

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

11-12 апреля 2016 года

**ТЕХНОЛОГИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ
ГОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

УДК 622. 532

**АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СХЕМ ШАХТНЫХ СЕКЦИОННЫХ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ**

Ислентьев А. О., Камара И., Конде С., Хаба М.
Уральский государственный горный университет

В горной промышленности для откачки шахтных вод на поверхность себя хорошо зарекомендовали шахтные секционные центробежные насосы. Их преимуществами, по сравнению со спиральными, является возможность регулирования напора путем увеличения или уменьшения количества секций. Но существует необходимость уравнивания осевых сил насоса для его нормальной работы. Уравнивание этих сил возможно несколькими способами.

Самая распространенная и единственная гидравлическая схема, которая реализована на сегодняшний день в шахтных секционных насосах – это однопоточная схема, реализованная в насосах типа ЦНС, которая показана на рисунке 1.

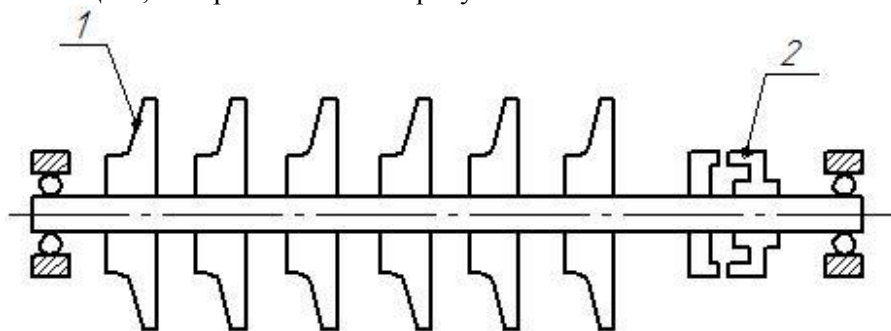


Рис. 1 – однопоточная гидравлическая схема. 1 – рабочее колесо; 2 – разгрузочное устройство (гидропятя).

Преимуществами такой гидравлической схемы является возможность достижения больших напоров (до 1800 м). Такие показатели необходимы в некоторых отраслях, к примеру в нефтяной. Но в шахтах в таких напорных характеристиках нет необходимости, так как, в основном, в глубоких шахтах используется ступенчатый водоотлив. Главным показателем насосов в шахтах является подача. Высокие показатели подачи позволяют уменьшить количество насосов в насосной камере, тем самым уменьшается и сам размеры камеры, а это в свою очередь способствует уменьшению капитальных затрат на ее строительство. Насосы с однопоточной гидравлической схемой не могут обеспечить таких высоких показателей подачи, как спиральные насосы. Еще одним недостатком такой схемы является разгрузочное

устройство. Это самый ненадежный узел в таких насосах. Во-первых, через него идут значительные объемные потери. Необходимо обеспечить расход 4-6% от подачи насоса через щель разгрузочного устройства для его нормальной работы. Это также снижает к. п. д. всего насоса. Во-вторых, средний срок службы этого узла не превышает 200 часов, а на загрязненной воде 80 часов. Это влечет за собой дополнительные капитальные затраты.

Учитывая все недостатки однопоточной схемы возникает необходимость создания секционных насосов с другими гидравлическими схемами, которые позволят увеличить показатели подачи и уйти от использования разгрузочного устройства.

Схема, которая соответствует современным требованиям к шахтным секционным насосам, называется двухпоточная. Она показана на рисунке 2. Она позволяет увеличить подачу насоса в 2 раза, по сравнению с однопоточными насосами такого же типоразмера [1].

$$Q_{нас} = Q_k \cdot K,$$

где Q_k – подача одного колеса;

K – количество потоков.

Также такая гидравлическая схема позволяет осуществлять разгрузку осевых сил самым совершенным способом, тем самым из конструкции исключается разгрузочное устройство. Это сразу увеличивает эксплуатационный срок насосов с такой гидравлической

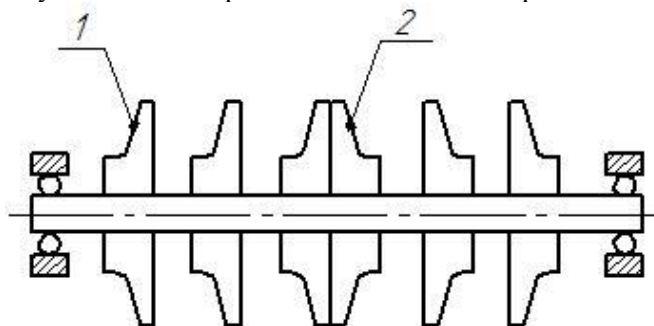


Рис. 2 – двухпоточная гидравлическая схема. 1 – рабочее колесо; 2 – рабочее колесо двухстороннего всасывания.

Впервые в насосах секционного типа такая гидравлическая схема была реализована в насосе ГМС (Горловский, мощный, стационарный) [2]. Но несовершенство конструкции, из-за которого разгрузка осевых сил не осуществлялась в полной мере, не позволило выйти этому насосу на серийное производство.

Для реализации такой схемы в секционных насосах необходимо обеспечить симметричный подвод жидкости с двух сторон насоса и симметричный переход жидкости во всех его ступенях с двух сторон. Такой насос типа ЦНСД [3] в настоящее время разрабатывается на кафедре горной механики Уральского государственного горного университета. Он отвечает всем современным требованиям, которые предъявляются к шахтным секционным центробежным насосам на сегодняшний день.

Возможна еще одна гидравлическая схема, где разгрузка осевых сил будет осуществляться симметричным расположением рабочих колес. Но в отличие от схемы, которая реализуется в насосах ЦНСД, подвод будет осуществляться в одном месте, а нагнетательных выходов будет два. Такой вариант гидравлической схемы может обеспечить более высокий кавитационный запас насоса, что является очень важной составляющей для процесса эксплуатации.

Библиографический список.

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы: Издание второе, переработанное и дополненное. Ленинград: Машиностроение, 1966.364с.
2. Жумахов И. М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. – М.: Углетех-издат.–1958.–598 с.
3. О разработке шахтных центробежных двухпоточных секционных насосов/ Тимухин С. А. [и др.]/ Изв. УГГУ. 2014. №2(34). С. 39-41.

ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТРАВЕРСЫ ПОДВЕСКИ СВП ДЛЯ НЕФТЕГАЗОВОЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Захаров А. А.

Научный руководитель Шестаков В.С., канд. техн. наук, профессор
Уральский государственный горный университет

В настоящее время буровые установки переводятся для бурения с верхним приводом. При установке системы верхнего привода (СВП) разрабатывается специальное устройство подвески к талевому блоку. Основной несущий элемент в этом устройстве – траверса, показанная на рисунке 1. В зависимости от класса буровой установки траверса должна выдерживать рабочие усилия 2000.4000 кН. Выход из строя траверсы приведет аварийной ситуации на буровой установке, поэтому траверсу необходимо рассчитать на прочность и долговечность.

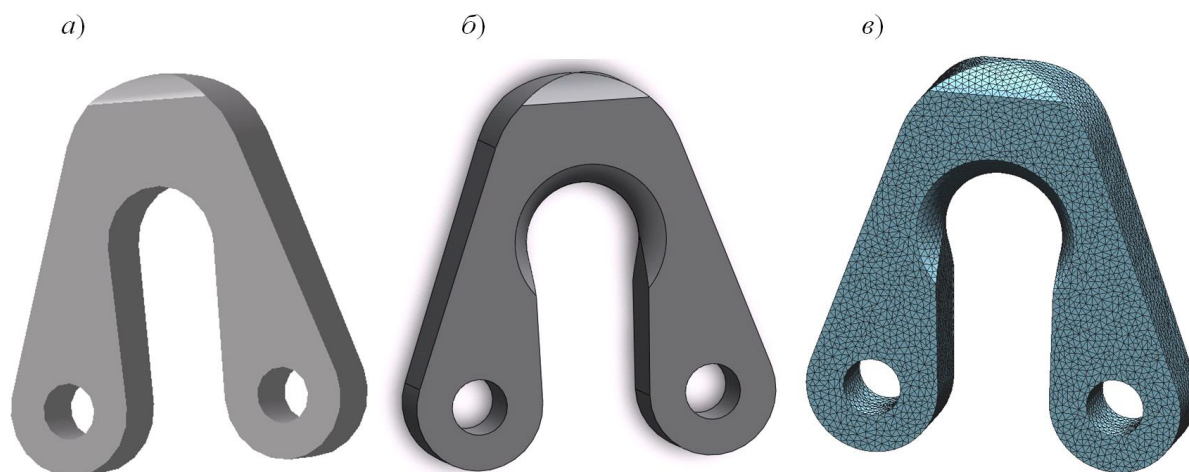
Учитывая сложный профиль траверсы и высокие требования по обеспечению надежности, расчет проведен на сертифицированной программе APM WinMachine в модуле Structure 3D. Программа разработана Научно-техническим центром АПМ (г. Королев). Программа обеспечивает повышение производительности при создании технических объектов. В ней, наряду с расчетом напряжений, имеются модули расчета зубчатых передач, сварных, болтовых и заклепочных соединений и др.

Расчет напряжений в программе основан на применении метода конечных элементов. Траверса имеет примерно соизмеримые размеры по высоте, ширине и толщине, поэтому расчетная модель может быть только объемная. При расчетах объемная модель траверсы разбивается на тетраэдры, прикладываются действующие усилия и накладываются закрепления, затем проводится статический расчет напряжений.

Цель выполненных исследований: поиск конструктивного исполнения и проверочный расчет напряжений траверсы подвески верхнего привода для буровой установки.

Исходные данные при расчетах:

- максимальное усилие на траверсу 2400 кН;
- сталь 09Г2С с пределом текучести $\sigma_T=315$ МПа.



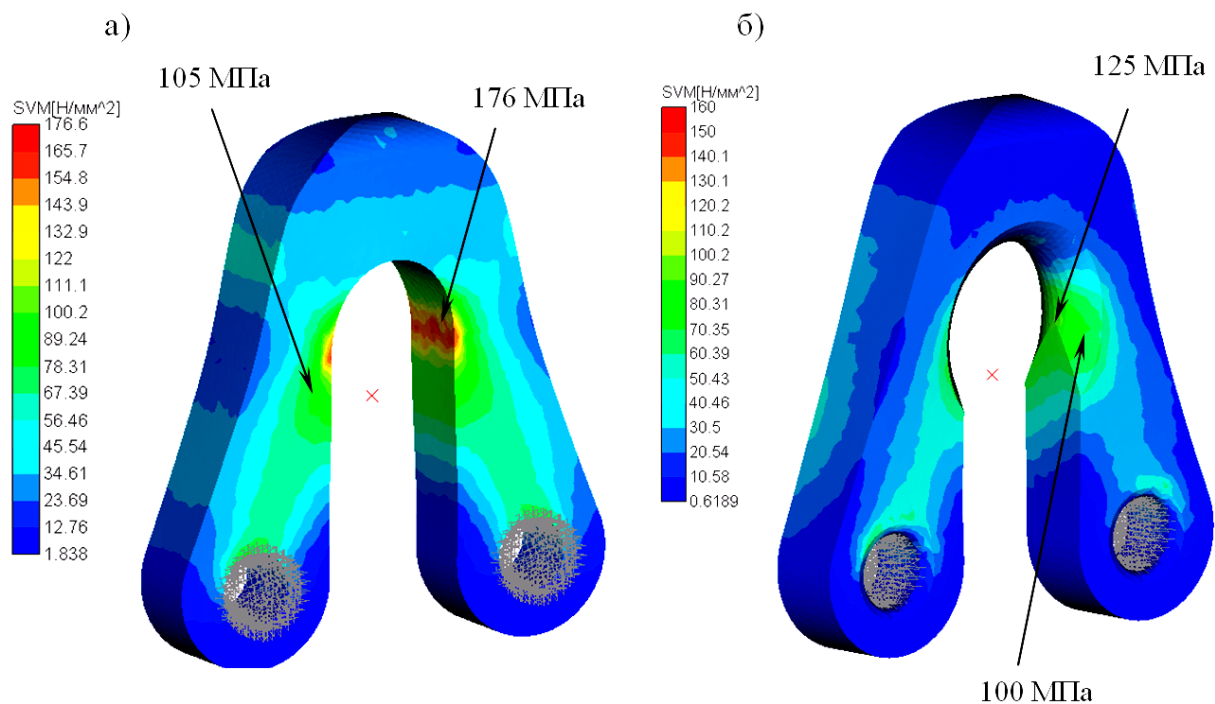
а – вид траверсы без скругления кромок; б – со скруглением кромок;
в - разбивка траверсы на конечные элементы

Рисунок 1 – Траверса

Алгоритм выполнения исследований.

1. Создание объемной модели траверсы в конструкторском пакете Компас 3D.
2. Передача объемной модели для расчета в модуль *APM Studio*.
3. Задание в модуле *APM Studio* действующих усилий и наложение закреплений для выполнения последующих статических расчетов.
4. Разбивка модели на конечные объемные элементы с шагом 15 мм.
5. Передача модели после разбивки в модуль *APM Structure3D* и выполнение расчетов.
6. Анализ полученных результатов.

На рисунке 2 приведены результаты двух вариантов расчетов: а – для модели без скруглений, б – со скруглениями.



а – для модели без скруглений, б – со скруглениями

Рисунок 2 – Результаты расчета напряжений

Выводы.

1. Рассмотренная конструкция траверсы обеспечивает достаточную прочность. Коэффициент запаса по пределу текучести 1,7 для варианта без скруглений и 2,5 для варианта со скруглениями.
2. Применение радиусов скругления для исключения концентраторов напряжений обеспечивает снижение максимальных напряжений в 1,4 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде *APM Structure3D*. – М.: Издательство АПИМ. 2010ю – 376 с.

ЗАЩИТА КОВША ОБРАТНОЙ ЛОПАТЫ

Мутовкин Р.Н., Лагунова Ю.А.

Уральский государственный горный университет

При интенсивной работе с негабаритом встает вопрос о долговечности элементов ковша, наиболее подверженных износу. Оптимальный выбор усиления ковша напрямую связан со сроком его службы. Наиболее распространенным видом износа является износ от трения, скольжения и ударов. Наружные боковые плоскости ковша экскаватора наиболее подвержены истирающему и ударному видам износа практически по всей площади их поверхности. Учитывая размеры и мощность современных ковшей, правильное применение износостойкой обшивки увеличит интервалы обслуживания и позволит избежать незапланированных простоев экскаватора вследствие ремонта ковша.

Боковые стенки и кромки, углы, днище ковша можно защитить от ударного и истирающего видов износа с помощью накладок и наварных пластин и стержней, выполненных из износостойкой стали максимальной твердости. Внутренняя поверхность передней и боковых стенок ковша экскаватора подвержена наибольшему износу. Наваренные на эти поверхности полосы из износостойкой стали способны наилучшим образом защитить их от износа. Полосы могут плотно прилегать друг к другу так, чтобы не было продольных зазоров. Сварка в пазах в поперечном направлении обеспечивает защиту от разрушения сварных швов при наполнении ковша абразивным грунтом или горной породой (рис. 1).

При загрузке и разгрузке ковша его днище подвергается особенно сильному истиранию. Наибольший износ наблюдается на нижней части кромки днища, поскольку в этом месте горные породы зависят при выгрузке в кузов транспортного средства. В этой области днища обшивка из износостойкой стали обеспечивает высокую защиту от ударного и абразивного видов износа.

В настоящее время на рынке России множество зарубежных и отечественных компаний предлагает различные виды защит. Одной из таких компаний является Бельгийская фирма ESCO. Механически закрепленные защитные накладки TOPLOK® (рис. 2) производства этой фирмы, позволяют провести их быструю замену в условиях карьера. Накладки разработаны для лучшего проникновения в грунт, обеспечивая при этом максимальную защиту стенок и режущей кромки, тем самым, продлевая срок службы горной машины.

