для тонкодисперсных гидросмесей — суспензий — взаимодействие частиц и жидкости определяется зависимостью гидравлического сопротивления от вязкости жидкости; это сопротивление тем больше, чем мельче частицы);

—       грубодисперсные- с частицами размерами от 0, 1-0, 15 мм до 1, 5-2 мм;

—       неоднородные грубодисперсные — с частицами размерами более 1, 5-2 мм (взаимодействие потока с частницами лежит в области квадратичных сопротивлений);

—       полидисперсные — с частицами различной крупности.

Гранулометрический состав твёрдой фазы гидросмесей можно приближённо охарактеризовать среднеарифметической (средневзвешанной) крупностью частиц [6]:

, (2.3)

где  — средняя крупность частиц из i- го интервала,  — массовое процентное содержание частиц i- го интервала,

С позиций гидродинамики вструктурныхгидросмесях при насыщении жидкости твердыми веществами более 35 % вследствие малых размеров частиц и большой их концентрации основную роль в движении смеси играет твердая фаза.

В то же время в различных гидросмесях при концентрации до 25-35 % по объему основная роль в переносе твердого компонента принадлежит жидкости. Процессы в них носят гидродинамический характер, обусловленный скоростями и давлениями внутри жидкости и на границах соприкосновения жидкости с поверхностью трубопроводов.

Для определения критических скоростей движения шлама в шламопроводе предложено свыше десятка формул. В некоторых формулах критическая скорость vкр зависит от плотности пульпы, которая выражена в весовой консистенции по отношению веса воды или в объёмной консистенции, в других формулах вместо плотности пульпы употребляется удельный вес гидросмеси. Так же, в формулы входит весовая консистенция от веса гидромассы употребляется объёмная консистенция от объёма воды.

Аналитическая проверка, проведённая учёными, показывает большое расхождение в значениях критических скоростей и гидравлических уклонов по формулам, предложенным разными авторами.

Опыт гидравлического транспортирования шламов показывает, что наибольшая степень сходимости результатов расчёта критических скоростей с данными эксплуатации получается по формулам Всесоюзного научно-исследовательского института гидротехники им. Веденеева (ВНИИГ). [7, 8]

Данные формулы определены для различных диапазонов средневзвешанного размера твёрдых частиц dср, выраженного в миллиметрах.

) для dср ≤0, 07 мм

,   (2.4)

где — весовое содержание твёрдого в шламе, выраженное в процентах по отношению к весу воды; D — диаметр пульпопровода.

) для 0, 07 мм<dср ≤0, 15 мм

,   (2.5)

) для 0, 15 мм<dср ≤0, 4 мм

,  (2.6)

) для 0, 4 мм<dср ≤1, 5 мм

, (2.7)

где d — средневзвешенный размер твёрдых частиц, выраженный в миллиметрах.

) для dср >1, 5 мм

. (2.8)

Для расчётов и построения графиков зависимостей между средневзвешенным размером твёрдых частиц, весовым содержанием твёрдого в шламе и диаметром трубопровода принимаем следующие наиболее распространённые на горно-добывающих предприятиях Южного Урала значения:

диаметр трубопровода — согласно ГОСТ 9940-81 «Трубы бесшовные горячедеформированные из коррозионно-стойкой стали» принимаем диаметры трубопроводов: 76, 83, 89; 95; 102; 114; 121; 127; 133; 140; 146; 152; 159; 168; 180; 194; 219; 245; 273 и 325 метра.[9]

средневзвешенный размер твёрдых частиц — от 0, 02 до 2 мм;

весовое содержание твёрдого в шламе — 60 %;

Как видно из формулы, для шлама с dср ≤0, 07 мм само значение dср не влияет на значение критической скорости . Проведённый в среде MSExcelрасчёт показал, что на значение  влияют диаметр трубопровода Dи весовое содержание твёрдого в шламеP1, но т.к. мы принимаем для расчёта весовое содержание твёрдого в шламе — 95%, то получили зависимость критической скорости от диаметра трубопровода D. Полученные расчётные данные приведены в таблице 2.1. Полученный график зависимости критической скорости от диаметра трубопроводаDприdср ≤0, 07 мм показан на рисунке 11.

Таблица2.1 — Расчётные данные для определения зависимости критической скорости  при dср ≤0, 07 мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Значение P1, % | Значение D, м | Значение d, мм | Критическая скорость vкр, м/с |
| 95 | 0, 076 | 0, 02-0, 07 | 1, 521 |
| 95 | 0, 083 | 0, 02-0, 07 | 1, 543 |
| 95 | 0, 089 | 0, 02-0, 07 | 1, 561 |
| 95 | 0, 095 | 0, 02-0, 07 | 1, 577 |
| 95 | 0, 102 | 0, 02-0, 07 | 1, 596 |
| 95 | 0, 114 | 0, 02-0, 07 | 1, 625 |
| 95 | 0, 121 | 0, 02-0, 07 | 1, 641 |
| 95 | 0, 127 | 0, 02-0, 07 | 1, 655 |
| 95 | 0, 133 | 0, 02-0, 07 | 1, 667 |
| 95 | 0, 14 | 0, 02-0, 07 | 1, 681 |
| 95 | 0, 146 | 0, 02-0, 07 | 1, 693 |
| 95 | 0, 152 | 0, 02-0, 07 | 1, 704 |
| 95 | 0, 159 | 0, 02-0, 07 | 1, 717 |
| 95 | 0, 168 | 0, 02-0, 07 | 1, 733 |
| 95 | 0, 18 | 0, 02-0, 07 | 1, 753 |
| 95 | 0, 194 | 0, 02-0, 07 | 1, 775 |
| 95 | 0, 219 | 0, 02-0, 07 | 1, 811 |
| 95 | 0, 245 | 0, 02-0, 07 | 1, 845 |
| 95 | 0, 273 | 0, 02-0, 07 | 1, 879 |
| 95 | 0, 325 | 0, 02-0, 07 | 1, 935 |

