

Секція 3

МАШИНОБУДУВАННЯ

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ПРИВОДА КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН 5x4

Тормозной привод предназначен для создания требуемых усилий при рабочем и предохранительном торможении.

Основными требованиями, предъявляемыми к приводу тормоза, являются:

- 1) Надежность и безотказность, т.е. готовность его всегда обеспечить требуемое для торможения усилие;
- 2) Быстродействие, способность в наиболее короткое время с момента включения торможения обеспечить возникновение у подъемной машины тормозного момента;
- 3) Регулируемость, возможность изменения развиваемого им усилия, а следовательно и тормозного момента от нуля до номинального его величины;
- 4) Плавность и безударность торможения, гарантирующие от возникновения колебаний, динамической перегрузки чрезмерных тормозных замедлений у подъемной установки.

Удовлетворенно перечисленным требованиям во многом зависит от системы управления приводом [2].

Тормозное устройство крупной подъемной машины имеет два пневматических привода тормоза, каждый из которых состоит из двух цилиндров. Один цилиндр привода является источником тормозного усилия для предохранительного торможения, второй – для рабочего и предохранительного торможений.

Тормозное устройство крупной подъемной машины имеет два пневматических привода тормоза, каждый из которых состоит из двух цилиндров. Один цилиндр привода является источником тормозного усилия для предохранительного торможения, второй – для рабочего и предохранительного торможений.

Правила безопасности предъявляют высокие требования к таким параметрам торможения как время срабатывания и время торможения. Действующие на отечественных шахтных предприятиях тормозные устройства не соответствуют нормам правил безопасности. На эти параметры существенное влияние оказывает конструкция исполнительного органа тормозного привода и ее геометрические параметры. Поэтому обоснование параметров исполнительного органа пневматических привода на примере подъемной машины МПМН-5x4 является актуальной научной задачей.

Цель работы – разработать компьютерную модель исполнительного органа пневматических привода для проведения исследований по повышению быстродействия тормоза.

Идея работы – использование современных методов моделирования SolidWorks для определения тормозных характеристик, возникающих при работе пневматических привода.

Устройство пневматического привода тормоза показано на рис. 1. На сварной раме 1, устанавливаемой и закрепляемой на фундаменте в подвальном помещении задания подъемной машины, смонтированы цилиндры рабочего 2 и предохранительного 3 торможений. Дифференциальный рычаг 4 средним шарниром 5 соединен с поршнем цилиндра рабочего торможения. Правый конец дифференциального торможения, а левый конец – с вертикальной штангой, передающей усилие привода исполнительного

органу тормоза. Снизу к поршню цилиндра предохранительного торможения подвешен тормозной груз 6.

Для удобства и безопасности смены уплотнений в цилиндрах рабочего и предохранительного торможений на раме привода имеется распорная стойка 7, позволяющая закрепить дифференциальный рычаг в заторможенном состоянии.