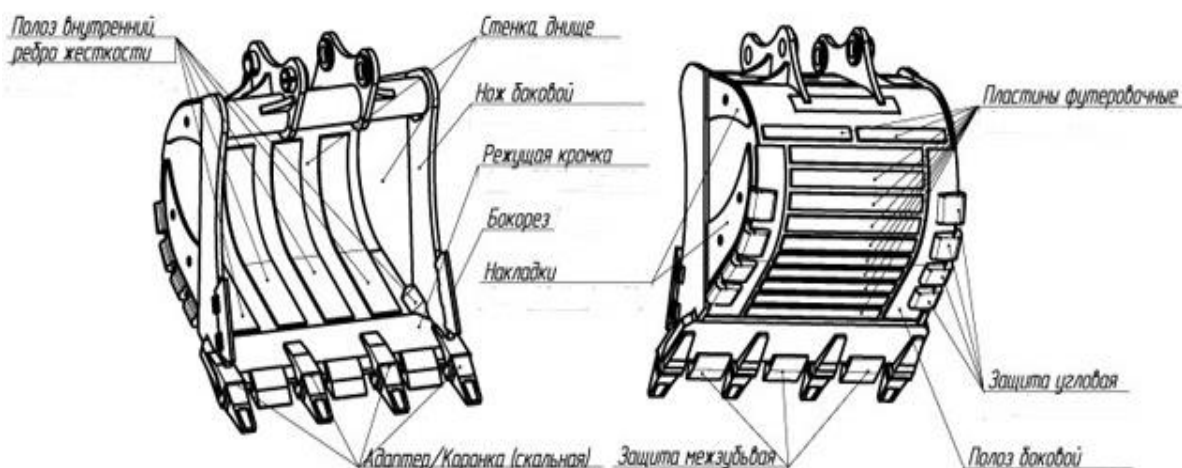


Рисунок 1 - Основные элементы ковша

Защитная система KWIK-LOK® (рис. 2) обеспечивает эффективную защиту ковшей от износа. Защитные накладки успешно используются, чтобы защитить места интенсивного изнашивания на ковшах драглайнов, электрических и гидравлических экскаваторов и погрузчиков. Они также используются в кузовах грузовиков, на рабочем оборудовании выемочно-транспортирующих машин, например, бульдозеров.

В компании ESCO к системам защиты от износа относятся также разработки BUCYRUS BLADES™, модель MaxDRP™ и би-металлические защитные элементы из белохромистого чугуна, обеспечивают оптимальную защиту от износа для мобильных и неподвижных конструкций (рис. 2).



Рисунок 2 - Виды защит

Рассмотрим подробнее вышеперечисленные системы защиты от износа.

Система защиты зубьев SUPER V®

Коронки накручиваются (рис. 2) устанавливаются поворотом на 1/4 оборота и фиксируются при помощи системы блокировки. Чем больше зарывается коронка в твердые породы, тем крепче она держится.

Более широкие стабилизационные поверхности зубьев и винтовая резьба для фиксации зубьев обеспечивают лучшую устойчивость, в отличие от других конструкций (рис. 2). Коронка опирается непосредственно на конец передней части адаптера, выдерживает мощные фронтальные удары и имеет более длительный срок службы режущей части зубьев (носов).

В конструкции применяется вертикальный сквозной штифт (рис. 2). Цельная конструкция является безопасной, ее легче устанавливать и снимать. Штифт можно использовать повторно при замене коронок до 6 раз. Всё это обеспечивает минимальное время простоя машины. Штифт защищен проушиной (рис. 2) коронки. Каждая новая коронка имеет новую поверхность фиксации, что предохраняет штифт от износа и воздействия материала, практически устраняется возможность потери коронки.

Оснащенный системой зубьев ESCO V81 SUPER V (рис. 2) гидравлический экскаватор Liebherr 994 Litronic на разрезе Красногорский (Южный Кузбасс) показывает высокую износостойкость коронок и защитных элементов Toplok. Проработав более 2000 часов, экскаватор продолжает свою деятельность, при этом зубья остаются острыми, обеспечивают хорошее проникновение в породу и надежно защищают ковш от износа.

ПРИМЕНЕНИЕ ПЕРСОНАЛЬНЫХ КОМПЬЮТЕРОВ ПРИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОМ РАСЧЕТЕ ИДЕАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА

Мутовкин Р.Н., Кашапов Д.А., Чендырев М.А.
Научный руководитель: Долганов А.В., доцент
Уральский государственный горный университет

Программа термодинамического расчета идеального одноступенчатого компрессора с цилиндром простого действия включает в себя: расчет теоретической производительности, начального и конечного давления, относительного повышения давления в цилиндре, температур в начале и конце сжатия, работы и мощности при различных термодинамических процессах сжатия, количество тепла, отводимого в цикле идеального компрессора, а также автоматическое построение диаграмм.

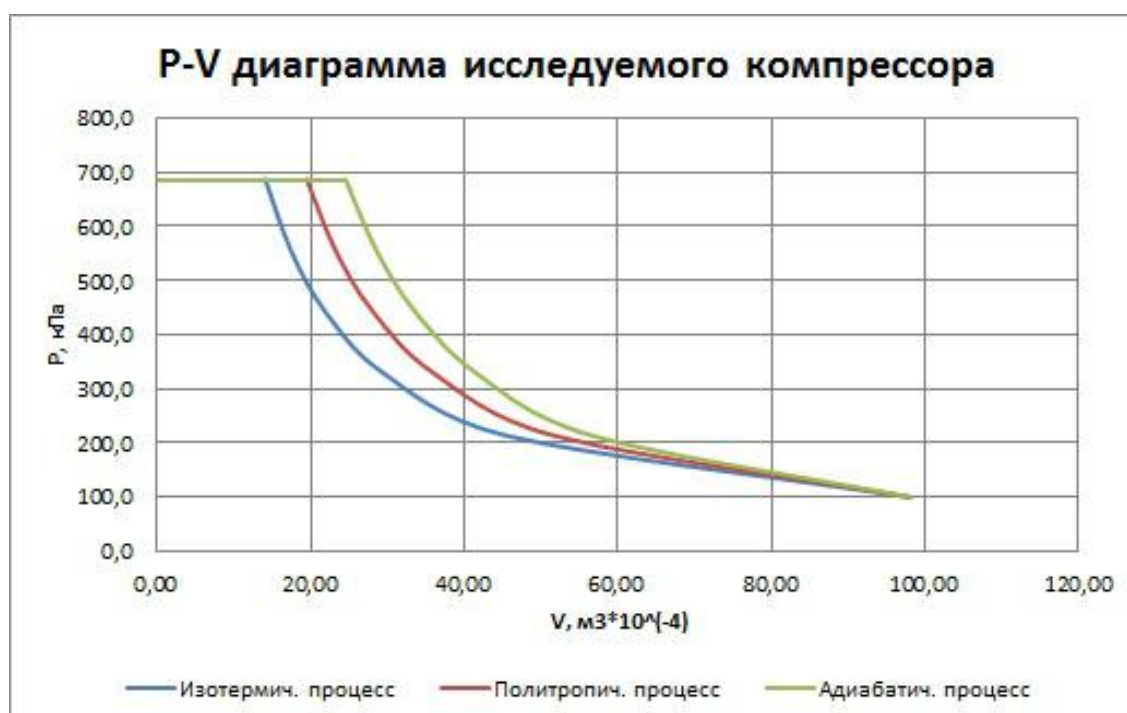


Рисунок 1

Применение персональных компьютеров позволяет сократить затраты времени на расчет и повышает их точность. При отлаженной программе появляется возможность многократного решения задачи для различных исходных данных и текущих параметров, что способствует оптимизации выбора оборудования. Программа выполнена на языке программирования Visual Basic, интегрированном в приложение Excel, являющееся неотъемлемой частью программного продукта Microsoft Office.[1]

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ю.А. Бутковский. Шахтные пневматические установки. КГМИ, 1991.
2. А.К. Михайлов, В.П. Ворошилов. Компрессорные машины. Энергоиздат, 1989.
3. П.И. Пластинин. Теория и расчет поршневых компрессоров. Агропромиздат, 1987.
4. Все права на использованное программное обеспечение принадлежат их авторам.[1]

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИХ РЕЛЬСОВЫХ БАЛОК

Иванов И. Л., Савинова Н. В.

Уральский государственный горный университет

Буровая установка, состоящая из вышечного блока, блоков-модулей, сцепленных между собой и установленных эшеленом, перемещается от одной скважины к другой внутри куста по направляющим рельсовым балкам (рис. 1). Направляющие в сборе представляют собой два ряда балок коробчатого сечения, соединённых между собой болтовыми соединениями. По оси каждой балки имеются балки двутаврового сечения с боковыми отверстиями с шагом 1,5 м для крепления захвата цилиндра перемещения и с отверстиями на верхней плоскости для крепления рельс. С целью обеспечения точного размера между головками рельс ряды балок соединены между собой тягами. Конструкция направляющих позволяет перемещать БУ в пределах куста практически с неограниченным количеством скважин, для чего рельсовые балки переставляются по направлению движения [1].

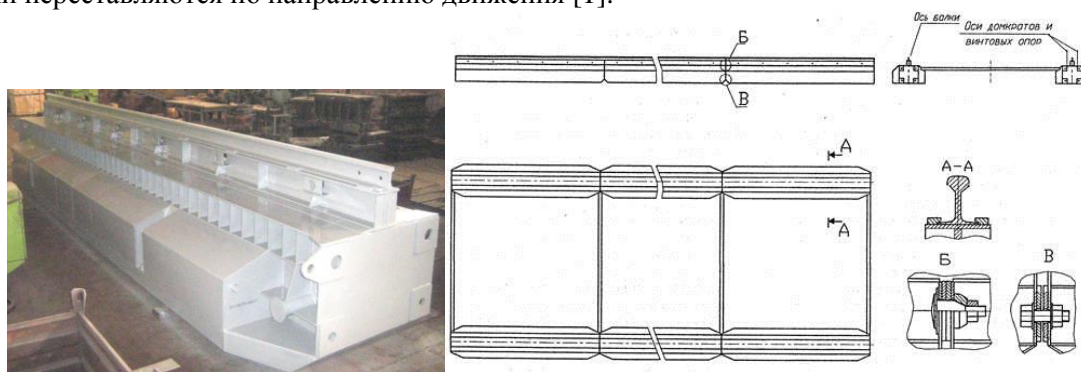


Рисунок 1 – Направляющие рельсовые балки

Направляющие рельсовые балки представляют собой сварную конструкцию сплошного коробчатого сечения, состоящую из нескольких продольных листов, подкрепленных набором поперечных ребер жесткости (диафрагм) различной конфигурации (рис. 2).

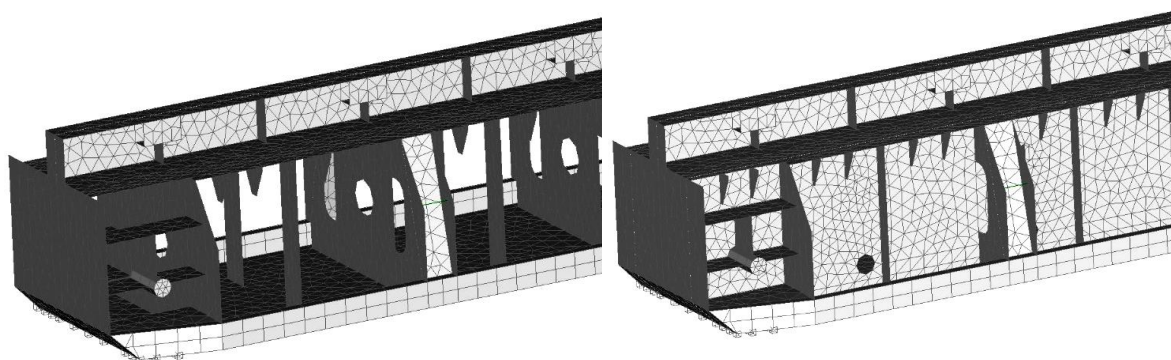


Рисунок 2 - Модель формы балки, внутренний каркас

Для буровой установки грузоподъемностью 250 тонн одна тумба в среднем весит 10 тонн. На одну буровую требуется от 20 до 26 тумб, т.е. общая металлоемкость составляет 200 - 260 тонн. Актуальной является задача оптимизировать конструкцию балок с целью снижения металлоемкости. При эксплуатации, балки испытывают действие статических и динамических нагрузок в процессе бурения скважины и во время транспортировке оборудования. Главными критериями работоспособности таких конструкций является жёсткость и прочность.

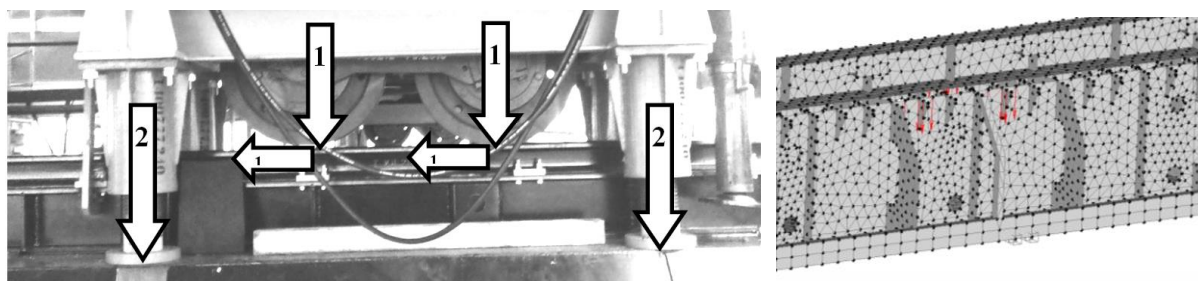
Для определения возможных путей снижения металлоемкости тяжелой конструкции, необходимо понимать распределение напряжений и перемещений в различных рабочих ситуациях. Представленная работа посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния балок в программе APM WinMachine.

В модуле APM Structure3D была создана расчетная модель. Модель формы (см. рис. 2) состоит из 3х- и 4х- угольных пластин. Она достаточно точно учитывает все конструктивные решения балки (форму ребер, отверстия и т.д.). Переменным параметром для таких типов конечных элементов (КЭ) является толщина, для первоначальных расчетов толщина пластин соответствует толщинам конструкции-прототипа.

Для модели нагружения рассматривались два рабочих случая (рис. 3).

1. Вышечный блок перемещается, рабочая нагрузка отсутствует. Сумма нормальной и касательных сил распределяется на четыре колесные тележки (в каждой тележке по два колеса), величина силы распределяется между узловыми точками площадки контакта.

2. Бурение, вышечный блок опирается на балки через домкраты. Сумма сил тяжести вышечного блока и максимальной грузоподъемности делится на количество домкратов, обеспечивающих передачу усилия на балки (специальным коэффициентом учитывается неравномерность передачи усилия).



1 - транспортировка оборудования; 2 – бурение

Рисунок 3 – Модель нагружения, расчетные случаи

Модель закрепления составлена из предположения, что отсыпка грунта некачественная, и опирание балки на грунт происходит на 20% ее опорной поверхности.

После выполнения расчетов были получены карты распределения напряжений и перемещений (рис. 4). Анализ результатов показал запасы конструкции по металлоемкости. Путем перебора толщин элементов конструкции балки для конкретной буровой установки можно обеспечить минимизацию массы без потери прочности и жесткости конструкции.

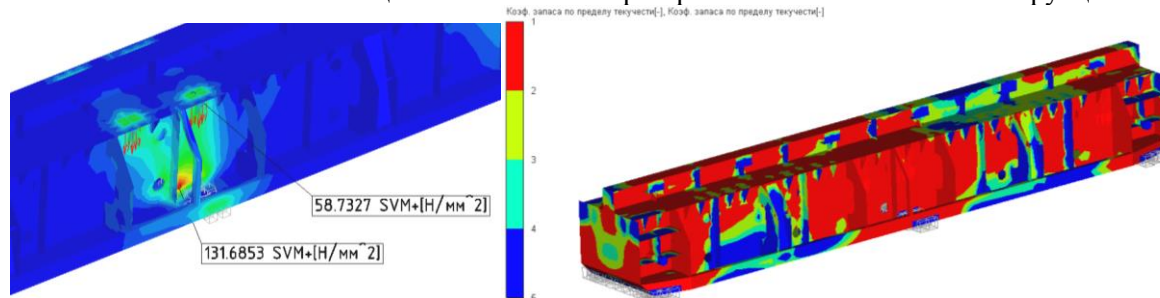


Рисунок 4 - Результаты расчетов

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование / Коллектив авторов; под общ. ред. А. М. Гусмана, и К. П. Порожского: науч. изд. Екатеринбург: УГГГА, 2002. 592 с илл.
2. <http://cheltec.ru/the%20system%20of%20movement/>

КОНТРОЛЬ УРОВНЯ МАТЕРИАЛА В КОНУСНОЙ ДРОБИЛКЕ

Дылдин Г.П., Лукичев И.В., Дылдин А.Г.
Уральский государственный горный университет

Основным технологическим процессом на дробильно-сортировочных завода (ДСЗ) является процесс дробления. Дробилки на ДСЗ работают в условиях значительных колебаний свойств исходного материала дробления (крупность, прочность, влажность и др.). Производительность дробилок и их пропускная способность зависят от свойств дробимого материала.

Исходная горная масса транспортируется из карьера в приемный бункер ДСЗ автосамосвалами. Свойства материала, поступающего на дробление, изменяются с разгрузкой очередной порции породы по случайному закону. Как правило, переделу материала в конусной дробилке предшествует его дробление на стадии первичного дробления в щековой дробилке, перемещение материала в промежуточных транспортных звеньях технологической линии дробления – грохочения. Это, в свою очередь, может создавать определенную несогласованность в работе стадий дробления.