**[Смотрите также:   Дипломная работа по теме "Способы защиты права собственности. Проблемы теории и практики"](https://sprosi.xyz/works/diplomnaya-rabota-po-teme-sposoby-zashhity-prava-sobstvennosti-problemy-teorii-i-praktiki/%22%20%5Ct%20%22_blank)**



Рисунок 11- График зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dприdср ≤0, 07 мм

Аналогичная ситуация наблюдается для шламов со значениями 0, 07 мм<dср ≤0, 15 мм. Расчётные данные приведены в таблице 2.2. График зависимости критической скорости от диаметра трубопроводаDпри 0, 07 мм<dср ≤0, 15 мм. показан на рисунке 12.

Таблица 2.2 — Расчётные данные для определения зависимости критической скорости  при 0, 07 мм <dср ≤ 0, 15 мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Значение P1, %Значение D, мЗначение d, ммКритическая скорость vкр, м/с |  |  |  |
| 60 | 0, 076 | 0, 083-0, 15 | 1, 770 |
| 60 | 0, 083 | 0, 083-0, 15 | 1, 804 |
| 60 | 0, 089 | 0, 083-0, 15 | 1, 831 |
| 60 | 0, 095 | 0, 083-0, 15 | 1, 857 |
| 60 | 0, 102 | 0, 083-0, 15 | 1, 886 |
| 60 | 0, 114 | 0, 083-0, 15 | 1, 932 |
| 60 | 0, 121 | 0, 083-0, 15 | 1, 957 |
| 60 | 0, 127 | 0, 083-0, 15 | 1, 978 |
| 60 | 0, 133 | 0, 083-0, 15 | 1, 998 |
| 60 | 0, 14 | 0, 083-0, 15 | 2, 020 |
| 60 | 0, 146 | 0, 083-0, 15 | 2, 039 |
| 60 | 0, 152 | 0, 083-0, 15 | 2, 057 |
| 60 | 0, 159 | 0, 083-0, 15 | 2, 077 |
| 60 | 0, 083-0, 15 | 2, 102 |  |
| 60 | 0, 18 | 0, 083-0, 15 | 2, 135 |
| 60 | 0, 194 | 0, 083-0, 15 | 2, 170 |
| 60 | 0, 219 | 0, 083-0, 15 | 2, 229 |
| 60 | 0, 245 | 0, 083-0, 15 | 2, 285 |
| 60 | 0, 273 | 0, 083-0, 15 | 2, 341 |
| 60 | 0, 325 | 0, 083-0, 15 | 2, 434 |



Рисунок 12 — График зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dдля 0, 07 мм<dср ≤0, 15 мм

На данном графике видно, что изменяется форма кривой зависимости и увеличились значения критической скорости при стандартных значениях диаметра трубопроводаD.

В формуле критической скорости для шламов со значениями 0, 15 мм <dср ≤0, 4 мм наблюдается такое же отсутствие зависимости от величины dср как и в двух предыдущих случаях. Расчётные данные приведены в таблице 2.3. График зависимости критической скорости от диаметра трубопроводаDпри 0, 15 мм<dср ≤0, 4 мм. показан на рисунке 13.

Таблица 2.3 — Расчётные данные для определения зависимости критической скорости  при 0, 15 мм <dср ≤ 0, 4 мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Значение P1, %Значение D, мЗначение d, ммКритическая скорость vкр, м/с |  |  |  |
| 60 | 0, 076 | 0, 19-0, 4 | 3, 730 |
| 60 | 0, 083 | 0, 19-0, 4 | 3, 781 |
| 60 | 0, 089 | 0, 19-0, 4 | 3, 822 |
| 60 | 0, 095 | 0, 19-0, 4 | 3, 861 |
| 60 | 0, 102 | 0, 19-0, 4 | 3, 903 |
| 60 | 0, 114 | 0, 19-0, 4 | 3, 970 |
| 60 | 0, 121 | 0, 19-0, 4 | 4, 007 |
| 60 | 0, 127 | 0, 19-0, 4 | 4, 037 |
| 60 | 0, 133 | 0, 19-0, 4 | 4, 066 |
| 60 | 0, 14 | 0, 19-0, 4 | 4, 098 |
| 60 | 0, 146 | 0, 19-0, 4 | 4, 125 |
| 60 | 0, 152 | 0, 19-0, 4 | 4, 151 |
| 60 | 0, 159 | 0, 19-0, 4 | 4, 180 |
| 60 | 0, 168 | 0, 19-0, 4 | 4, 216 |
| 60 | 0, 18 | 0, 19-0, 4 | 4, 261 |
| 60 | 0, 194 | 0, 19-0, 4 | 4, 311 |
| 60 | 0, 219 | 0, 19-0, 4 | 4, 393 |
| 60 | 0, 245 | 0, 19-0, 4 | 4, 470 |
| 60 | 0, 273 | 0, 19-0, 4 | 4, 546 |
| 60 | 0, 325 | 0, 19-0, 4 | 4, 671 |



Рисунок 13 — График зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dпри 0, 15 мм<dср ≤0, 4 мм

В формуле для определения критической скорости  появляется множитель, учитывающий средневзвешенный размер твёрдых частиц dср. Вследствие этого, на графике зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dдля 0, 4 мм <dср ≤0, 5 мм получается не одна кривая, указывающая значения критической скорости , а несколько, в зависимости от того, сколько значений из диапазона от 0, 15 до 0, 4 приняты для расчётов. В нашем случае принято 6 значений dср: 0, 58; 0, 76; 0, 94; 1, 12; 1, 3; 1, 5, соответственно на графике получили 6 кривых значений критической скорости .Данный график представлен на рисунке 14, кривые критической скорости выделены красным цветом.