Вследствие вышеперечисленных факторов и ряда других, в конусной дробилке может изменяться время прохождения дробимого материала, а, соответственно, и уровень материала в ней.

При значительном повышении уровня может произойти завал рабочего пространства дробилки, приводящий ее в аварийное состояние.

Одним из важных показателей режима работы дробилки является уровень материала в ней.

Уровень материала в конусной дробилке можно измерять с помощью гамма-реле ГР [1], в состав которого входит источник-излучатель Cs^{137} , датчик-приемник гамма излучения, электронный и измерительный блоки. Также известны способы измерения уровня материала в дробилках ультразвуковым и акустическим [2] методами.

В данной работе предлагается более простой, безопасный и дешевый способ измерения с помощью механического нажимного датчика [3].

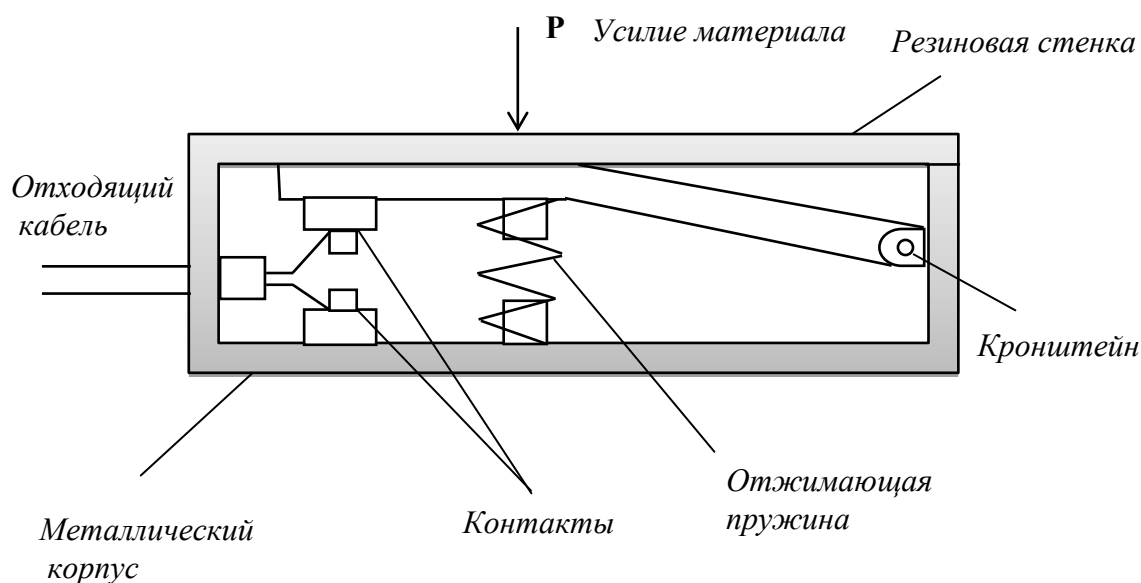


Рис. 1. Конструкция нажимного датчика уровня материала в дробилке КМД

Датчик рис.1 представляет из себя механический выключатель, смонтированный в плоско-металлическом корпусе, одна из стенок которого – рабочая часть состоит из многослойного резино-кордного листа, через который и передается давление на контакт датчика.

Место установки датчика в рабочем пространстве дробилки показано на рис.2. Если уровень материала в дробилке более заданного и верхняя часть дробилки заполнена материалом, то давление материала передается через резиновую стенку на контакты датчика, которые замыкаются и в схему управления загрузкой дробилки подается сигнал на уменьшение подачи материала в дробилку, что предохраняет ее от завала.

В многостадийных схемах дробильно-сортировочных комплексов сигнал с датчика уровня материала в конусной дробилке поступает в общую схему системы автоматического управления дробильно-сортировочным комплексом, в результате чего корректируется в том числе и загрузка конусной дробилки.

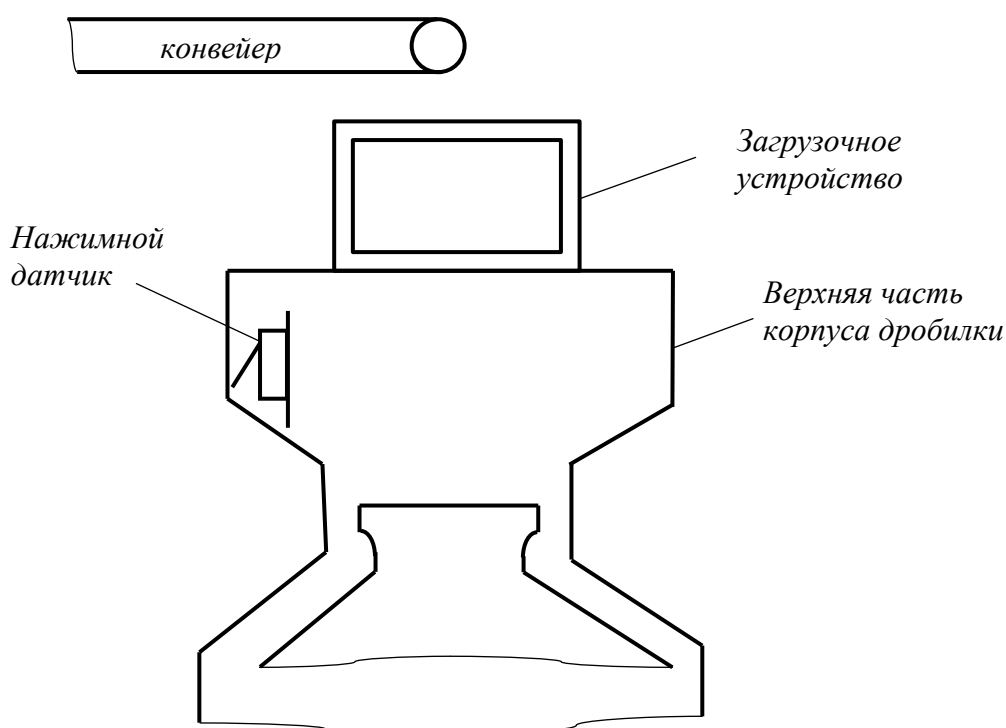


Рис. 2. Место установки нажимного датчика уровня материала в дробилке КМД

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Совершенствование автоматической системы загрузки материала в дробилку КМД-2200. Разработка системы загрузки материала в щековую дробилку. Отчет / СГИ: Науч. рук. Марасанов В.М., отв. исп. Дылдин Г.П. № ГР 01840051860. – Свердловск, 1984.-51 с.
2. А.С. 936996 СССР, М.К.л³. В02 С 2/10 / Устройство для контроля уровня загрузки конусной дробилки/ А.А. Трушин, Ю.Б. Иванов, А.Д. Рудин и Л.П. Зарогатский /СССР/.-№ 3001458/29-33. Заявлено 05.11.80; Оpubл. 23.06.82. Бюл. № 23.-4с.
3. Разработка. Внедрение и совершенствование единой системы автоматического управления процессом дробления на ДСЗ Курманского карьера. /Отчет/ СГИ: Науч. Рук. Марасанов В.М., отв. исп. Дылдин Г.П. № ГР 01860017953. – Свердловск, 1986.-57 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ НА ФРИКЦИОННЫХ СЕПАРАТОРАХ

Потапов В.Я., Степаненков Д.Д., Анохин П.М.
Уральский государственный горный университет

При обогащении некоторых типов полезных ископаемых используют различие в их физико-механических характеристиках, в частности, коэффициентах трения[1,2]. Разделение продуктов производится на полочных сепараторах. Известно несколько конструкций полочных фрикционных сепараторов. Наиболее простой из них является пассивный полочный сепаратор, состоящий из разгонной плоскости и криволинейного трамплина[3,4]. Испытания по обогащению асбестовой руды, показали его потенциальную работоспособность. Процесс разделения в этом сепараторе начинается придвижением кусков горной массы по плоскости, продолжается на трамплине. Этот процесс является случайным, так как коэффициент трения скольжения (кинетический коэффициент) является случайной величиной. Для получения математической модели процесса необходимо использовать криволинейный трамплин с переменным радиусом кривизны. Трамплин был изготовлен в форме логарифмической спирали (Рисунок 1).

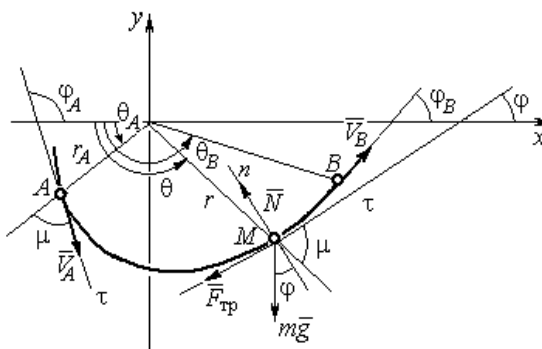


Рисунок 1 - Движение точки по логарифмической спирали.

Общее решение дифференциального уравнения (1) имеет вид

$$V^2 = Ce^{-2f\varphi} + e^{k_1(\varphi - \mu + \pi)}(A \sin \varphi + B \cos \varphi) \quad (1)$$

Для проверки модели произведены расчёты скорости точки при движении её по логарифмической спирали при значениях начальных параметров $\alpha = 30^\circ$, $k = 78$ мм, $r_0 = 100$ мм, $f = 0,4$, $V_0 = 3$ м/с. Получены следующие значения параметров спирали $\mu = 77,4^\circ$, $k_1 = 0,22$, $\theta_0 = 72,6^\circ$. В точке схода частицы со спирали, определяемой полярным углом $\theta_1 = 125,0^\circ$, её скорость составила $V_1 = 1,56$ м/с.

При такой скорости отрыва частицы расчетное расстояние до точки падения по горизонтали составило 43 см, а полученное экспериментально для куска хромита, имеющего коэффициент трения 0,38-0,42 составило 41 см.

Привязка модели к реальному обогатительному аппарату осуществлялась по начальным условиям движения частицы. Так, частица вначале скатывается по наклонной плоскости с заданным углом наклона $\alpha = 30 \div 40^\circ$ и затем через сопряжение спирали с наклонной плоскостью в точке M_0 (см. рис. 1) попадает на спираль. Это даёт возможность задать начальный угол касательной. В результате в начальном положении частицы на спирали справедливы уравнения

$$r_0 = ke^{k_1\theta_0}, \theta_0 + \alpha + \mu = \pi, \operatorname{tg}\mu = \frac{1}{k_1}. \quad (3)$$

Задаваясь здесь углом α наклона плоскости, величиной k – начальным значением радиус-вектора спирали при $\theta = 0$ и значением r_0 – величиной радиус-вектора частицы в начале её движения по спирали, находим угол μ как результат решения трансцендентного уравнения

$$\operatorname{tg}\mu = a - b\mu, \quad a = \frac{\pi - \alpha}{\ln r_0 - \ln k}, \quad b = \frac{1}{\ln r_0 - \ln k}.$$

При известном значении μ остальные параметры – k_1 и θ_0 элементарно определяются из уравнений (4).

На рисунке 2 приведены фотографии кусков горной породы после разделения их на криволинейном спиральном (слева) и криволинейном цилиндрическом (справа) трамплине.

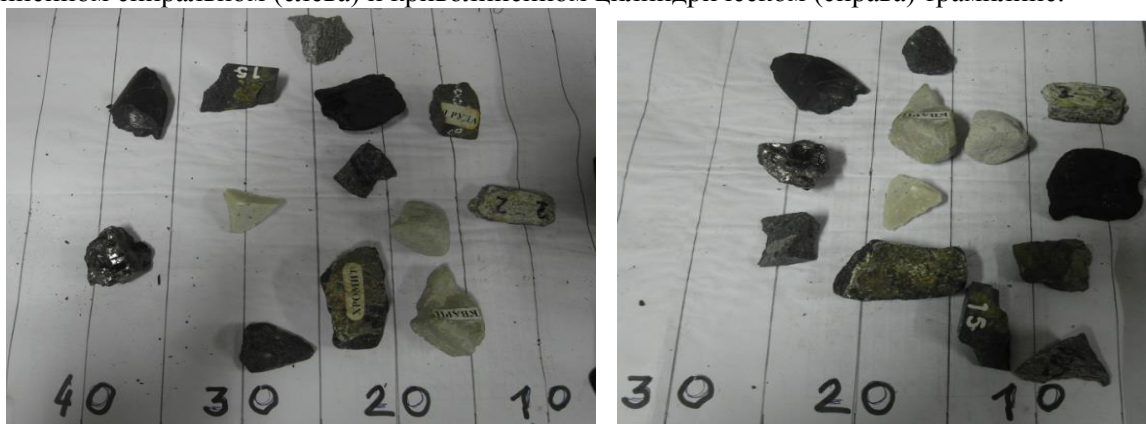


Рисунок 2 - Куски горной породы после разделения их на криволинейном спиральном (слева) и криволинейном цилиндрическом (справа) трамплине.

Из рисунка 2 видно, что веер разделения на спиральном трамплине больше, чем а цилиндрическом, что указывает на преимуществ спирального трамплина. После схода с плоскости, частица совершает свободный полет. При составлении уравнения движения частицы на этом этапе обычно учитывают силу сопротивления движению (давление воздуха), которая пропорциональна квадрату относительной скорости, размерам и коэффициенту, учитывающему её форму. Из рисунка видно, что скорости всех частиц на этой отметке практически не различаются. На других отметках эта картина не изменялась. Таким образом, при расчете траектории полета частицы, сопротивление воздуха можно не учитывать, что существенно упрощает алгоритм процесса разделения в полочном сепараторе.

Выводы: 1. Математическая модель движения частицы по криволинейному трамплину с переменным радиусом адекватно отражает реальный процесс.

2. При расчете траектории движения частицы после её схода с трамплина сопротивление воздуха можно не учитывать.

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. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости: пат. Ru№ 111780, заявл. 24.06, опубл. 27.12.2011. Бюл. № 36, В. Я. Потапов, А. И. Афанасьев, С. А. Ляпцев, Е. Ф. Цыпин, В. В. Потапов, В. В. Иванов.

ПРИМЕНЕНИЕ ПЕРСОНАЛЬНЫХ КОМПЬЮТЕРОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ДИАФРАГМЫ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Мутовкин Р.Н., Кашапов Д.А., Чендырев М.А.
Научный руководитель: Долганов А.В., доцент
Уральский государственный горный университет

Суть физического процесса измерения расхода воздуха при помощи сужающего устройства: расход воздуха – это количество воздуха, протекающего через данное поперечное сечение в единицу времени. Если измерить объемный расход воздуха в нагнетательном трубопроводе компрессора и пересчитать его на условия всасывания, то это и будет действительная объемная производительность компрессора.[1] В практике испытаний компрессоров для определения расхода воздуха, а следовательно, производительности компрессора целесообразно применять сужающие устройства. Одно из видов таких устройств – диафрагма.

Расчет диафрагмы и производительности компрессора продолжителен и сложен, поэтому целесообразно автоматизировать данный процесс.

Применение персональных компьютеров позволяет сократить затраты времени на расчет и повышает их точность. При отлаженной программе появляется возможность многократного решения задачи для различных исходных данных и текущих параметров, что способствует оптимизации выбора оборудования. Программа выполнена на языке программирования Visual Basic, интегрированном в приложение Excel, являющееся неотъемлемой частью программного продукта Microsoft Office[2].

Исходные данные:			
1. Тип компрессора			
2. Атмосферное давление (по барометру), В -		760	мм.рт.ст.
3. Избыточное давление воздуха в месте установки диафрагмы, Рм -		6,7	кг/см ²
4. Температура всасываемого воздуха, t° -		10	°С
5. Температура сжатого воздуха в месте установки диафрагмы, t1 -		65	°С
6. Перепад давления на диафрагме по дифф.манометру, h -		317	мм.рт.ст.
7. Диаметр диафрагмы, d -		66	мм
8. Внутренний диаметр трубопровода, D -		200	мм
9. Модуль диафрагмы, $m = \left(\frac{d}{D}\right)^2$		0,109	
10. Паспортная производительность компрессора, Q -		100	м ³ /мин

Рисунок 1

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

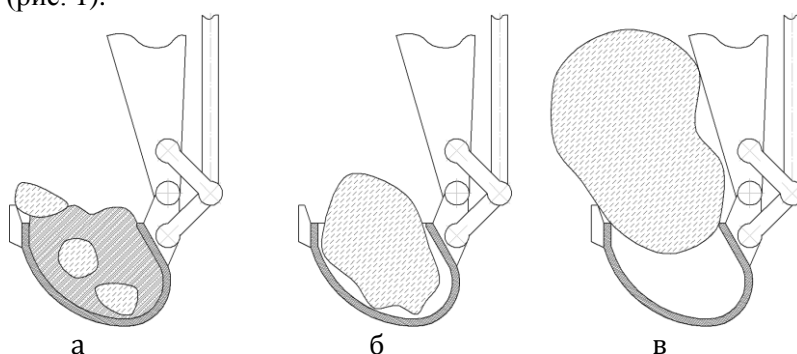
5. Ю.А. Бутковский. Шахтные пневматические установки. КГМИ, 1991.[1]
6. А.К. Михайлов, В.П. Ворошилов. Компрессорные машины. Энергоиздат, 1989.
7. П.И. Пластинин. Теория и расчет поршневых компрессоров. Агропромиздат, 1987.
8. Все права на использованное программное обеспечение принадлежат их авторам.[2]

ОПАСНЫЕ НАГРУЗКИ НА ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ КАРЬЕРНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ ПРИ РАБОТЕ С НЕГАБАРИТАМИ

Ковязин Р.А., Лагунова Ю.А.

Уральский государственный горный университет

При некачественном проведении взрывных работ появляются негабариты, наличие которых на рабочей площадке создает помехи оборудованию. Негабаритом в данном случае считается кусок породы, размеры которого не позволяют ему помещаться во внутреннем пространстве ковша более чем на половину своего объема. т. е. негабарит находится не в ковше, а на нём (рис. 1).



а — взорванная порода; б — валун; в — негабарит

Рисунок 1 - Типы загружаемого материала:

В процессе погрузки негабарита в самосвал экскаватор испытывает увеличенный опрокидывающий момент, усиливающийся не только от массы негабарита, но и от его поворота вместе с экскаватором вокруг оси поворотной платформы. Нередко наблюдается отрыв от грунта гусеницы, находящейся на максимальном удалении от перемещаемого негабарита. В этом случае оператор очень рискует, и ему приходится внимательно следить за малейшим креном машины при поворотах, будучи готовым в любой момент остановить поворот и опустить ковш. Но нередко появляются негабариты, которые нельзя сразу погрузить в самосвал. Для уменьшения размеров негабарита используется ряд приёмов:

Приём №1: Скалывание вершин и ребер: удар тыльной стороной ковша; строгание ребром ковша; строгание тыльной стороной ковша;

Приём №2: Скалывание зубьями ковша, зачастую с нанесением удара;

Приём №3: Раскалывание негабарита другим камнем, сброшенным из ковша сверху.

Когда негабарит уменьшен и ему придана округлая форма, его можно перемещать по рабочей зоне. При этом, поскольку негабарит нельзя поднять, применяются методы:

1. Поворот негабарита подтягиванием его края боковым зубом ковша «на себя»;
2. Поворот негабарита с боковым движением ковша (используется механизм поворота);
3. Отталкивание негабарита тыльной стороной ковша «от себя».

Процесс помещения негабарита в ковш выглядит следующим образом:

1. Оператор подтягивает негабарит ковшом к машине, немного приподнимая его;
2. Резко отодвинув ковш «от себя» оператор позволяет негабариту скатиться вниз, попав в ковш в выгодном положении;
3. Оператор поджимает ковшом негабарит к рукояти, таким образом ограничивая его подвижность и не давая ему выпасть;
4. Медленно поднимая негабарит, оператор следит за креном машины, проверяя вероятность опрокидывания.

При переносе негабарита, оператор пользуется минимальной скоростью поворота экскаватора и прижимает ковш как можно ближе к себе, чтобы избежать опрокидывания, которое весьма вероятно при подобного рода перегрузках.

Нежелательные нагрузки на рукоять и стрелу экскаватора возникают не только при перегрузке негабарита, но и при вспомогательных операциях на рабочей площадке.

Нежелательны боковые нагрузки на стрелу и рукоять, возникающие при взаимодействии ковша с породой в забое и одновременной работой механизма поворота.

Примером может служить «грейдирование», или иными словами — разглаживание площадки перед экскаватором с расталкиванием камней в стороны. Оператор касается тыльной стороной ковша площадки, и включает механизм поворота. Таким образом получается плоская ровная площадка, но в случае столкновения ковша с крупным валуном, выступающим из породы, сил инерции многотонной машины хватит чтобы повредить рабочее оборудование.

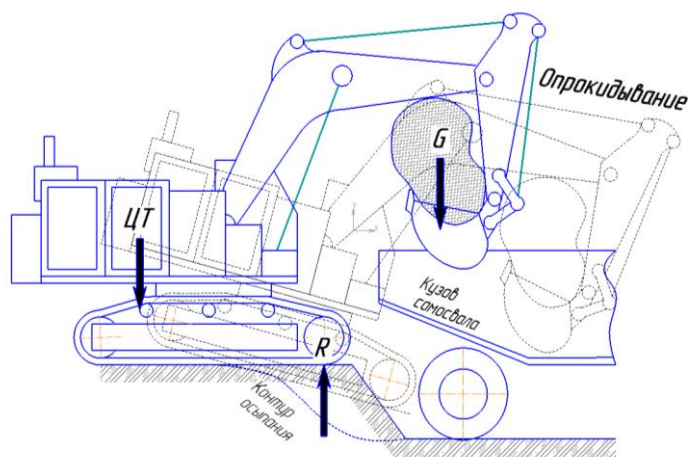
Такие операции оператор выполняет для выравнивания площадки с целью дальнейшей перестановки экскаватора. Зачастую это необходимо для продвижения в забое по мере его отработки.

Прежде чем решиться на погрузку негабарита в самосвал, оператору следует проверить, на какую высоту можно поднять негабарит без риска опрокидывания экскаватора, и как его погрузить в самосвал без удара негабарита о кузов.

Для защиты кузова от удара, оператор насыпает в кузов прибывшего самосвала несколько ковшей породы, своеобразную «подушку», которая должна смягчить удар и распределить нагрузку от негабарита по большей площади.

Взяв негабарит, оператор заносит его над кузовом, но поскольку классическая кинематика ковша неприемлема (вытягивание рукояти вперед), что используется при погрузке породы, а грузить негабарит на задней части кузова нельзя из за опасности перегрузки задней оси и отрыва передних колес (самосвал встает «на дыбы»), приходится подъезжать к самосвалу, используя собственный гусеничный ход.

Если экскаватор находится на отсыпанной площадке, которая на полтора-два метра выше того уровня, на котором находится самосвал — может возникнуть опасность осыпания откоса (рис. 3). Описанная ситуация не является уникальной и происходит регулярно, повторяясь каждую смену.



ЦТ – центр тяжести экскаватора; G – вес негабарита;

R – нагрузка на передние катки

Выводы:

1. Качество проведения взрывных работ напрямую влияет на наличие негабаритов в рабочей зоне и, следовательно, на нагрузки, испытываемые рабочим оборудованием экскаватора, снижая его ресурс и увеличивая вероятность поломок как экскаватора, так и самосвала.

2. Гидравлический экскаватор с обратной лопатой показывает высокую заложенную в конструкцию прочность в возникающих ситуациях, и демонстрирует возможности работы с негабаритами, вдвое-втрое превышающими объем ковша, что выделяет его перед экскаваторами иных типов и конструкций.

ПОДХОД К РЕШЕНИЮ КЛАССИЧЕСКОЙ ТРАНСПОРТНОЙ ЗАДАЧИ

Лозгачёв И. А., Корепанов М. Ю.
Уральский государственный горный университет

Решением этой проблемы впервые заинтересовался Гаспар Монж в 1781 году. Основное продвижение было сделано на полях во время Великой Отечественной войны советским математиком и экономистом Леонидом Канторовичем. И решение этой задачи до сих пор стоит перед поставщиками и потребителями, заинтересованными в оптимизации транспортных процессов на предприятиях [1].

Транспортная задача (задача Монжа–Канторовича) рассматривается как задача об оптимальном плане перевозок грузов из пунктов отправления в пункты потребления, с минимальными затратами. В зависимости от способа представления условий она может быть поставлена в сетевой или матричной форме. Транспортная задача может решаться с ограничениями и без ограничений. В общем виде, это поиск оптимального распределения однородных объектов из аккумулятора к приемникам с минимизацией затрат на перемещение [2].

Используя корреляционно-регрессионный анализ в области транспортных перевозок можно подтвердить уже известные зависимости и возможно открыть новые. Основными задачами корреляционного анализа являются оценка силы связи и проверка статистических гипотез о наличии и силе корреляционной связи.

1. Метод потенциалов

Для решения транспортной задачи воспользуемся методом потенциалов (табл. 1). Для решения задачи обозначим через X_{ij} количество тонн груза, которое должно быть перевезено от i -го поставщика j -потребителю. Тогда математическая модель задачи выразится системой уравнений (1), а целевая функция, представляющая собой сумму произведений расстояний на соответствующий объем перевозок груза в тоннах, уравнением (2).

Таблица 1 - Расстояние между грузопотребителями и грузообразующими пунктами

Складской комплекс ЧТПЗ на Урале	Грузопотребители				Спрос потребителя, т.				Предложение, т.		
	B_1	B_2	B_3	B_4	B_1	B_2	B_3	B_4	A_1	A_2	A_3
Расстояние, км											
Екатеринбург (A_1)	5	12	9	7	30	40	35	20	50	40	35
Перь (A_2)	11	20	6	8							
Челябинск (A_3)	11	14	11	13							
Итого					1250				1250		

$$\begin{aligned}
 X_{11} + X_{12} + X_{13} + X_{14} &= 50(A1) \\
 X_{21} + X_{22} + X_{23} + X_{24} &= 40(A2) \\
 X_{31} + X_{32} + X_{33} + X_{34} &= 35(A3) \\
 X_{11} + X_{21} + X_{31} &= 30(B1) \\
 X_{12} + X_{22} + X_{32} &= 40(B2) \\
 X_{13} + X_{23} + X_{33} &= 35(B3) \\
 X_{14} + X_{24} + X_{34} &= 20(B4)
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$A = (5Q_{11} + 12Q_{12} + 9Q_{13} + 7Q_{14} + 11Q_{21} + 20Q_{22} + 6Q_{23} + 8Q_{24} + 11Q_{31} + 14Q_{32} + 11Q_{33} + 13Q_{34}) \tag{2}$$

При составленном базисном плане закрепления поставщиков за потребителями, транспортная работа составит (табл. 2). Оптимизированный план представлен в таблице 3.

Таблица 2 - Базисный план, составленный способом наименьшего элемента по столбцу

Склад ЧТПЗ на Урале	Грузопотребители				Итого	Потенциалы строк
	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄		
Екатеринбург (A ₁)	30	20	35	5	50	0
Пермь (A ₂)	+	+	+	+	40	-3
Челябинск (A ₃)	+	+	+	+	35	2
Итого	30	40	35	20	125	
Потенциалы столбцов	5	12	9	11		

$$30 \cdot 5 + 20 \cdot 12 + 20 \cdot 20 + 20 \cdot 6 + 15 \cdot 11 + 20 \cdot 13 = 1335 \text{ т} \cdot \text{км.}$$

Таблица 3 - Оптимизированный план перевозок

Склад ЧТПЗ на Урале	Грузопотребители				Итого	Потенциалы строк
	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄		
Екатеринбург (A ₁)	30	5	35	15	50	0
Пермь (A ₂)	+	+	+	+	40	1
Челябинск (A ₃)	+	+	+	+	35	2
Итого	30	40	35	20	125	
Потенциалы столбцов	5	12	5	7		

$$A = 30 \cdot 5 + 5 \cdot 12 + 35 \cdot 14 + 35 \cdot 6 + 15 \cdot 7 + 5 \cdot 8 = 1055 \text{ т} \cdot \text{км.}$$

2. Корреляционно-регрессионный анализ

Задачей корреляционного анализа является оценка силы связи между факторами. Задачами регрессионного анализа являются выбор типа модели, установление степени влияния независимых переменных на зависимую и определение расчётных значений зависимой переменной. В таблицу сводятся данные двух параметров и определяются типы связей между ними. В результате изучения зависимостей получили, что связь между параметрами достаточно тесная. Уравнение регрессии имеет вид:

$$y = 34.7662x + 7253.9422.$$

Связь характеризуется линейным коэффициентом парной корреляции $r_{xy} = b \cdot \sigma_x / \sigma_y = 0,5698$. Расчет средней ошибки аппроксимации показал, что отклонение расчётных значений от фактических составляет 36%. Поскольку ошибка больше 7%, то данное уравнение не желательно использовать в качестве регрессии.

Выводы. Каждое предприятие ставит своей целью сокращение транспортных расходов, а одним из путей сокращения расходов на перевозки является сокращение транспортной работы. Использование метода потенциалов в решении классической транспортной задачи помогает определить оптимальную работу для заданного плана перевозок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Попов, А.Г. Автомобильные грузовые перевозки / А.И.Афанасьев, Ю.Г.Закаменных. –Е., 2012. – 195 с.
2. Грузовые автомобильные перевозки / А.В.Вельможин, В.А.Гудков, Л.Б.Миротин, А.В.Куликов. – М., 2007. – 559 с.
3. <http://www.ati.su/>.

ПРИМЕНЕНИЕ ПЕРСОНАЛЬНЫХ КОМПЬЮТЕРОВ ПРИ ТЕПЛОМ РАСЧЕТЕ ПЕРВОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА

Мутовкин Р.Н., Кашапов Д.А., Чендырев М.А.
 Научный руководитель: Долганов А.В., доцент
 Уральский государственный горный университет

Программа теплового расчета первой ступени компрессора включает в себя: расчет основных показателей работы действительного одноступенчатого компрессора, таких как производительность, мощность на валу, удельная мощность, температура сжатого воздуха. а также автоматическое построение диаграмм.



Рисунок 1

Применение персональных компьютеров позволяет сократить затраты времени на расчет и повышает их точность. При отлаженной программе появляется возможность многократного решения задачи для различных исходных данных и текущих параметров, что способствует оптимизации выбора оборудования. Программа выполнена на языке программирования Visual Basic, интегрированном в приложение Excel, являющееся неотъемлемой частью программного продукта Microsoft Office.[1]

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ю.А. Бутковский. Шахтные пневматические установки. КГМИ, 1991.
2. А.К. Михайлов, В.П. Ворошилов. Компрессорные машины. Энергоиздат, 1989.
3. П.И. Пластинин. Теория и расчет поршневых компрессоров. Агропромиздат, 1987.
4. Все права на использованное программное обеспечение принадлежат их авторам.[1]

РАЗРАБОТКА ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

Новиков С. О.

Научный руководитель Шестаков В.С., канд. техн. наук, профессор.
Уральский государственный горный университет

Цель проекта: разработка привода механизма перемещения буровой установки.

Механизм предназначен для перемещения буровой установки между кустами без демонтажа самой буровой установки.

Исходные данные на проектирование: шаг перемещения 2 м и масса перемещаемой установки 679 т.

Сила, требуемая для перемещения буровой установки

$$F = m \times g \times k,$$

где m – масса буровой установки 679 т., g – ускорение свободного падения, k – коэффициент трения качения сталь по стали 0.001-0.05.

$$F = 679000 \times 9.81 \times 0.05 = 333 \text{ ккН.}$$

В механизм входят два гидроцилиндра, расчет параметров гидроцилиндра и рычагов выполнен на половину усилия F .

При разработке проекта проанализированы три варианта возможного конструктивного исполнения механизма перемещения: включающий лебедку, цепную передачу, а также зубчатую рейку. Недостатком применения лебедки - это большие габариты, а также закрепление лебедки или каната вне буровой установки. Для зубчатореечного механизма недостатком будет сложность изготовления длинной рейки и в связи с этим большая стоимость. При цепной передаче недостатком является необходимость применения длинной цепи.

Из известных механизмов перемещения, наиболее перспективен по экономическим соображениям механизм с гидроцилиндром. Исполнительный элемент будет закрепляться пальцем к опорной балке. При выдвигении штока гидроцилиндра будет перемещаться буровая установка. После передвижки на шаг палец вытаскивается и шток возвращается в исходное положение для следующего шага.

Для возможности последующей модификации для других буровых установок проект выполнен в пакете 3D моделирования Компас-3D. Достоинством использование 3D модели - это повышение производительности конструкторов, исключение возможных ошибок и простота редактирования.

На этапе эскизного проектирования разработана схема и определены размеры механизма для обеспечения заданного шага.

На этапе рабочего проекта разработаны 3D модели всех деталей и составлены сборочные единицы. Два из сборочных узлов - горизонтальный и вертикальный рычаги механизма показаны на рисунках 1 и 2, а весь механизм – на рисунке 3.

При проектировании технических объектов так же решается задача оптимизации конструкции с целью уменьшения массы.