Рисунок 14 — График зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dдля 0, 4 мм <dср ≤0, 15 мм

Аналогично формуле для определения критической скорости  при значениях 0, 4 мм <dср ≤0, 15 мм в формуле для определения критической скорости  при значениях dср >1, 5 мм появляется множитель, учитывающий значения средневзвешенный размер твёрдых частиц dср. В этом случае на графике зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dдля dср >1, 5 мм также появляются несколько кривых значений критической скорости .Для расчёта принято 6 значений dср: 1, 55; 1, 6; 1, 7; 1, 8; 1, 9; 2, 0 мм. График представлен на рисунке 15, кривые критической скорости выделены красным цветом.

При расчёте критических скоростей и рассмотрении графиков было определено, что при средневзвешенном размере твёрдых частиц dср от 0, 02 мм до 1, 5 мм критическая скорость достигла максимального значения 7, 84 м/с, а при dср> 1, 5 мм всего 6, 05 м/с. Таким образом, нельзя с уверенностью утверждать, что с увеличением средневзвешенного размера твёрдых частиц dср критическая скорость  будет увеличиваться или же наоборот уменьшаться. Это подтверждает вышеприведённое утверждение о том, что в различных методиках расчётов имеются расхождения в значениях критических скоростей.

Можно предполагать, что приведённые формулы справедливы для определенного, возможно какого-то узкого диапазона значений dср, D, P1, но не для широкого интервала основных параметров гидротранспорта.



Рисунок 15 — График зависимости критической скорости от диаметра трубопровода Dдля dср >1, 5 мм

Но в тоже время, благодаря построенным графикам можно рассчитать необходимый диаметр трубопровода, зная средневзвешенный размер твёрдых частиц dср.

Рассчитывать диаметр трубопроводов требуется так, чтобы скорость воды в трубе была выше критической скорости в 1, 05-1, 1 раз для тонкодиспресных гидросмесей, в 1, 1-1, 15 для грубодисперсных гидросмесей и в 1, 15-1, 2 раза для полидисперсных гидросмесей. Уменьшение скоростей приводит к резкому увеличению сопротивлений, потерь, а также появляется риск закупоривания насоса. Это объясняется тем, что распределение концентрации частиц по высоте весьма неравномерно.

В то же время, при скоростях движения гидросмесибольшая часть твёрдых частиц движется в нижней трети сечения трубы. Вследствие этого происходит более интенсивный гидроабразивный износ нижней трети сечения трубы.

Гидроабразивный износ является результатом процесса постепенного изменения размеров, формы или состояния поверхности, происходящей в результате воздействия твёрдых абразивных частиц, взвешенных в жидкости и перемещающихся вместе с ней относительно изнашиваемой поверхности.

А.О. Спиваковским приведено минимальное значение критической скорости =1, 6 м/с.[10] Б.Ф. Лямаев приводит максимальные значения скоростей для труб диаметром 0, 2-1, 0 в пределах 2, 5-6 м/с. [11]

Для уменьшения удельных затрат энергоресурсов транспортирование шахтного шлама необходимо стремиться производить при скоростях близких к  и высоких концентрациях твёрдого вещества в гидросмеси.

В настоящее время, для расчёта внутреннего диаметра нагнетательного шламопроводадля размера частиц от 1 до 70 мм согласно «Пособию по проектированию гидравлического транспорта(к СНиП 2.05.07-85)» не приведено чётких и определяющих формул. Однако, в научно-технической литературе встречается следующая формула[12]:

(2.9)

где Q — производительность поршневого насоса, м3/ч; vкр — критическая скорость движения пульпы.

Одним из множителей делителя подкоренного выражения в данной формуле является критическая скорость.Данная формула не учитывает размер самих частиц. В данной работе было установлено, что значение критическая скорость в определённых диапазонах средневзвешенного размера твёрдых частиц dср как зависят, так и не зависят непосредственно от значения dср. Исходя из этого, можно предположить, что приведённая формула для расчёта внутреннего диаметра нагнетательного шламопроводане является корректной и учитывающей факторы и показатели, необходимых для проведения гидравлических расчётов гидротранспорта.

Полученные данные указывают нам на необходимость проведения дальнейших экспериментальных исследований в области гидравлического транспортирования шахтного шлама для выяснения и уточнения закономерности влияния размера частиц, диаметра трубопровода, консистенции шлама и удельного веса твёрдой составляющей на величину критических скоростей.

В данной работе не рассмотрена зависимость между подачей поршневого насоса и критической скорость. Необходимость исследования данной зависимости обусловлена определением оптимальных энергоэффективных режимов работы поршневого насоса и достижением минимального износа рабочих элементов насоса.

Выбор оптимальной критической скорости  может предостеречь от выбора трубопровода большего диаметра, чем необходим для перекачки шахтного шлама с определённым средневзвешенным размером твёрдых частиц dср и способствовать уменьшению гидроабразивного износа.

Вследствие осуществления и реализации результатов исследований ожидается увеличение экономической эффективности применения поршневых насосов для перекачки шахтного шлама и гидротранспортирования шахтного шлама.

**Этап 3.** Рассчитать общий напор, являющийся суммой статического напора, потерь в трубопроводной сети и дополнительного давления в трубопроводе.

Потери в трубопроводной сети состоят из потерь напора натрение потока и потерь, полученных в результате прохождения потока через фасонные части типа колен трубопровода, запорной арматуры и т.д.

Основой для расчёта потерь в трубопроводной сети в настоящее время служат полуэмперические и эмперические зависимости, полученные различными авторами [5].

В настоящее время требуемый расчетный напор насоса определяется по формуле:

(2.10)

где ΔНтр — потери напора по длине трубопровода, м; Нг — разность отметок оси насоса и отметки сливного отверстия трубопровода; ΔНм — местные потери напора (в арматуре), ΔНм=0, 2 ΔНтр.

Потери напора при течении шахтного шлама по трубопроводу:

,  (2.11)

где к — эмпирический коэффициент для породы к =1, 4 [11]; ψ-коэффициент сопротивления при свободном падении в среде твердой частицы.

Для практических расчетов, ψ рассчитывается по формуле:

(2.12)

— коэффициент местных гидравлических сопротивлений при движении по трубопроводу, для отшлифованных грунтом труб.

(2.13)

Число Re:

,    (2.14)

С-коэффициент, учитывающий весовое содержание R, % мелких классов, мельче 2 мм.

(2.15)

По статистическим данным горно-добывающих предприятий Южного Урала, число R принимается равным 95%;

(2.16)

νв=0, 01007см2/сек =1, 007 10-6 м/с — кинематическая вязкость воды;

При малых значениях коэффициента С<0, 3 значение Vкр следует увеличить на 15-20%, следовательно Vкр=1, 16·1, 15=1, 334 м/с.

Фактическая скорость гидросмеси, м/с:

(2.17)

где Qп — производительность поршневого насоса, м3/ч.

Для предотвращения заиливания, необходимо учитывать и соблюдать условие Vгф ≥ Vкр.

Исходя из вышеизложенного условия, становится возможным учитывать минимальное значение производительности поршневого насоса Qп для последующего выбора непосредственно требуемого поршневого насоса.

Для откачивания шлама, следует подобрать трубопроводные отводы большего радиуса и запорную арматуру прямого прохода. Таким образом, можно пренебречь потерями на фасонных частях при расчётах общих потерь.

Теперь можно подобрать насос на основании значений расхода и напора.

Мощность привода для поршневого насоса (кВт) определяется по формуле [13]:

,   (2.18)

где  — коэффициент запаса, принимаемый 1, 1-1, 3 в зависимости от мощности привода; g — ускорение свободного падения; Q — подача (производительность) насоса, м³/с; H — расчетная высота подъёма, м; — плотность перекачиваемого шахтного шлама, кг/м³;  — КПД поршневого насоса (0, 9); — КПД передачи, равный 0, 9-0, 95;  — давление, развиваемое насосом, Па.

Также следует принять во внимание метод установки. Все эксплуатационные расходы, включая износ деталей, техническое обслуживание, энергопотребление, являются важными пунктами, которые следует учитывать для определения эффективности работы поршневого насоса.

Кривые мощности насосов основаны на данных для работы в чистой воде. Для определения мощности шламового насоса кривые мощности необходимо умножить на удельную массу шлама, для получения соответствующего значения мощности. Как правило, при эксплуатации насоса могут возникать ситуации, когда значения показателей шлама окажутся больше расчётных. Это может повлечь за собой выход насоса из строя. Для предотвращения данной ситуации необходимо выбирать привод насоса с запасом мощности. В настоящее время, производители рекомендуются выбирать 20% запас мощности.
2.4 Итоги исследования влияния шахтного шлама на работу поршневых насосов

В ходе анализа и исследования существующих научно-технических литературных источников, были выявлены определяющие показатели и характеристики шахтного шлама. Полученные данные были использованы для разработки методики расчёта поршневых насосов для перекачки шахтного шлама. На данный момент методика включает в себя 3 этапа расчёта.

При разработке методики, были произведен анализ и исследование формул и их составляющих, применяющихся для гидравлических расчётов параметров гидротранспорта. Данная методика учитывает характеристики поршневого насоса (производительность и напор), гидросмеси, в нашем случае шахтного шлама (средневзвешанный размер частиц, весовое содержание твёрдого в шламе, критическая скорость движения шлама) и трубопровода (диаметр трубопровода).

По итогам анализа и исследования были полученные следующие результаты:

в настоящее время в большинстве применяемых формул для гидравлических расчётов параметров гидротранспорта не учитываются такой немаловажный показатель шахтного шлама, как размер частиц. В нашем случае для анализа принимался средневзвешанный размер частиц шлама;

при расчёте критических скоростей и рассмотрении графиков было определено, что при средневзвешенном размере твёрдых частиц dср от 0, 02 мм до 1, 5 мм критическая скорость  достигла максимального значения 7, 84 м/с, а при dср> 1, 5 мм всего 6, 05 м/с. Таким образом, нельзя с уверенностью утверждать, что с увеличением средневзвешенного размера твёрдых частиц dср критическая скорость  будет увеличиваться или же наоборот уменьшаться;

было произведено подтверждения утверждения о том, что в различных методиках расчётов имеются расхождения в значениях критических скоростей;

выдвинуто предположение, что приведённые формулы справедливы для определенного, возможно какого-то узкого диапазона значений dср, D, P1, но не для широкого интервала основных параметров гидротранспорта.