Поиск рациональных толщин листов, из которых изготовлен механизм выполнен в модуле расчета напряженно-деформированного состояния *APM Structure 3D*. Алгоритм поиска рациональных параметров заключается в задании толщин листов, определении напряжений и, если напряжения значительно ниже допускаемых, то уменьшение толщин листов. Расчеты и повторяются до тех пор, пока напряжения не приблизятся к допускаемым.

Для расчета создана 3D модель из пластинчатых элементов, так как конструкция механизма будет сварена между собой из листов металлопроката. В процессе поиска рационального варианта толщина листа варьировалась, начиная с 30 мм и, заканчивая минимальным размером 7 мм.

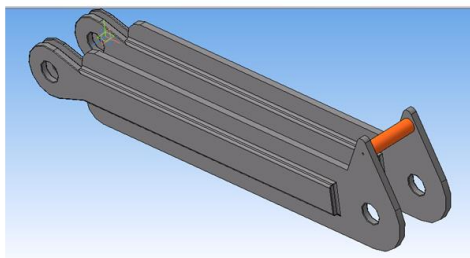


Рисунок 1 – Горизонтальный рычаг механизма

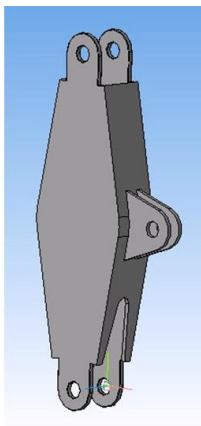


Рисунок 2 – Вертикальный рычаг механизма

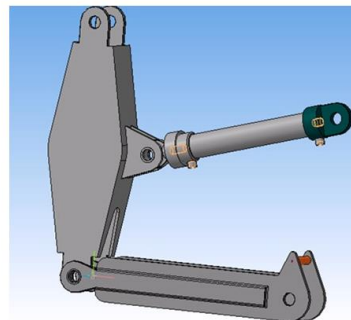


Рисунок 3– механизм перемещения буровой установки

В расчетах допустимое напряжение определялось по пределу текучести материала Ст5сп.

На рисунке 4 представлен вертикальный рычаг в *APM Structure 3D*, Основная часть - листы толщиной равной 7 мм, проушина и листы, примыкающие к ней имеют толщину 12 мм. Это конечные и оптимальные параметры расчета при которых механизм будет работать с коэффициентом запаса по пределу текучести в 1.2 что вполне удовлетворяет условию прочности.

Коэффициентом запаса по пределу текучести

$$k = \frac{[\sigma]_{тек}}{\sigma} = \frac{295}{245} = 1,2$$

где $[\sigma]_{тек}$ - предел текучести материала 295 МПа, σ – расчетное допускаемое напряжение, МПа, которое представлено в карте результатов на рисунке 5.

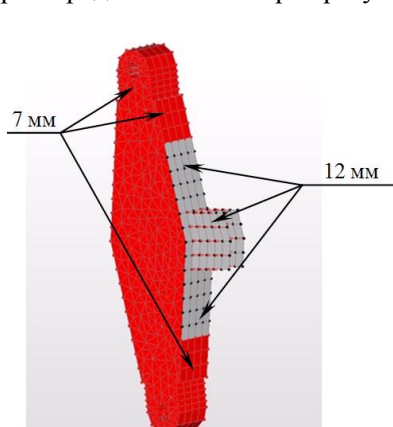


Рисунок 4 – Пластинчатая модель вертикального рычага в *APM Structure 3D*

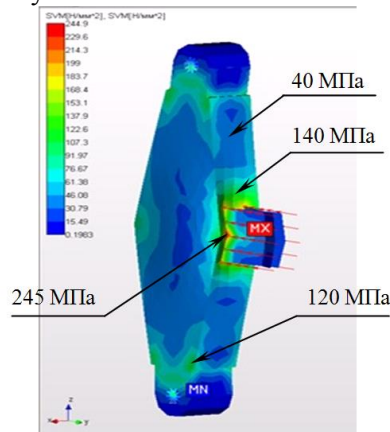


Рисунок 5 – Карта результатов

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. М., «Машиностроение», 1966, с. 170.
2. Замрий А.А. Проектирование и расчет методом конечных элементов в среде *APM Structure3D*. – М.: Издательство АПИМ. 2010 – 376 с.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГИДРООБЕСПЫЛИВАНИЯ И МЕТОДЫ ЕЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Горшкова Н. А.

Научный руководитель Макаров В.Н., д-р техн. наук, профессор
Уральский государственный горный университет

Гидрообеспыливание используется почти во всех процессах добычи полезного ископаемого и во всех климатических условиях, даже при отрицательной температуре. При гидрообеспыливании используется свойство воды и растворов поверхностно-активных веществ – смачивать пылевые частицы и связывать их между собой, с кусками породы и с прочими предметами, на которые осаждается пыль.

Эффективность гидрообеспыливания зависит от способа использования и удельного расхода воды, равномерности увлажнения или орошения горной породы или взвешенной пыли, величины удельной поверхности жидкости, смачиваемости и эффективности улавливания витающих частиц и др.

Для эффективного улавливания витающих частиц диспергированной жидкостью необходимо выполнение четырех последовательных стадий, осуществляемых с определенной степенью вероятности: встречи пылинки на пути своего движения с каплей ($\tau_{в.к.}$); соприкосновение пылинки с каплей ($\tau_{с.к.}$); смачивание и захват пылинки каплей ($\tau_{з.к.}$); соединение капли с уловленными пылинками в воздушном потоке ($\tau_{с.п.}$).

Первая стадия процесса гидрообеспыливания орошением происходит при сближении (встрече) капли с частицей пыли до расстояний, на которых начинают действовать молекулярные силы. На этой стадии необходимо учитывать одновременное действие инерционных, электростатических и турбулентных сил.

Вторая стадия включает соприкосновение пылинки с каплей до возникновения прочного контакта между ними. В противоположном случае пылинка за счет эффекта аэродинамического и молекулярного обтекания оторвется от капли. Основное влияние оказывают адгезионные, инерционные и молекулярные силы.

Процесс смачивания и захвата пылинки каплей погружением в жидкость характеризует третью стадию процесса. На этой стадии при смачивании основная роль принадлежит силам адгезии и инерции, а захват осуществляется в основном под действием силы гравитации частицы.

Четвертая стадия определяет оседание (выпадение из воздушного потока) скоагулированных конгломератов пыль – капля на почву горной выработки за счет сил гравитации согласно закону Стокса.

Каждая из перечисленных стадий может осуществляться параллельно различными силами в зависимости от их величины. Так, встреча пылинки с каплей в воздушном потоке определяется инерционными, электростатическими и турбулентными силами. Поэтому вероятность встречи этих сил можно обозначить через $\tau_{в.к.}$, $\tau_{в.э.}$, $\tau_{в.т.}$. Соприкосновение пылинки с каплей может происходить за счет инерционных сил с вероятностью $\tau_{с.к.}$, и адгезионных сил с вероятностью $\tau_{с.а.}$. Смачивание и захват пылинки каплей происходит также за счет сил инерции $\tau_{з.и.}$, и адгезии. Оседание осуществляется за счет сил гравитации.

Для решения задачи по определению конечной эффективности гидрообеспыливания орошением применим вероятностный подход с использованием теории вероятностей и математической статистики. С этой целью построим математическую модель вероятности выпадения пыли из потока в результате ее коагуляции с каплями жидкости (рис. 1).

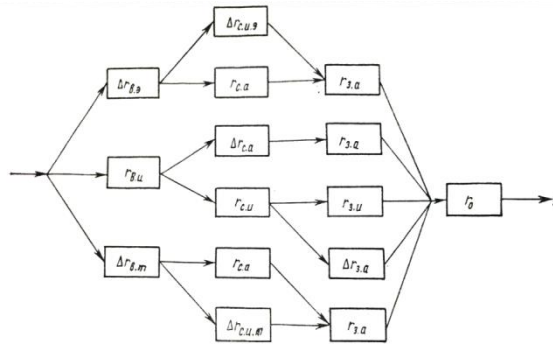


Рис. 1. Блок-схема расчета эффективности гидрообеспыливания орошением

Представленную на этом рисунке блок-схему можно выразить в аналитической форме как

$$\Theta = r_{вн} r_{сн} r_{зн} r_0 + r_{вн} \Delta r_{с,а} r_{з,а} r_0 + r_{вн} r_{сн} \Delta r_{з,а} r_0 + \Delta r_{в,з} \Delta r_{с,и} r_{з,а} r_0 + \Delta r_{в,з} r_{с,а} r_{з,а} r_0 + \Delta r_{в,т} r_{с,а} r_{з,а} r_0 + \Delta r_{в,т} \Delta r_{с,и} r_{з,а} r_0 \quad (1.1)$$

Инерционные силы, возникающие за счет электростатических и турбулентных сил, способствуют ускорению процесса смачивания и погружения пылинок в каплю до становления равновесного угла смачивания Q .

Полный захват пылинок каплями не обязателен, если пылинка будет смочена на поверхности, на которой силы аэродинамического воздействия не смогут оторвать пылинку от капли.

Необязательность полного погружения пылинок объясняется и тем, что капля жидкости, являясь шаром, вращается. При этом открываются все новые участки поверхности капли, непокрытые пылью, чем обеспечивается равномерное покрытие каплей пылинками.

Вероятность соприкосновения пылинки с каплей зависит от критерия Стокса и ее можно определить по уравнению Ленгмюра:

$$r_{с.и} = \frac{Stk^2}{(Stk + 0,5)^2} \quad (1.2)$$

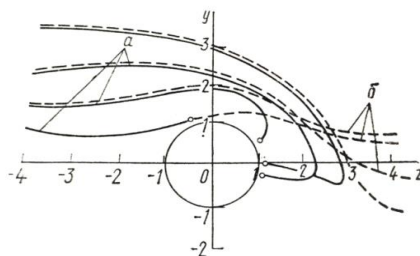
Для определения вероятности встречи пылинок с каплями за счет электростатических $r_{в,з}$, турбулентных сил $r_{в,т}$, воспользуемся понятиями коэффициентов притяжения $k_з$ и $k_т$. Последние показывают, во сколько раз возрастает объем запыленного потока, из которого возможно притяжение пылинок i -го размера к заряженным каплям или за счет турбулентных сил, по отношению к объему, через который прошли капли за счет сил инерции.

Коэффициент притяжения пылинок i -го размера к каплям за счет электростатических сил можно рассчитать по формуле

$$k_з = \frac{3 |q_r q_R|}{4 \epsilon \epsilon_0 \pi^2 \rho g r_{r_i} (R_K^2 - r_{п}^2) R_K^2} [M] \quad (1.3)$$

где q_{r_i} . q_R - ряды частиц пыли и капель жидкости соответственно, Кл; g – ускорение свободного падения, м/с².

Из выражения (1.3) следует, что коэффициент притяжения больше всего зависит от размера капель и удельной электроразаряженности водного и пылевого потоков.



а - частицы пыли противоположного знака заряду капли воды; б – частицы пыли одноименного знака заряду капли воды

Рис.2 Траектория движения пылинок с радиусом 2 мкм относительно капли радиусом 20 мкм

На рис.2 показаны траектории движения пылинок с радиусом 2 мкм относительно капли радиусом 20 мкм при различных соотношениях их зарядов. Из рисунка видно, что заряд капли воды играет определяющую роль в процессе столкновения ее не только с противоположно заряженными частицами пыли, но также с нейтральными и одноименно заряженными.

При взаимодействии разноименно заряженных капель и частиц пыли коэффициент притяжения выше, чем в случае нейтральных или одноименно заряженных частиц и капель жидкости. Электростатически заряженные капли обладают значительно большей улавливающей способностью, чем капли, незаряженные даже при притяжении пылинок, имеющих одинаковый с каплей заряд. Отсюда можно сделать вывод, что если пылевой аэрозоль состоит из разноименно заряженных частиц, целесообразно применять для пылеподавления униполярно заряженный аэрозоль. Отношение коэффициента притяжения пыли заряженными и незаряженными каплями воды интенсивно повышается с уменьшением крупности частиц пыли. Если при радиусе пыли 5 мкм это отношение равно шести, то для $r = 2$ мкм оно выше в десятки раз.

При сближении разноименно заряженных капли и пылинки между ними возникает сила притяжения, способствующая повышению эффективности соприкосновения пылинок с каплями воды. Эта сила существенно возрастает с увеличением относительного заряда капли. По мере приближения к капле ускорение движения пылинки, направленное к центру капли, будет под действием все увеличивающейся силы притяжения непрерывно расти. Тогда в момент соударения составляющая скорости пылинки, нормальная к поверхности капли, будет значительно выше, чем у незаряженных частиц, соприкосновение которых произошло, например, за счет турбулентных сил. Следовательно, вероятность преодоления сил поверхностного натяжения и последующего поглощения пылинки каплей при их столкновении резко возрастает.

Если пылинка и капля несут на себе одинаковые по знаку заряды, то при их сближении вначале преобладают силы отталкивания. Постепенно увеличиваясь, они на некотором расстоянии от капли достигают своего максимального значения, а затем резко падают до нуля, после чего переходят в быстродействующие силы притяжения. Величина зоны притяжения пылинок зависит от их размеров и зарядов. Капля сильнее притягивает к себе крупные пылинки.

С увеличением размера одноименно заряженной с каплей пылинки максимум отталкивающей силы снижается, а расстояние, с которого начинает действовать сила притяжения, повышается.

Таким образом, при сближении электростатически заряженных капли и пылинки увеличивается абсолютное значение действующей между ними электростатической силы. Вблизи от поверхности капли, независимо от знака ее заряда, всегда действует значительная сила притяжения, которая способствует увеличению вероятности встречи пыли с диспергированной водой. Наиболее благоприятные условия возникновения сил притяжения появляются при взаимодействии сильно заряженных капель с более крупными частицами пыли.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛОК НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МОДЕЛИ

Пожидаев Ю.А., Потапов В.Я.
Уральский государственный горный университет

Снижение вибрации в технологическом оборудовании можно достичь двумя путями – выбором рационального режима эксплуатации машины или изменением её структуры, в том числе и динамическим гашением вынужденной вибрации в узлах трения подвижных элементов. Данный метод виброзащиты реализуют посредством присоединения к защищаемому узлу системы, реакции которой уменьшают размах вибрации узла в точках присоединения системы. Под размахом вибрации понимают виброперемещение, виброускорение и виброскорость, которая зависит от коэффициента сопротивления динамической системы. Поэтому так важно уделять внимание виброзащитным устройствам, которые стабильно обеспечивают проектную зависимость коэффициента сопротивления динамической системы (на примере валковой дробилки рисунок 1) от скорости возвратно-поступательных движений в трибосопряжениях [1].

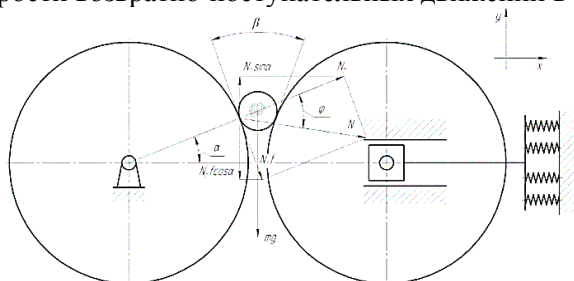


Рисунок 1 – Схема валковой дробилки и силы, действующие на материал

Наиболее распространёнными моделями процесса формирования отказов технических объектов являются системы аналитических зависимостей, когда рассеивание выходного параметра x подчиняется нормальному распределению, а изменение его во времени – линейному закону:

$$x = x_0 + \dot{x}t,$$

где x_0 – начальное значение параметра x ; \dot{x} – скорость изменения параметра за время эксплуатации t . Тогда срок службы до отказа определим как момент достижения параметром x значения x_{\max} , т.е. $x = x_{\max}$:

$$T = (x_{\max} - x_0) / \dot{x}.$$

В этом случае параметр x в любой фиксированный момент времени $t=T$ будет распределён согласно центральной предельной теореме теории вероятностей по нормальному закону с характеристиками:

$$\bar{x} = \bar{x}_0 + \dot{x}t; \quad (1)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{x_0}^2 + (t\sigma_x)^2}. \quad (2)$$

Зависимости математического ожидания (1) и среднее квадратичное отклонение (2) определяют область состояний параметра x во времени t и позволяют получить характеристики параметрической надёжности изделия [2-4].

Средний срок службы рассматриваемого узла по параметру x :

$$T_{\text{ср}} = (x_{\max} - x_0) / \dot{x}. \quad (3)$$

Требуемый уровень показателей безотказности закладывают при проектировании, в частности, путём обеспечения минимально возможной скорости деградации $\bar{\Delta}_x$ параметров x состояния узлов трения. В этом случае на стадии проектирования трибосопряжений в соответствии с выражением (3) будет обеспечен их максимально возможный ресурс или срок службы, обеспечивающий требуемый уровень долговечности механизма в целом.