Полученные результаты указывают нам на необходимость проведения дальнейших экспериментальных исследований в области гидравлического транспортирования шахтного шлама для выяснения и уточнения закономерности влияния размера частиц, диаметра трубопровода, консистенции шлама и удельного веса твёрдой составляющей на величину критических скоростей.

3. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕРОПРИЯТИЙ И РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ НАСОСОВ

Одним из способов повышения эффективности применения высоконапорных поршневых насосов для перекачки шахтного шламам в данной работе предлагается разработка технологических мероприятий, связанных с сооружением насосной камеры и осветлительных выработок и монтажом насосного и вспомогательного технологического оборудования.

В качестве примера предлагается разработка технологических мероприятий по сооружению осветлительных выработок и узла откачки шлама необходимы для технического и технологического обеспечения и поддержания определённого состава шлама, которые позволят поршневому насосу работать в оптимальных режимах.

Оптимальный режим работы поршневого насоса подразумевает низкое энергопотребление, уменьшенный износ рабочих элементов и максимальные эксплуатационные показатели производительности и напора поршневого насоса. Данные показатели режима работы непосредственно взаимосвязаны с показатели и характеристиками перекачиваемого шахтного шлама такими как плотность шахтного шлама, его минеральный состав, процентное содержание твёрдых частиц, средневзвешанный размер частиц, а также скорость гидросмеси.

Таким образом, в разработку технологических мероприятий по сооружению осветлительных выработок и узла откачки шлама необходимо включать не только технические и технологические мероприятия по монтажу высоконапорного поршневого насоса, но и вспомогательного оборудования, обеспечивающего подачу к всасывающей магистрали поршневого насоса шлама, с определёнными свойствами и составом.

3.1 Условия для разработки технологических мероприятий и эксплуатации оборудования

Вышеописанные технологическое мероприятия подразумевается производить в условия подземных горных работ по добыче полезных ископаемых.

Данные условия предопределяют ряд условий, которые должны учитываться, при следующих работах:

сооружение выработок, которыми являются насосная камера и осветлительные выработки;

работы по монтажу и эксплуатация насосного и прочего вспомогательного оборудования;

работы по очистке осветлительных выработок.

Специфика эксплуатации оборудования при подземных разработках обусловливается горно-геологическими и горнотехническими факторами.К специфическим условиям работы оборудования в подземных условиях можно отнести: стесненность рабочего пространства; расположение оборудования в процессе работы; влажность окружающей среды и химическую активность шахтных вод; взрывоопасность шахтной атмосферы.

**[Смотрите также:   Дипломная работа по теме "Социальная природа электронных СМИ и особенности воздействия на аудиторию"](https://sprosi.xyz/works/diplomnaya-rabota-po-teme-soczialnaya-priroda-elektronnyh-smi-i-osobennosti-vozdejstviya-na-auditoriyu/%22%20%5Ct%20%22_blank)**

Стесненность рабочего пространства объясняется ограниченностью поперечных сечений проводимых горных выработок. Этот фактор накладывает очень жесткие ограничения на габаритные размеры используемого оборудования.

Расположение горной машины в процессе работы зависит от угла наклона проводимой выработки. Диапазон изменения углов падения проводимых подготовительных выработок весьма широк и в общем случае может находиться в пределах 0-90°. Обычно горные машины предназначены для эксплуатации в определенном диапазоне углов падения и наклона.

Физико-механические свойства разрушаемых горными машинами пород изменяются в очень широком диапазоне, что влияет на свойства частиц и примесей, содержащихся в шахтном шламе. Высокая абразивность некоторых частиц может приводить к интенсивному износу элементов функциональных органов оборудования, контактирующих с шахтных шламом (в первую очередь это рабочие элементы насосов, клапаны, мембраны, стенки элементов шламопровода).

Влажность окружающей среды и химическая активность шахтных вод приводят к интенсивным коррозионным процессам, которые сокращают срок службы некоторых деталей горных машин. [14]

При работе горных машин выделяется значительное количество пыли в шахтную атмосферу. Вдыхание мелких фракций этой пыли приводит к профессиональным заболеваниям горнорабочих. Попадание пыли, особенно абразивной, во внутренние полости оборудования существенно сокращает срок службы ее элементов и в первую очередь подшипниковых узлов.   .2 Пример разработанных технологических мероприятий

В условиях подземной разработки месторождений полезных ископаемых необходимость строительства дополнительного комплекса осветлительных выработок предопределяется прогнозированием увеличения количества твёрдых частиц в шахтных водах при различных технологических мероприятиях. В качестве образцов для разработки мероприятий были использованы существующие схемы и планы ведения горных работ на ведущих горно-добывающих предприятиях Южного Урала.

Для осветления шахтной воды поступающей в водосборники в представленном примере разработанных технологических мероприятий предусматривается строительство двух осветлительных выработок (горизонтальных отстойников V=816 м3) расположенных параллельно существующему центральному откаточному квершлагу на горизонте рудника.

Предусматривается поочередный режим их работы (в работе находиться одна из осветлительных выработок вторая при этом очищается от шлама). Данное решение позволит существенно снизить объемы шлама оседающего в водосборниках горизонта рудника и повысить наработку насосов до капитального ремонта, при условии поочередной, непрерывной очистке горизонтальных отстойников.

Для предотвращения поступления воды на главный квершлаг из существующей камеры на горизонте параллельно ему проходится выработка, по которой осуществляется перепуск воды до шламосборников. Узел осветления шахтных вод представляет собой две осветлительные выработки, площадки для размещения оборудования и ремонтных работ, подходные выработки со стороны околоствольного двора, камеру поршневого насоса. Объем горно-капитальных работ приведен в таблице 3.1.

Таблица 3.1 — Объем горно-капитальных работ при строительстве осветительных выработок

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование выработки | Длина, м | Сечение, м2 | Объем, м3 |
| 1. Обходная выработка | 277, 5 | 15, 24 | 4229, 1 |
| 2. Заезды в шламосборник | 106 | 15, 24 | 1615, 44 |
| 3. Шламосборник | 80 | 45, 25 | 3620 |
| 4. Камера поршневого насоса | 27 | 31, 5 | 850, 5 |
| 5. Площадка для размещения оборудования | 6 | 28, 4 | 170, 4 |
| 6. Подходные выработки | 84, 5 | 17 | 1436, 5 |
| Итого | 541 |  | 10111, 94 |

Для наших условий очистку проектируемых осветлительных выработок предлагается осуществить гидравлическим способом (непрерывная очистка с применением поршневого и шламовых насосов).

Откачку шлама из осветлительных выработок осуществить шламовым насосом «Warman» SHW 75-350 производительностью 80 м3/ч с агитатором, подвешенным на мостовом кране (гп. 2 т) смонтированным в приемной камере осветлительной выработки, по гибкому трубопроводу «SEMPERIT S Sigma FS 3330» на вход поршневого насоса «GEHO» ZPM 700 высокого давления (6 МПа) такой же производительности. Подача осажденного шлама в зону работы шламового насоса обеспечивается трехбарабанной скреперной лебедкой 30ЛС-3СМА, установленной в приемной камере осветлительной выработки.

Крепление скреперной лебедки 30ЛС-3СМА осуществить анкерами типа 6.1.М36х300 ГОСТ 24379.1-80 к почве выработки.

Места расположения и способы крепления оборудования проектируемого узла откачки шлама представлены на листах

Установку мембранно-поршневого насоса «GEHO» ZPM 700 осуществляется на фундаменте. Размеры фундамента и способы крепления определяются по данным, представленным фирмой GEHOPUMPS, c учетом указаний о полуторакратном увеличении расчетной массы фундамента для компенсации динамических усилий при пуске.

Транспортировка шлама от поршневого насоса осуществляется по трубопроводу Ø159 мм, ГОСТ 9940-81, проложенному в:

проектируемых выработках с креплением труб на анкерные опоры (ОП-1, ОП-3);

квершлаге гор. 460 м с креплением труб на существующие балки в своде выработки;

скважинах с креплением труб на опорные стулья, установленных на горизонтах 460м, 380м, 300м, 144м.

В качестве места сброса и хранения предполагается использовать карьер. Сброс шлама в карьер производится через портал на горизонте рудника.

Промывка шламопроводов после откачки шлама осуществляется шахтной водой подаваемой в осветлительную выработку.

Для удобства работы мостовой кран оснащается пультом дистанционного управления.

Доочистку осветлительной выработки после работы шламового насоса при необходимости, возможно, осуществить с помощью ПДМ.

Работы по очистке главных водосборников в настоящее время не планируется во времени, а назначаются по визуальным наблюдениям при наличии осевшей шламо-иловой пульпы на входе в главный водосборник или по наличию механических примесей в шахтной воде в приемном колодце насосной станции или в отстойниках на поверхности.

Чистку водосборников при их заиливании возможно осуществлять с помощью ПДМ.

Управляет работой шламового насоса и следит за его работой машинист.   .3 Технические характеристики и сведения о применяемом оборудовании

Основным рабочим оборудованием, применяемым в описанных технологических мероприятиях, является высоконапорный поршневой диафрагрменный насос «GEHO»ZPM 700. Подробное описание данного насоса приведено в подразделе 1.2 данной работы. Технические характеристики, заявленные производителем, приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 — Техническая характеристика насоса «GEHO»ZPM 700

|  |  |
| --- | --- |
| Производительность | до 700 м3 |
| Давление | до 25 МПа |
| Средняя вязкость | до 8000 мПа\*с |
| Концентрация твёрдого | до 75% |
| Размер частиц | до 8 мм |
| КПД | до 96% |

Насос «Warman» SHW 75-350 является погружным шламовым насосом с двойным уплотнением и хромированной проточной частью. Насос развивает напор от 20 до 40 метров и производительность 40-85 м3/ч. В конструкции насоса предусмотрены датчики температуры и влажности. Датчики температуры мотор, включая звуковой сигнал или выключая установку, если внутренняя температура превышает уровень, предусмотренный безопасными условиями эксплуатации. Система двойных электродов датчика влажности обеспечивает двойную защиту, отслеживая возможное проникновение влаги в корпус двигателя или камеру механического уплотнения.



Рисунок 16 — Шламовый погружной насос «Warman» SHW 75-350

Насос комплектуется агитатором (разрыхлителем), обеспечивающим возможность перемешивания жидкостей с высоким содержанием твёрдых частиц.

Скреперная лебедка 30ЛС3СМА трехбарабанная с соосным расположением электродвигателя мощностью 30 КВт предназначена для доставки отдельной от массива горной массы при подземной разработке полезных ископаемых. Лебедки также являются средством механизации складирования сыпучих и кусковых материалов. Возвратно-поступательное движение скрепера осуществляется при включении и выключении рабочего и холостого барабана ручным тормозом планетарных редукторов. Для включения рабочего барабана необходимо при работающем двигателе затянуть соответствующий тормоз, при этом происходит наматывание каната на рабочий барабан, что вызывает перемещение груженого скрепера. Одновременно с холостого барабана канат сматывается. Скрепер перемещается посредством переменного включения тормоза планетарных редукторов рабочего и холостого барабанов в нужном направлении. Управление лебедки ручное. Электрооборудование лебедок, предназначенных для шахт опасных по газу и пыли, исполняется во взрывобезопасном исполнении.