Режим движения и относительная скорость элементов в паре трения, в частности элементы направляющих подвижного вала, безусловно, влияют на скорость деградации поверхностных слоёв трибоэлементов. Логично будет утверждать, что снижение виброскорости приведёт к снижению скорости деградации, а значит, и продлению ресурса трибосоприжения при прочих равных условиях. Если предположить, что снижение виброскорости не приведёт к изменению закономерностей протекания процесса трения, тогда соотношение скоростей можно выразить через путь трения:

$$S = T\Delta_x = \vartheta t,$$

где Δ_x и ϑ – скорость деградации и виброскорость соответственно; T – срок эксплуатации узла трения, задействованного для демпфирования вынужденной вибрации подвижных элементов дробилки; t – время воздействия вибрации.

При стационарном режиме движения элементов в паре трения и сроке эксплуатации равном времени воздействия вибрации, т.е. когда $T=t$, изменение виброскорости будет прямо пропорционально изменению скорости деградации. Тогда, учитывая допущения, средний срок службы узла трения, задействованного для демпфирования вибрации, будет увеличен на коэффициент эффективности вибрационной защиты, т.е. дополним выражение (3):

$$T_{\text{ср}} = \theta(x_{\text{max}} - x_0)/\bar{\Delta}_x, \quad (4)$$

где θ – коэффициент эффективности вибрационной защиты [5].

Точность расчёта определим как степень совпадения значений выходных параметров модели и объекта. В нашем случае выходными параметрами являются характеристики виброзащиты подвижного элемента дробилки и планируемый ресурс узлов трения. Тогда посредством модели налажено распознавание изменений в пространстве внешних параметров, а также сохранение адекватности при расширении области этих параметров. Это достигается за счёт универсальности спектральной теории, на которой базируется разработанная модель.

Спрогнозировать адекватность разработанной модели возможно по нескольким критериям, которыми являются значения ошибок и отклонений при статистическом и корреляционном анализе, а также в ходе экспериментальных исследований механических и физических характеристик обрабатываемого материала. Суммарная погрешность модели [6]:

$$\delta = \sqrt{K_{\text{a.ct}}^2 + K_{\text{a.kop}}^2 + K_{\text{экс}}^2}, \quad (6)$$

где $K_{\text{a.ct}}$ – расхождение доверительного интервала аппроксимации закона распределения вероятных размеров куска материала под дробление с экспериментальными данными; $K_{\text{a.kop}}$ – расхождение доверительного интервала аппроксимации функции корреляционной связи случайного процесса с определённой функциональной зависимостью; $K_{\text{экс}}$ – погрешность экспериментальных данных, характеризующих сыпучий материал.

Однако общую адекватность разработанной модели можно оценить при сравнительном анализе результатов моделирования реалистичных условий эксплуатации валковой дробилки и действительных значений выходных величин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пожидаев Ю.А., Кадошников В.И., Блондинская Е.Б. Модернизация системы демпферов четырёхвалковой дробилки с использованием электромеханических модулей для повышения КПД // Ремонт, восстановление, модернизация. 2012. №4. С. 24-27.
2. Ляпцев С.А., Потапов В.Я., Афанасьев А.И. Аппараты для разделения горных пород по упруго-фрикционным свойствам. LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, Saarbrücken, 2014. – 90 с.
3. Потапов В.Я., Давыдов С.Я., Потапов В.В. Использование фрикционных сепараторов для выделения твердых включений из глинозёмов // Новые огнеупоры. 2011. № 3. С.5
4. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
5. ГОСТ 24346-80. Вибрация. Термины и определения.
6. Обеспечение надёжности узлов трения машин на стадии проектирования: монография / А.В. Анцупов, А.А. Анцупов (мл.), Анцупов В.П. Магнитогорск: Из-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2013. – 293 с.

ПОДБОР ПАРАМЕТРОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ШНЕКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Царькова Е. Н., Савинова Н. В.

Уральский государственный горный университет

При бурении скважин на нефть и газ существует два способа хранения шлама: амбарный, шлам сбрасывается в амбар; и без амбарный, шлам сгружается в транспорт и вывозится с месторождения. При амбарном бурении шлам необходимо транспортировать на 12-15 метров от эшелона. Для этого используют внешний шнековый транспортер. В работе рассмотрены аспекты, влияющие на подбор параметров металлоконструкции шнекового конвейера.

Шнековый конвейер предназначен для транспортировки в горизонтальном и наклонном положении выбуренного шлама от блока очистки до контейнера сбора и утилизации отходов бурения. Влажность транспортируемого шлама составляет до 80%. Такое оборудование применяется на многих очистных сооружениях, так как обладает простотой устройства и технического обслуживания, а также небольшими габаритами.

Конвейер состоит (рис. 1) из неподвижного желоба, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытого сверху крышкой; винта (наиболее распространены сплошные винты, которые собирают из секций, штампованных из листовой стали толщиной 2...5 мм и приваренных к полуму валу, выполненному из трубы); и привода. Опорами винта служат подшипники качения (скольжения). Привод конвейера включает электродвигатель, редуктор и муфты. Загрузка шлама осуществляется через люк в крышке желоба конвейера и впускного патрубка, что обеспечивает герметичность при схождении материала. Разгрузочное устройство выполняется в виде отверстия в желобе конвейера.

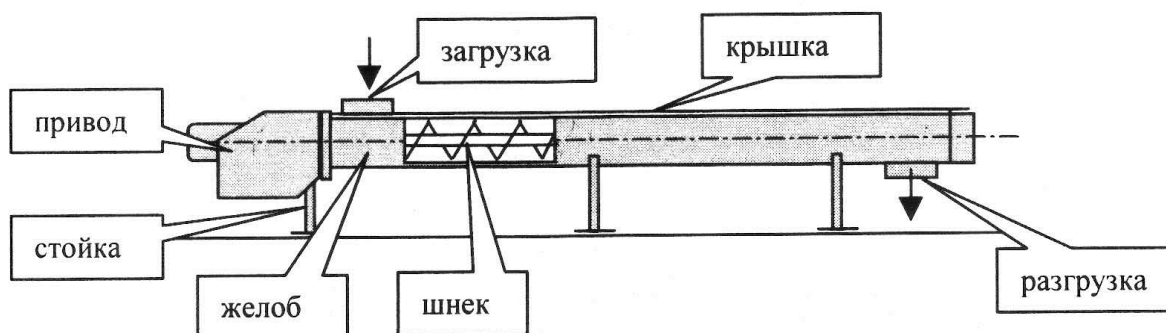


Рисунок 1 - Шнековый конвейер

Задача по подбору параметров металлоконструкций шнековых конвейеров решается путем моделирования в среде инженерного анализа APM WinMachine а модуле конечно-элементного (КЭ) анализа APM Structure3D. Метод КЭ сводится к аппроксимации сплошной среды совокупностью подобластей (или элементов), имеющих конечное число степеней свободы. Для каждого элемента задаются некоторые функции формы, позволяющие определить поле перемещений внутри элемента по перемещениям в узлах. Взаимодействие КЭ друг с другом осуществляется только через узлы. Действующие на КЭ внешние нагрузки приводятся к его узлам и носят название узловых нагрузок. Основными типами КЭ являются стержневые, пластинчатые и объемные.

Модель формы металлоконструкции конвейера выполнялась из двух типов элементов. Желоб моделировался пластинчатыми КЭ, опоры стержневыми КЭ (рис. 2, а).

Модель нагружения – совокупность нагрузок действующих на металлоконструкцию.

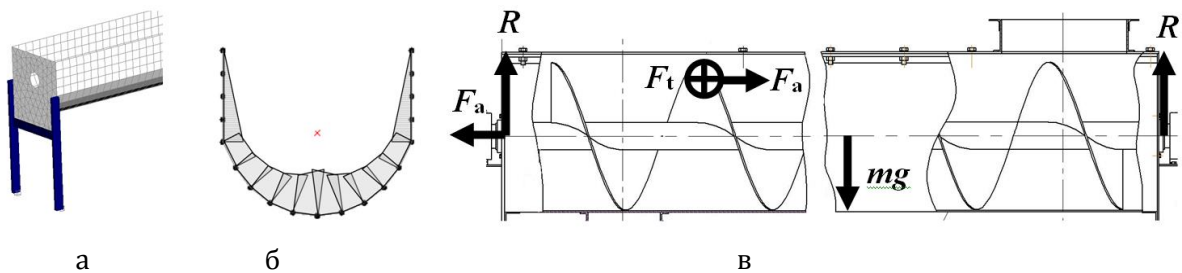
Давление на стенки желоба (рис. 2, б) рассчитывались из допущения, что участки плоские

$$dp = \rho g dh,$$

где ρ – плотность шлама;

h – вертикальная координата положения узла.

Нагрузка на подшипниковые узлы (рис. 2, в), расположенные в торцевых сечениях желоба, зависят от конструктивных параметров желоба: длины, диаметра, шага и угла наклона витков; а также от кинематических параметров конвейера и механических характеристик материалов: передаваемой мощности, частоты вращения шнека, коэффициента трения шлама о металл; плотности и объема шлама. Таким образом, торцевые сечения должны воспринимать, радиальную R и осевые нагрузки F_a .



а – модель формы; б – эпюра распределения давления на стенки желоба; в – силы действующие на торцевые участки желоба

Рисунок 2 – Расчетная схема

В результате расчетов выполненных модуле APM Structure3D были подобраны: толщины металлоконструкции желоба, поперечные сечения стержневых элементов, таким образом, чтобы удовлетворялся главный критерий работоспособности - прочность.

На рисунке 3 показаны карты напряжений и перемещений в одном из вариантов исполнения шнекового конвейера.

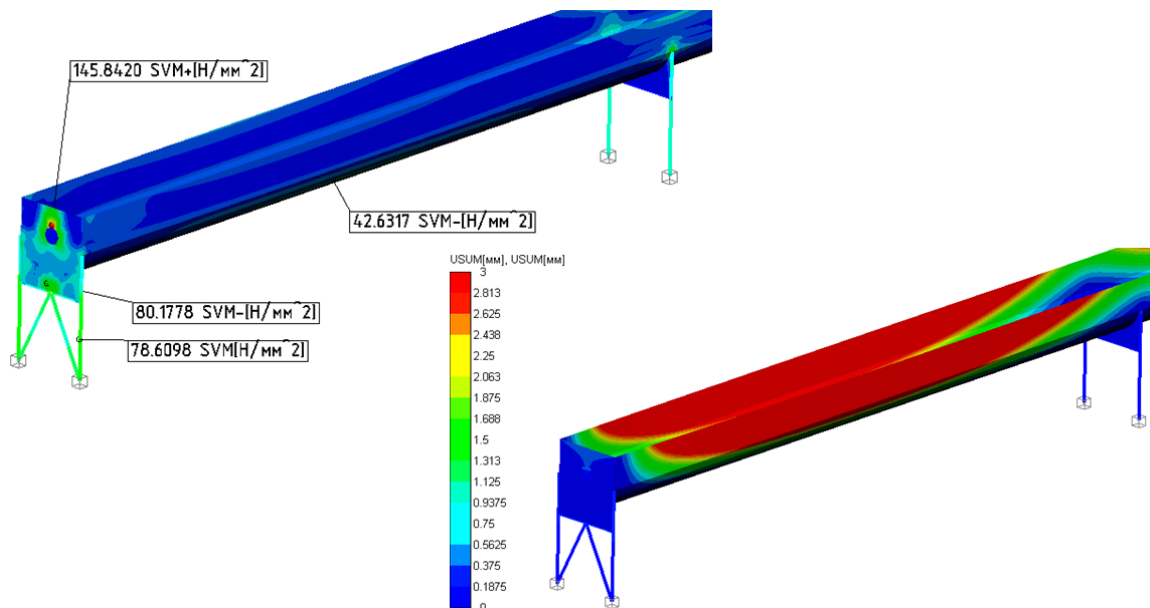


Рисунок 3 – Результаты расчетов вертикального конвейера

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ УЗЛА ПОДКЛЮЧЕНИЯ РУДНИЧНЫХ ТУРБОМАШИН К КОЛЛЕКТОРУ

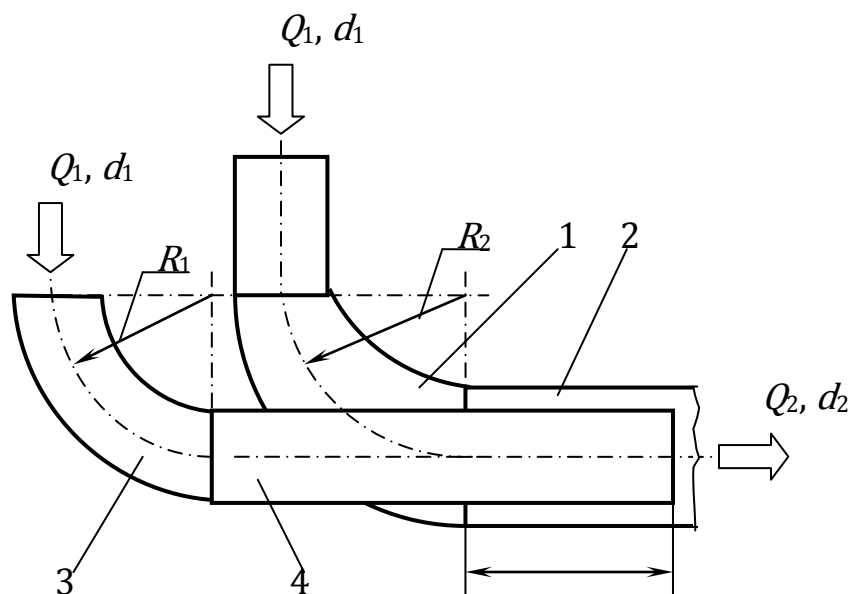
Габидуллин Д. Р.
Уральский государственный горный университет

В работе предложена новая методика определения рациональных параметров коллектор, соединяющего турбомашину с нагнетательным трубопроводом.

Рассмотрено 3 варианта конструкции узла присоединения турбомашин к коллектору.

Для оценки величины потерь энергии потока, обусловленных местными сопротивлениями, следует сложить потери на преодоление каждого местного сопротивления в отдельности. Сравнение же различных сетей по данному фактору целесообразно осуществлять с помощью *приведенного коэффициента местных сопротивлений сети*.

Вариант 1.

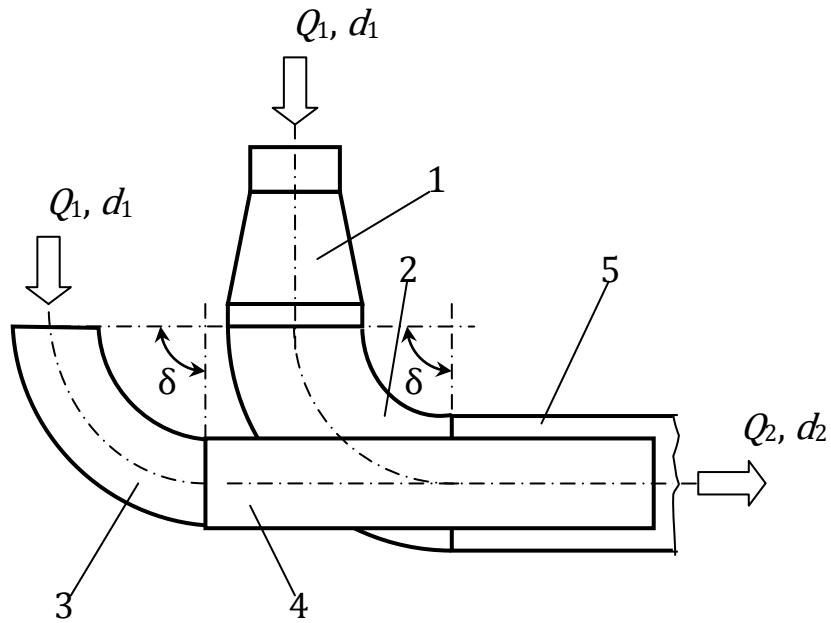


1 диффузор с дугообразной осью; 2 коллектор; 3 – подводящий патрубок; 4 – прямолинейный участок

Рис. 1. Схема тройника [1]

Вариант 2.