Рисунок 17 -Скреперная лебедка 30ЛС3СМА

Основные технические характеристики лебёдки приведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 — Технические характеристики лебедки 30ЛС3СМА

|  |  |
| --- | --- |
| Номинальная мощность | 30 кВт |
| Среднее тяговое усилие на рабочем барабане, Н | 28000 |
| Средняя скорость каната рабочего хода, м/с | 1, 3 |
| Средняя скорость каната холостого хода, м/с | 1, 77 |
| Наибольший диаметр рабочего каната, мм | 15 |
| Расчётнаяканатоёмкость барабана, м | 90 |
| Длина, мм | 2400 |
| Ширина, мм | 860 |
| Высота, мм | 770 |
| Масса, кг | 1810 |
| Масса с магнитным пускателем | 1860 |

Кран мостовой электрический однобалочный подвесной (кран-балка) грузоподъёмностью 2 тонны ГОСТ 7890-93 предназначен для подъема и перемещения груза при температуре окружающей среды в пределах от -20°С до +40°С, или от -40°С до +40°С (климатическое исполнение У1, У2, У3).

В отличие от опорных кранов, подвесные краны за счет наличия консолей при той же длине пролета позволяют обслуживать большую площадь.

Для разработанных технологических мероприятий, исполнение кранов должно быть пожаро- и взрывобезопасное.

Управление краном осуществляется с пола, с подвесного пульта.

Таблица 3.4 — Техническая характеристика мостового крана

|  |  |
| --- | --- |
| Грузоподъёмность, т | 2 |
| Полная длина, м | 6, 6 |
| Пролёт, м | 6 |
| Длина консолей, м | 0, 3-1, 2 |
| Нагрузка на путь от колеса, кН | 6, 6 |
| Масса крана, т | 1, 1 |

Гибкий трубопровод «SEMPERITSSigmaFS 3330» представляет собой систему комплектной линии со всеми соответствующими деталями (фланцами, стяжками, уплотнениями, редукторами, ответвлениями, адаптерами и затворами) предназначен для транспортирования твёрдых веществ при помощи жидкости.



Рисунок 18 — Гибкий трубопровод «SEMPERITSSigmaFS 3330»

4. ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Главной задачей внедрения поршневых и сооружения осветлительных выработок является целенаправленное и эффективное гидротранспортирование шахтного шлама. Как показали анализ и исследования имеющего насосного оборудования, только поршневые насосы являются наиболее оптимальными для перекачки такой абразивной среды как шахтный шлам. Перекачка шахтного шлама накопленного в осветлительных выработках позволит насосам главного водоотлива увеличить межремонтный срок службы. Известно, что в настоящее время на горно-добывающих предприятиях Южного Урала у насосов главного водоотлива ЦНС(К), перекачивающих неосветлённую шахтную воду, фактическая наработка до капремонта составляет 248-1000 часов, в то время как в «Руководстве по эксплуатации насосов ЦНС(К) 300-120…600.000 РЭ» указано 6500 часов, что объясняется наличием в откачиваемой шахтной, кислотной воде с рН 3-4 значительного объема высокоабразивных примесей горных руд и пород, не соответствующих требуемым заводом-изготовителем условиям эксплуатации насосного оборудования. [15]

В рассматриваемом случае имеются дополнительные капиталовложений на проведение горно-капитальных работ, покупку и монтаж оборудования узла откачки шлама, экономический эффект будет соответствовать в будущем, экономии эксплуатационных затрат на очистку 1 м3 шахтного шлама.

Отвлечение погрузочно-доставочных машин, автосамосвалов МоАЗ, рудничного локомотивного транспорта на очистку водосборников приводит к снижению производительности рудника из-за отвлечения погрузочно-доставочных машин, автосамосвалов, вагонеток и электровоза из технологического процесса очистных работ.

Сравнительная оценка экономической эффективности вариантов очистки осветлительных выработок от шахтного шлама произведена за период времени 12 месяцев. В данном случае, Iвариант заключается в циклической очистке с помощью погрузо-доставочных машин (ПДМ), IIвариант -непрерывный гидравлический способ — откачка шахтного шлама с помощью поршневого и шламового насосов.

Расчет ориентировочных затрат на очистку главного водосборника насосной станции гор. 460 м Учалинского подземного рудника с использованием ПДМ типа LK-1 в 2.6 раза больше, чем при использовании дискового насосного агрегата. [1]

Исходные данные по вариантам представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1 — Исходные данные по технологиям очистки осветлительных выработок

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование показателей,  ед. измерения | Величина показателя по вариантам |
|  | I | II |
| Количество рабочих дней в анализируемом периоде Количество смен в сутки Длительность смены, ч Чистое время транспортирования шлама на единицу оборудования за смену, ч Общее количество оборудования, транспортирующеешахтный шлам, ч Чистое время работы за период, ч Откачиваемый объём шахтного шлама за анализируемый период, м3 Суммарная мощность приводов, кВт Расход электроэнергии, кВт∙ч Расход дизельного топлива, л∙ч Удельный расход энергии, л∙ч/м3 или кВт∙ч/м3 | 365 3 8 2, 2 3  2409 164250  820 — 135 1, 49 | 365 3 8 6 1  6570 525600  700 575 — 1, 2 |