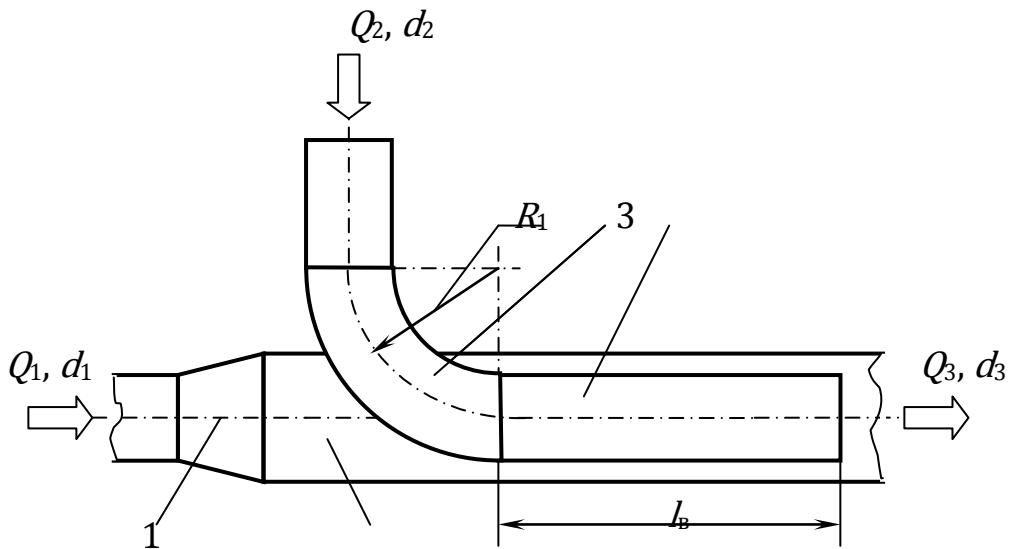
Для уменьшения величины гидравлических потерь предложена конструкция тройника (см. рис. 2.)



1– диффузор; 2, 3– подводящие патрубки; 4 – прямолинейный участок; 5 коллектор;

Рис. 2. Вариант конструкции тройника

Вариант 3



1 – диффузор; 2 – коллектор 3 – подводящий патрубок; 4 – прямолинейный участок

Рис. 3. Вариант тройника с вводом подводящего патрубка в коллектор

На рис.3 показан диффузор 1, служащий для увеличения давления в коллекторе. Для обеспечения равенства средних скоростей потока в коллекторе и на выходе из прямолинейного участка 4 необходимо выполнить соотношение

Выводы.

1. Анализ приведенных расчетов показывают, что использование узлов подключения насосов к коллектору, выполненных согласно рис. 2, обеспечивает наименьшие потери энергии расходуемой на преодоление местных сопротивлений.
2. Расчеты показывают, что наименее энергозатратным вариантами является второй.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Косарев Н.П., Дмитриев В.Т., Дмитриев С.В. Обоснование схем включения рудничных турбомашин при их параллельной работе// Изв. вузов. Горный журнал. 2012. № 6. С. 58 – 62.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ Под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 671 с.

УДК: 622.807

МЕХАНИЗМЫ ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ ПРИ ОРОШЕНИИ

Горшкова Н. А.

Научный руководитель Макаров В.Н., д-р технич. наук, профессор
Уральский государственный горный университет

Повышение требований к качеству очистки воздуха на промышленных предприятиях приводит к тому, что на производстве все шире используют высокоэффективные методы и механизмы пылеулавливания, которые очень разнообразны по принципам действия и конструктивному оформлению.

Из инерционно-адгезионного механизма гидрообеспыливания при орошении следует, что смачивание пыли может происходить как в статических, так и динамических условиях. Причем в горной практике гидрообеспыливание осуществляется главным образом в динамических условиях.

Известно, что процесс смачивания происходит с вытеснением воздуха с поверхности пылинок при растекании жидкости. При этом на границе раздела трех фаз происходит распределение поверхностных энергий. Капли жидкости только тогда растекаются по поверхности твердого тела без подвода энергии извне, если при этом уменьшается сумма поверхностных энергий этих веществ, т.е. соблюдается условие

$$\sigma_{т.ж} + \sigma_{ж.г} < \sigma_{т.г} \quad (1.1)$$

Уравновешивание системы происходит за счет образования между поверхностью пылинки и каплей определенного равновесного угла смачивания θ_0 этом случае поверхностные силы уравновешивают друг друга по закону Юнга:

$$\sigma_{ж.г} \cos \theta_0 = \sigma_{т.г} - \sigma_{т.ж} \quad (1.2)$$

откуда

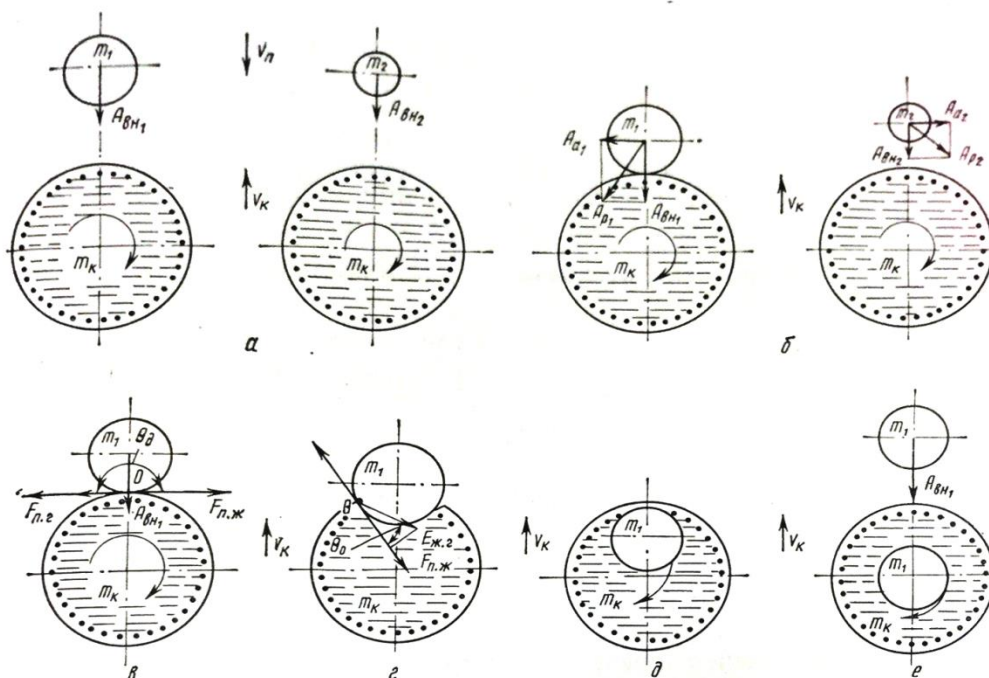
$$\cos \theta_0 = \frac{\sigma_{т.г} - \sigma_{т.ж}}{\sigma_{ж.г}} \quad (1.3)$$

Среднее значение краевых углов смачивания углей различных марок, а также некоторых минералов и горных пород, вмещающих угольные пласты, приведены в табл. 1.

Марка угля	Краевой угол смачивания, град.	Минералы, горные породы	Краевой угол смачивания, град.
А	68	Кварц	0-10

ПА	69	Кальцит	0
Т	71	Пирит	33
ОС	76	Углистый сланец	43
К	85	Глинистый сланец	0-10
Ж	78	Горючий сланец	0-10
Г	65	Песчаный сланец	0-10

Для количественного определения работы смачивания и захвата пылинки рассмотрим взаимодействие поверхностных энергий по линии соприкосновения частиц жидкости с меньшими по размерам пылинками (рис. 1). В этом рисунке использованы следующие буквенные обозначения: $A_{вн.}$, A_3 – работа внешних сил и аэродинамического сопротивления; $m_п$, $m_к$, – массы пылинки и капли; $v_п$, $v_к$ – скорости движения пылинки и капли; $F_{т.г}$, $F_{ж.г}$, $F_{т.ж}$, – силы поверхностного натяжения на границах разделов пыли с газом, жидкости с газом и пыли с жидкостью; θ_0 – равновесный краевой угол смачивания; θ_d – гистерезисный (динамический) краевой угол смачивания; A_3 – энергия захвата пылинки; $\sigma_{ж.г.д}$ – поверхностное натяжение на границе жидкость – газ в динамических условиях.



а – сближение частиц; б – улавливание частиц; в – начало смачивания; г – установление равновесия; д – смачивание (захват) частиц; е – новая исходная позиция

Рис.1 Инерционно-адгезионный механизм пылеулавливания при орошении по этапам

Рассматривая четырехстадийную последовательность захвата (улавливания) пылинок каплей отмечаем:

- на первом этапе (рис.1, а) для сближения капель с пылинками используются инерционные силы, определяемые размерами частиц пыли и капель и скоростью их сближения;
- на втором этапе (рис. 1, б) осаждение пылинки на каплю возможно лишь при условии, что $F_{вн} > F_н$, где $F_{вн}$ – внешние силы, воздействующие на пылинку, Н;
- на третьем этапе (рис. 1, в, г) происходит смачивание пылинки до тех пор, пока не установится равновесное состояние за счет перераспределения поверхностных сил по периметру смачивания. Условием начала смачивания является

$$F_{ж.г} + F_{т.ж} > F_{т.г} \quad (1.4)$$

и равновесного состояния

$$\cos\Theta_0 = \frac{F_{т.г} - F_{т.ж}}{F_{ж.г}} \quad (1.5)$$

- на четвертом этапе (рис. 1, д) происходит процесс распространяющегося смачивания, заканчивающийся полным захватом пылинки каплей за счет внешних сил $F_{вн}$, работу которых можно определить из следующего выражения:

$$A_3 = A_{вн} - A_{пл} \geq \sigma_{ж.г} (1 - \cos\Theta) \quad (1.6)$$

При отсутствии внешних сил пылинка будет плавать на поверхности капли, являясь препятствием для улавливания других пылинок. После полного погружения пылинки на данном участке поверхности капли может осаждаться пыль.

На рис. 1, е показан новый исходный этап, когда капля способна снова улавливать пыль. Следует отметить, что такая возможность появляется лишь через определенный промежуток времени после того, как будут адсорбированы молекулы по поверхности капли.

Для хорошо смачиваемых пылей ($\theta \approx 0$) захват (погружение) пылинок происходит под действием незначительных сил молекулярного притяжения, сил соударения частиц при орошении, сил тяжести капель жидкости и др. Для плохо смачиваемой пыли этих сил недостаточно, поэтому в практике горного дела прибегают к повышению давления распыляемой жидкости, что приводит к увеличению скорости встречи пылинок с каплями, а также снижению поверхностного натяжения жидкости.

Анализ выражения (1.6) показывает, что за счет внешних сил всегда можно обеспечить условия полной смачиваемости пыли, оседающей на капле за счет инерции. Можно также регулировать скорость смачивания независимо от физико-химических свойств пыли и жидкости.

При увеличении давления воды, распыляемой форсунками, от 0,1 до 0,8 МПа эффективность осаждения пыли возрастает в 2,5 раза (рис. 2).

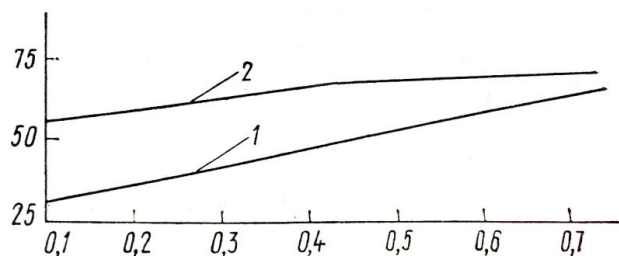


Рис. 2 Зависимость эффективности осаждения пыли от давления воды при ее расходах 2,5 (1) и 5 л/мин (2)

Примерно такой же прирост эффективности пылеулавливания наблюдается и при двойном увеличении расхода воды на орошение.

Отсюда следует, что определяющую роль в увеличении эффективности смачивания играет скорость движения частиц распыляемой воды, а не общий расход жидкости на орошение. Эффективность пылеподавления будет возрастать при уменьшении относительной скорости движения капель и воздушного потока.

РАЗРАБОТКА ФРИКЦИОННЫХ СЕПАРАТОРОВ ИСПОЛЬЗУЮЩИХ ФИЗИКО –МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ

Семенов А.В., Потапов В.Я., Потапов В.В.
Уральский государственный горный университет

Разделение по упругости и трению широко применяются в горной и строительной промышленности. Наиболее простым устройством для разделения по трению является полочный сепаратор, который представляет собой совокупность нескольких механических устройств, каждое из которых предназначено для разделения частиц обогащаемого материала по различным признакам. В настоящее время известно несколько конструкций полочных сепараторов. Сепаратор состоит из наклонной полки (узла стратификации), на которой происходит разгон частицы до скорости, зависящей от коэффициента трения. Узел стратификации подготавливает к разделению частицы с различными коэффициентами трения.

Наклонная полка заканчивается в нижней части криволинейным трамплином. Криволинейный трамплин выполнен по дуге с постоянным радиусом и его можно считать вторым этапом подготовки частиц с различными коэффициентами трения к разделению. Сила трения на этом участке меняется в зависимости от места нахождения частицы. В разных точках вогнутой траектории нормальное давление частицы на криволинейную поверхность различное. В следствии этого на первом этапе движение равноускоренное, а на втором оно подчиняется довольно сложному закону. Уменьшение скорости на криволинейном участке нелинейно и зависит от коэффициента трения. В результате при выходе частиц на участок свободного полета они имеют существенно различные скорости, а вылет частиц происходит по настильным траекториям. Таким образом, образуется веер разделения, благодаря которому возможно формирование продуктов частиц с различным содержанием полезного компонента. Процесс движения каждой частицы возможно описать математической моделью, включающей уравнения движения на каждом этапе разделения.

Значение скорости при выходе на криволинейный участок 1 (см. рис 1):

$$V_a = \sqrt{2 \cdot g \cdot l \cdot (\sin \beta - f_{ck} \cdot \cos \beta)},$$

где V_a – скорость выхода частиц на трамплин, м/с; l – длина полки, м; β – угол наклона полки, град;

f_{ck} – кинетический коэффициент трения; g – ускорение свободного падения.

Зависимость изменения скорости частицы на криволинейном участке трамплина 2 получено из дифференциального уравнения движения материальной точки в естественных координатах. Уравнение проинтегрировано в конечной форме:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = P \cdot \sin \varphi - f_{ck} \cdot \left(m \cdot \frac{V^2}{r} + P \cdot \cos \varphi \right),$$

где m – масса частицы, кг; P – сила тяжести частицы, Н; φ – угол между нормалью и вертикалью при движении частицы на трамплине, град; r – радиус кривизны трамплина, м; V – скорость движения частицы на криволинейном участке трамплина, м/с.

Уравнение свободного движения частицы в воздушном потоке, создаваемым вращающим барабаном невозможно проинтегрировать в квадратурах, т.к. дифференциальные зависимости носят сложный нелинейный характер:

$$\begin{cases} \ddot{m}x = -\mu(\dot{x} - V_{ex}) \\ \ddot{m}y = -\mu(\dot{y} - V_{ey}) \end{cases},$$

где μ – коэффициент пропорциональности.

Текущее значение скорости определяется следующими выражениями

$$V_{ex} = \frac{V_{ey}'}{r'}, V_{ey} = \frac{V_{ex}'}{r'},$$

где $r' = \sqrt{(x')^2 + (y')^2}$ - расстояние от частицы до центра вращения барабана;
 $x' = x - a$, $y' = y - a$, - текущее значение координаты точки.

Сила сопротивления движения частицы при этом подчиняется закону Стокса:

$$F_c = -\mu \bullet V_r$$

где F_c - сила сопротивления движению частицы в воздухе, Н; V_r - скорость частицы относительно потока воздуха, м/с.

Данные уравнения поддаются лишь численному интегрированию на ЭВМ.

Для их решения использовалась стандартная процедура метода Рунге-Кутты.

При ударе частицы о вращающийся барабан уменьшается величина скорости частицы и меняется ее направление. Соотношение для их определения получены с использованием методов теории удара.

Величина угла отражения определяется в виде:

$$\alpha_{от} = \arctg x \left[\frac{1}{k(\tg \alpha_n \pm \lambda) \pm \lambda} \right],$$

где $\alpha_{от}$ - угол отражения частицы, град; α_n - угол падения, град; k - коэффициент восстановления при ударе; λ - коэффициент трения при ударе.

Величина скорости отражения частиц от барабана после определения $\alpha_{от}$ может быть выражено из уравнения:

$$V_{om} = \frac{V_n (\sin \alpha_n - \lambda \cos \alpha_n)}{(\sin \alpha_{om} + \lambda \cos \alpha_{om})},$$

где V_n - скорость падения частицы, м/с.

Учитывая случайный характер изменения величин, входящий в приведенное уравнение модели расчет ведется на ПЭВМ с использованием методов математической статистики

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ляпцев С.А., Цыпин Е.Ф., Потапов В.Я., Иванов В, В. Математическое моделирование разделения частиц в барабанно-полочном фрикционном сепараторе// Известия вузов. Горный журнал. - 1996. - № 7. - С. 147 - 150.
2. Потапов В.Я. Закономерности движения куска горной породы по наклонной плоскости фрикционного сепаратора / В.Я. Потапов, В.В. Потапов // Известия вузов. Горный журнал №5, 2011. - С.94-100.
3. Сепаратор для разделения материалов по трению и упругости: пат. Ru№111780, заявл. 24.06.10, опубл. 27.12.2011. Бюл. №36, В.Я. Потапов, А.И. Афанасьев, С.А. Ляпцев, Е.Ф. Цыпин, В.В. Потапов, В.В. Иванов.
4. 6.Потапов В.Я. Разработка математической модели движения частиц в сепараторе по трению и упругости. Уральский государственный горный университет. / В.Я. Потапов / Известия вузов. Горный журнал №3, 2011. - С.60-66.

РЕМОНТ И МОДЕРНИЗАЦИЯ УЗЛА ДИСБАЛАНСА ВИБРОМАШИНЫ

Нечаев А. С.

Научный руководитель Боярских Г. А., д-р техн. наук, профессор
Уральский государственный горный университет

Вибромашина – устройство, предназначенное для отделочно-упрочняющей обработки деталей, после операций заготовительного цикла, для деталей различных типов оборудования, в том числе горного.

Ввиду характера работы, узлы вибромашин испытывают повышенные вибрационные и динамические нагрузки, которые ведут к уменьшению ресурса работы данных узлов.

В процессе эксплуатации машины, мы столкнулись с проблемой долговечности подшипниковых узлов, ввиду несоответствия характеристик подобранного типа подшипников фактическим нагрузкам, а также отсутствия дополнительной фиксации внутренних подшипниковых колец на валу. Вибромашина прослужила 168 раб/час и вышла из строя.

Во время работы на валах вибромашин возникают не только высокие радиальные нагрузки, но также и осевые. Так как в узле дисбаланса применены радиальные роликовые подшипники 32306, они не могут воспринимать осевой характер нагрузки и их долговечность снижается. Для решения данной проблемы предлагается установить двурядные сферические роликовые подшипники 3506, которые имеют большую грузоподъемность, направление воспринимаемых нагрузок – радиальное и осевое в обе стороны. Осевое – до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Также допускают значительный перекос внутреннего кольца (вала) относительно внешнего кольца (корпуса).

Подшипники 3506 и 32306 имеют разные диаметры наружных колец, а также толщины. Вследствие чего возникает проблема установки новых подшипников в корпус 2 и крышку 3 дисбаланса. Решением данной проблемы предлагается произвести ряд изменений конструкции узла (рисунок 1):

1. В корпусе расточить упорный буртик подшипника. 2. В отверстия корпуса и крышки под подшипник установить с натягом втулку 1, внутренний диаметр которой соответствует наружному диаметру нового подшипника. 3. Уменьшить толщину уже имеющихся крышек подшипника 4. 4. Ввести в конструкцию шайбы 10 под крышки подшипника, а также прокладки 5, 6 и 7.

Учитывая обнаруженные повреждения валов дисбаланса, возникает необходимость в изготовлении новых валов в соответствии с доработками конструкции.

Для более точной осевой фиксации подшипника, предотвращения проворачивания внутреннего кольца на валу, а также возможности устанавливать подшипник на вал с

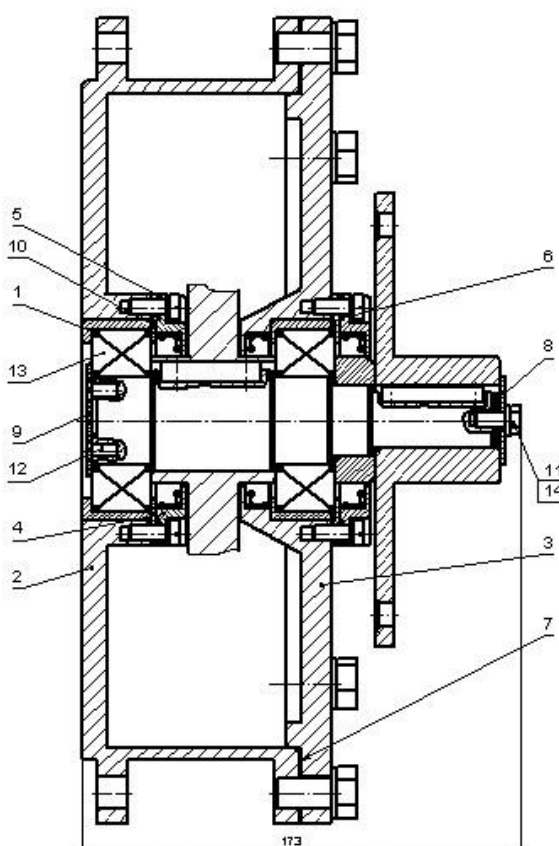


Рисунок 1 - узел дисбаланса

небольшим натягом без опасности деформации посадочной поверхности вала, внутренние кольцо фиксируется к валу с помощью упорной шайбы 9 и винтов 12.

Все вышеперечисленные меры позволяют увеличить долговечность узлов, за счет новых подшипников с увеличенной грузоподъемностью и возможностью воспринимать также и осевые нагрузки, уменьшить затраты на модернизацию и последующие ремонты, так как нет необходимости изготавливать дорогостоящие корпус и крышку, имеющие сложную конструкцию. Посадка подшипников с меньшим натягом обеспечит возможность в последующем производить ремонты многократно, выполняя монтаж и демонтаж подшипников без опасности повредить посадочные места на валах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. Под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.: ил.

2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. – 8-е изд., перераб. И доп. Под ред. И. Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.: ил.

УДК 622.

РАЗРАБОТКА УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТИРОВКИ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

Костюк П. А., Кодаков Н. А.

Научный руководитель проф. Потапов В. Я.

Уральский государственный горный университет

В настоящее время в виду увеличения энергозатрат на транспортировку материалов, создание экономически выгодных установок, является актуальной задачей.

Таковыми системами, сочетающими в себе ряд положительных качеств, являются пневматические устройства. Пневмотранспортная установка состоит из питающего устройства, трубопровода, отделителя и воздуходувной машины. Они отличаются незначительной стоимостью из-за простоты конструкции, легкостью обслуживания, обладают большой маневренностью, позволяют транспортировать материалы в многих условиях (вагоны, бункера и т.д.) с незначительной потерей материала.

Транспортные трубопроводы могут быть проложены во многих местах с незначительной занимаемой площадью пространства.

По давлению транспортные системы подразделяются на нагнетательные и всасывающие. У нагнетательных систем давление газа в транспортном трубопроводе больше атмосферного, у всасывающих, наоборот, меньше атмосферного. Компоновка всасывающей и нагнетательной систем дает смешанную систему. Отдельные системы различаются расположением элементов транспортной установки.

По максимальной величине избыточного давления или разрежения пневматические транспортные системы делятся на низконапорные, средненапорные и высоконапорные. Границы давлений обусловлены классификацией воздуходувных машин, применяемых в системах пневматического транспорта. Для низконапорной системы используют вентиляторы, для средненапорной системы – воздуходувки, а для высоконапорной системы – компрессоры. Величина давления имеет решающее значение для конструкции элементов пневмотранспортной системы и выбора воздуходувной машины.

При проектировании систем пневмотранспорта необходимо решить две основные задачи:

а) найти (выбрать скорость взвесенесущего газа, обеспечивающую надежное перемещение твердых частиц;

б) определить потери давления в пневмолинии.

Как показывают практика и эксперимент, оба эти параметра зависят от свойств транспортируемого материала, таких как гранулометрический состав (форма и пористость частиц, коэффициент трения частиц о стенку трубы). Однако расчеты, как правило, проводят для одного (чаще всего среднемассового) размера частиц, при этом обычно не обсуждается и не анализируется вопрос о надежности определяемых величин, получаемых, например, для материалов, имеющих одинаковый условный размер частиц, но обладающих различной степенью полидисперсности.

Часто в таких устройствах для создания псевдооживления осуществляется продувка слоя частиц воздухом через пористую сетчатую перегородку. В результате прохода воздуха через слой материала, из-за разности давлений перед слоем P_1 и над ним P_2 и разнице воздуха дв, объем материала насыщается воздухом и он начинает увеличиваться в объеме, оставаясь неподвижным, при этом частицы материала начинают отделяться друг от друга. Частицы не покидают образовавшийся «псевдооживленный» слой, поскольку их вес уравнивается скоростным напором воздуха, т.е. его скорость равна скорости витания частиц $V_{\text{вит}}$. В данном состоянии перепад давления $\Delta P = P_1 - P_2 = \text{const}$ и не зависит от скорости потока воздуха $V_{\text{п}}$, которая будет равна критической скорости $V_{\text{кр}}$ «псевдооживления».

Критическая скорость $V_{\text{кр}}$ [м/с] аэросмеси

$$v_{\text{кр}} = c\sqrt{\mu a g d}, \quad (1)$$

где $c=0,25 \div 0,4$ – коэффициент, зависящий от крупности материала, склонности к слеживанию и наличию влаги; μ – весовая концентрация материала; $a = (\rho_{\text{м}} - \rho_{\text{в}})/\rho_{\text{в}}$; $\rho_{\text{м}}$ и $\rho_{\text{в}}$ – плотность соответственно материала и воздуха, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; d – диаметр пневмопровода, м.

При пневмотранспортировании сыпучих материалов, решающее значение имеет структура аэросмеси, характер которой определяется взаимодействием воздуха и материала.

Необходимая скорость $V_{\text{п}}$ [м/с] потока

$$v_{\text{п}} = (1.05 \div 1.1)v_{\text{кр}}. \quad (2)$$

Необходимая подача $Q_{\text{в}}$ [м³/мин] воздухоподающей машины

$$Q_{\text{в}} = k Q_{\text{с}}, \quad (3)$$

где $k=1,1 \div 1,15$ – коэффициент, учитывающий потери воздуха в пневмопроводе. [3]

Транспортировка материала может начинаться при условии, когда $V_{\text{п}} > V_{\text{кр}}$ и станет равной скорости уноса $V_{\text{у}}$. [4]

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Потапов В.Я., Афанасьев А.И., Костюк П.А. Основы расчета пневматических устройств (пу) для транспортирования сыпучих смесей. "Фундаментальные исследования" №10 (часть 1), 2015г. с. 9-11.
2. Патент «Камерный питатель пневмотранспортной установки». № RU2013125215A
3. Потапов В.Я., Потапов В.В., Костюк П.А., Анохин П.М., Семёнов А.В. Использование пневматических устройств (ПУ) для транспортирования сыпучих смесей после предварительного разделения материалов. Материалы научно-технической конференции «Инновационные технологии обогащения минерального и техногенного сырья», с.229-232, 2015г.
4. Давыдов С.Я. Энергосберегающее оборудование для транспортировки сыпучих материалов: Исследование, разработка, производство. УГТУ-УПИ. Екатеринбург, 2007. 317с.

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ДЕМПФИРОВАННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ ВАЛКОВЫХ ДРОБИЛОК

Пожидаев Ю.А.

Уральский государственный горный университет

Обоснование рациональных режимов демпфированных колебаний при диагностике валковых дробилок можно решить посредством моделирования. Применение методов оптимизации при изучении «поведения» математической модели позволяет отыскать наилучшее сочетание характеристических параметров исследуемых валковых дробилок, что обеспечит повышение надежности разрабатываемых систем, сокращение сроков проектирования и т.п.

Критерий оптимальности формируется на основе одного или нескольких критериев эффективности. Критериями эффективности в нашем случае приняты минимальные виброперемещения и виброускорения податливого валка, а также энергоэффективный диагностируемый сигнал.

При поиске оптимальной конструкции по принятому критерию оптимальности и ограничениям можно получить оптимальную, но нерациональную конструкцию. Например, если не учитывать конструктивные особенности объекта в целом, то можно определить оптимальные условия работы конкретного узла, но машина при этом не сможет нормально функционировать. Тогда одним из пунктов рационального конструирования валковых дробилок должна быть устойчивость динамического состояния взаимодействующих узлов в объекте [1].

Правильная реакция системы диагностирования на изменение энергетического спектра возбуждения заключается в корректировке амплитудно-фазовой характеристики парциальной системы. Корректировка возможна за счёт изменения жёсткости упругих элементов или варьирования коэффициента демпфирования. Более детально остановимся на втором варианте, так как виброзащитные устройства на электромеханических модулях ориентированы на этот способ управления динамикой системы [2].

Рассмотрим пример, когда кинематические параметры динамической системы зависят нелинейно от коэффициента сопротивления и имеют экстремумы. Представим графически (рисунок 1) зависимость среднеквадратических виброперемещений σ_x и виброускорений $\sigma_{\ddot{x}}$ от коэффициента сопротивления k , и, задав допустимые значения каждого из параметров ($[\sigma_x]$ и $[\sigma_{\ddot{x}}]$), произведём сравнение критериев выбора методики для поиска оптимального значения коэффициента сопротивления k . Взяв за основу один из аналитических методов нахождения экстремумов функции, определим минимальный коэффициент сопротивления k_{min} для каждого параметра. После чего, сравнивая значения между собой, назначаем номинальное значение $k_{ном}$, не превышающее граничные условия.

Устойчивое состояние динамической системы будет при выполнении условия, когда $k_{ном} \geq k_{min}$ [1, 3]. Корректировка коэффициента сопротивления в пределах от $k_{ном}$ до k_{max} даёт возможность демпфировать вибрацию, избегая резонанса. Изменение коэффициента сопротивления во времени может быть как ступенчатым, так и резким. Назначение максимального коэффициента сопротивления k_{max} зависит от требований к динамической системе. В данном примере логично будет назначить максимальный коэффициент сопротивления, приравняв его к значению, при котором минимальны перемещения, т.е. $k_{max} = k_{min}$.

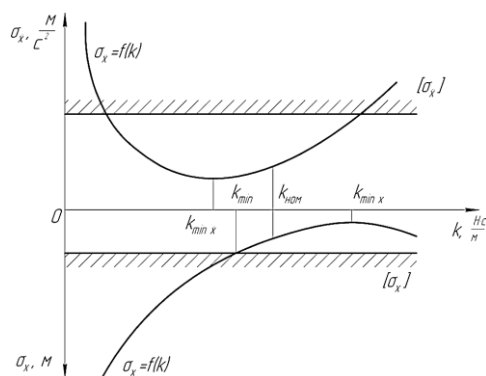


Рисунок 1 – Графическое изображение зависимости среднеквадратических виброперемещений σ_x и виброускорений $\sigma_{\dot{x}}$ от коэффициента сопротивления k

Для аналитического представления зависимости виброперемещений и виброускорений (в одном из направлений распространения вибрации в объекте) от коэффициента сопротивления (демпфирования), например по оси абсцисс (Ox), определяем среднеквадратические виброперемещения и виброускорения:

$$\sigma_x^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) d\omega; \quad (1)$$

$$\sigma_{\dot{x}}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \omega^4 S_x(\omega) d\omega. \quad (2)$$

Зависимости (1) и (2) справедливы для стационарного процесса по частоте ω энергетического спектра вынужденных колебаний S_x . При конструировании промышленных объектов нет необходимости в определении зависимостей характеристик вибрации от частоты в таком широком диапазоне. Достаточно ограничить предел интегрирования граничным значением частоты ω' , охватывающим вероятные частоты вибрации подвижных элементов валковой дробилки [1, 4].

Динамические характеристики механических систем, испытывающих силовое возбуждение колебаний, описываются при помощи зависимости коэффициента сопротивления (демпфирования) k от скорости \dot{x} , т. е. $k = f(\dot{x})$. А условия устойчивого динамического состояния объекта формулируются как минимизация виброперемещений и виброускорений подвижных звеньев динамической системы, т. е. $k = f(x) \leq [\sigma_x]$ и $k = f(\ddot{x}) \leq [\sigma_{\dot{x}}]$. Конструктивные параметры динамической системы не менее важны при определении оптимизированной зависимости коэффициента демпфирования k_{opt} от скорости элементов машины или параметров возбуждения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пожидаев Ю. А., Кадошников В.И. Проектирование демпфирующих систем на электромеханических модулях // Вестник машиностроения. — 2012. — № 5. — С. 72-75.
2. Пожидаев Ю.А., Кадошников В.И., Блондинская Е.Б. Модернизация системы демпферов четырёхвалковой дробилки с использованием электромеханических модулей для повышения КПД // Ремонт, восстановление, модернизация. 2012. №4. С. 24-27.
3. Ляпцев С.А., Потапов В.Я., Афанасьев А.И. Аппараты для разделения горных пород по упруго-фрикционным свойствам. LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland, Saarbrücken, 2014. – 90 с.
4. Потапов В.Я., Давыдов С.Я., Потапов В.В. Использование фрикционных сепараторов для выделения твердых включений из глинозёмов // Новые огнеупоры. 2015. № 3. С.5