Таблица 4.2 — Расходы на откачку шахтного шлама по вариантам

|  |  |
| --- | --- |
| Наименование расходов | Величина расходов по вариантам, руб |
|  | I | II |
| Материальные расходы, всего В том числе: — горно-капитальные работы — покупка и монтаж оборудования — расходы электроэнергии (за 12 месяцев) — расходы на дизельное топливо и ГСМ(за 12 месяцев) Расходы на оплату труда с единым социальным налогом Суммы начисленной амортизации Прочие расходы (ремонт, содержание) Суммарные расходы за анализируемый период Удельные расходы на транспортировку 1 м3шахтного шлама. | 1 915 840 — — —  26697195 4 320 000  — 200 000 33133 035 201, 72 | 1 957 676 42 000 39 201 200 9415 486, 3  — 3 600000  1960060 100 000 56276422, 3 107, 07 |

Выводы по результатам расчёта затрат по двум различным технологиям очистки осветлительных выработок от шахтного шлама:

затраты на энергетические ресурсы уменьшились в 2, 83 раза;

расходы на оплату труда уменьшились в 1, 2 раза;

удельные расходы на транспортировку 1 м3шахтного шлама уменьшились в 1, 88 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Применение высоконапорных поршневых насосов в настоящее время является наиболее перспективным и эффективным способомоткачки и гидротранспортирования шахтного шлама.

В результате данной работы приведено обоснование необходимости проведения дальнейших исследований по классификации шахтного шлама по различным физико-химическим и механическим свойствам относительно контактных пар шлам-трубопровод и шлам-элементы насоса и определение параметров шлама, оказывающие непосредственное влияние на эти свойства.

Определена необходимость в разработке наиболее совершенной методики поэтапного расчёта поршневых насосов, так как доказана взаимосвязь между характеристиками шахтного шлама, рабочими характеристиками поршневого насоса, диаметром трубопровода и скоростью транспортируемой гидросмеси.

Доказана целесообразность разработки и применения технологических мероприятий по сооружению осветлительных выработок и узла откачки шлама с применением мембранно-поршневого насоса GEHOZPM 700, шламовых насосов и скреперных лебёдок. Применение данных мероприятий только при оценочных расчётах позволяют значительно увеличить объёмы шахтного шлама, от которого очищаются осветлительные выработки, и существенно уменьшить удельные затраты на транспортировку 1 м3 шахтного шлама.

Таким образом, применение поршневых насосов, не смотря на их довольно высокую стоимость, позволяют сделать процесс перекачки шахтного шлама наиболее эффективным и экономичным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Олизаренко В.В., Мингажев М.М. Рудничный водоотлив при отработке медно-колчеданных месторождений Южного Урала: Монография. Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ им Г.И.Носова», 2010. С. 183.

. Мингажев М.М., Олизаренко В.В. Экспертная оценка источников шламообразования подземных рудников. // Материалы 67-й научно-технической конференции: Сб.докл. -Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009. -Т.1. С.146-150.

. Попов В.М. Рудничные водоотливные установки. Справочное пособие. М.: Недра, 1990. С. 254

. SlurryHandbook. Шламы. Руководство по перекачиванию шламов. «Flygt», 2012. С. 48

. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, 1988. С. 256

. Джвайшершвили А.Г. Гидротранспортные системы обогатительных комбинатов. М.: Недра, 1973. С. 352.

. Мельников Т.И. Анализ существующих формул для определения критических скоростей и гидравлических уклонов в пульпопроводах. // Труды Магнитогорского горнометаллургического института. Выпуск 15. — Магнитогорск: МГМИ, 1958.

. Евдокимов П.Д. Анализ существующих методов и формул для гидравлического расчёта пульпопроводов и практические рекомендации. Известия ВНИИГ. Т.48, 1952.

. ГОСТ 9940-81 «Трубы бесшовные горячедеформированные из коррозионно-стойкой стали»

. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1983. С. 487.

. Кнороз В.С. Движение гидросмесей в напорных трубопроводах и метод их расчёта. Известия ВНИИГ, т.30, 1941.

. Картавый Н.Г. Стационарные машины. М.: Недра, 1983, С.327

14. Олизаренко В.В. Основы эксплуатации горных машин и оборудования: Учебное пособие. Магнитогорск: МГТУ, 2008. С.169.

15. Долганов А.В. Повышение эффективности эксплуатации водоотливных установок медноколчеданных рудников. Автореферат дис. на соиск. уч. степ.канд. техн. наук. Екатеринбург: УГГУ, 2012. С. 20.

. Долганов А.В., ВеликановВ.С., Савельев В.И. Экспериментальные исследования абразивного износа центробежных насосов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. — Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. — С. 195-203.

. Пособие по проектированию гидравлического транспорта (к СНиП 2.05.07-85)/ Промтрансниипроект. — М.: Стройиздат, 1988. С. 40.

. ГОСТ 9940-81 «Трубы бесшовные горячедеформированные из коррозионно-стойкой стали. Технические условия».

19. ГОСТ 7890-93 «Краны мостовые однобалочные подвесные. Технические условия».

. ГОСТ 25866-83 «Эксплуатация техники. Термины и определения».

. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом. Утв. Постановлением № 30 Госгортехнадзора России от 13.05.2003 г.

. Дипломная работа. Структура, содержание, общие правила выполнения и оформления. Методические указания для студентов специальности 170100 Магнитогорск: МГТУ, 2003. 21 с.

|  |
| --- |
| [Вернуться в библиотеку по экономике и праву: учебники, дипломы, диссертации](http://учебники.информ2000.рф/index.shtml)[Рерайт текстов и уникализация 90 %](http://учебники.информ2000.рф/rerait-diplom.shtml)[Написание по заказу контрольных, дипломов, диссертаций. . .](http://учебники.информ2000.рф/napisat-diplom.shtml) |