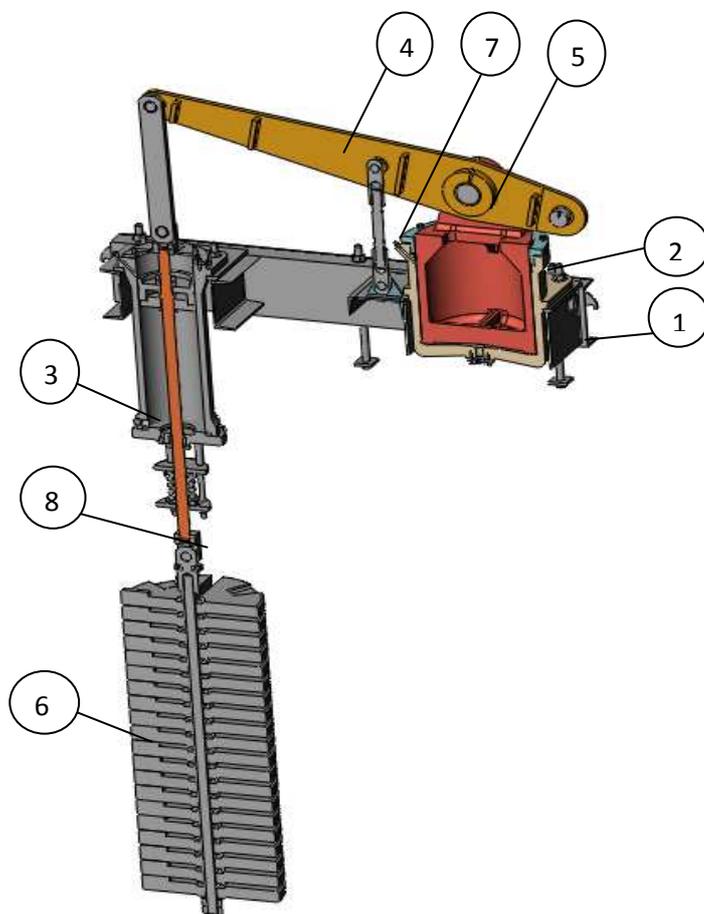


Рисунок 1 Пневматический привод тормоза

При нормальной работе подъемной машины поршень в цилиндре предохранительного торможения находится под давлением сжатого воздуха, благодаря чему груз удерживается в верхнем положении. В цилиндр рабочего торможения через регулятор давления поступает сжатый воздух дозированного давления, в результате чего поршень через вертикальную штангу передается определенное усилие колодками тормоза. Поворот дифференциального рычага при этом происходит вокруг его правого шарнира.

При включении предохранительного торможения привод работает комбинированно. Через регулятор давления в цилиндр рабочего торможения поступает сжатый воздух под давлением 2-2,5 ат. Чем создает первая ступень торможения, газ опускается, а дифференциальный рычаг, поворачиваясь вокруг среднего шарнира, передвигает поршень на дно цилиндра рабочего торможения [1].

Вывод: разработана компьютерная модель узла пневматический привод в сборе многоканатной подъемной машины МПМН-5х4 и может быть использована для определения расчетных нагрузок в элементах колодочного тормоза.

Литература

1. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки. – М., «Недра», 1975, 368с.
2. Карышев Н.С. Тормозные устройства шахтных подъемных машин «Недра» 1968, 248с.

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА В СБОРЕ МНОГОКАНАТНОЙ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН-5х4

Многоканатный подъем – наиболее распространенный вид шахтного подъема, проводится с использованием значительного числа канатов. Одно из основных достоинств многоканатного подъема – практически отсутствие предела для веса поднимаемого груза.

Каждая шахтная подъемная машина имеет тормозное устройство. При работе подъемной установки в режиме регулирования скорости (в период замедления) тормозными устройствами производится плавное регулирование тормозного момента в широких пределах, то есть плавное снижение скорости движения до нуля [1]. Основными элементами тормоза являются исполнительный орган и тормозной привод. Исполнительным органом тормоза называется та его часть, которая непосредственно воздействует на движущуюся систему установки [2]. Наиболее распространенными на действующих шахтах Украины являются тормоза колодочного типа с поступательным перемещением колодок. При одном и том же тормозном грузе исполнительный орган тормоза с поступательным перемещением колодок развивает тормозной момент в 1,5 – 1,7 раза больший, чем исполнительный орган тормоза с угловым перемещением колодок. К примеру, шахтная подъемная машина МПМН-5х4 имеет исполнительный орган тормоза с поступательным перемещением колодок, который имеет сравнительно большой угол обхвата тормозного обода колодками, что позволяет обеспечить длительный срок службы тормозных колодок и хороший отвод тепла, выделяющегося при торможении. Преимуществом исполнительного органа тормоза с поступательным перемещением колодок является увеличенный на 50-70% тормозной момент и равномерное распределение тормозного давления по окружности обода.

Правила безопасности [3] предъявляют высокие требования к тормозным устройствам шахтных подъемных машин. Например, время срабатывания вновь выпускаемых тормозных устройств не должно превышать 0,2 с. Действующие на отечественных шахтных предприятиях колодочные тормоза не соответствуют нормам правил безопасности. На тормозные характеристики существенное влияние оказывает конструкция исполнительного органа тормозного привода и ее геометрические параметры. Поэтому обоснование параметров исполнительного органа колодочного тормоза на примере подъемной машины МПМН-5х4 является актуальной научной задачей.

Цель работы – разработать компьютерную модель исполнительного органа колодочного тормоза для проведения исследований по повышению быстродействия тормоза.

Идея работы – использование современных методов моделирования SolidWorks для определения тормозных характеристик, возникающих при работе колодочного тормоза.

На рисунке 1 представлен исполнительный орган колодочного тормоза подъемной машины МПМН-5х4 с поступательным перемещением колодок. Основные узлы: 1 – тормозная балка; 2 – пресс-массовые колодки; 3 – вертикальные стойки; 4 – опоры; 5 – рычаг; 6, 7 – тяги; 8 – регулировочная гайка; 9 – регулирующая стойка; 10 – штанга.

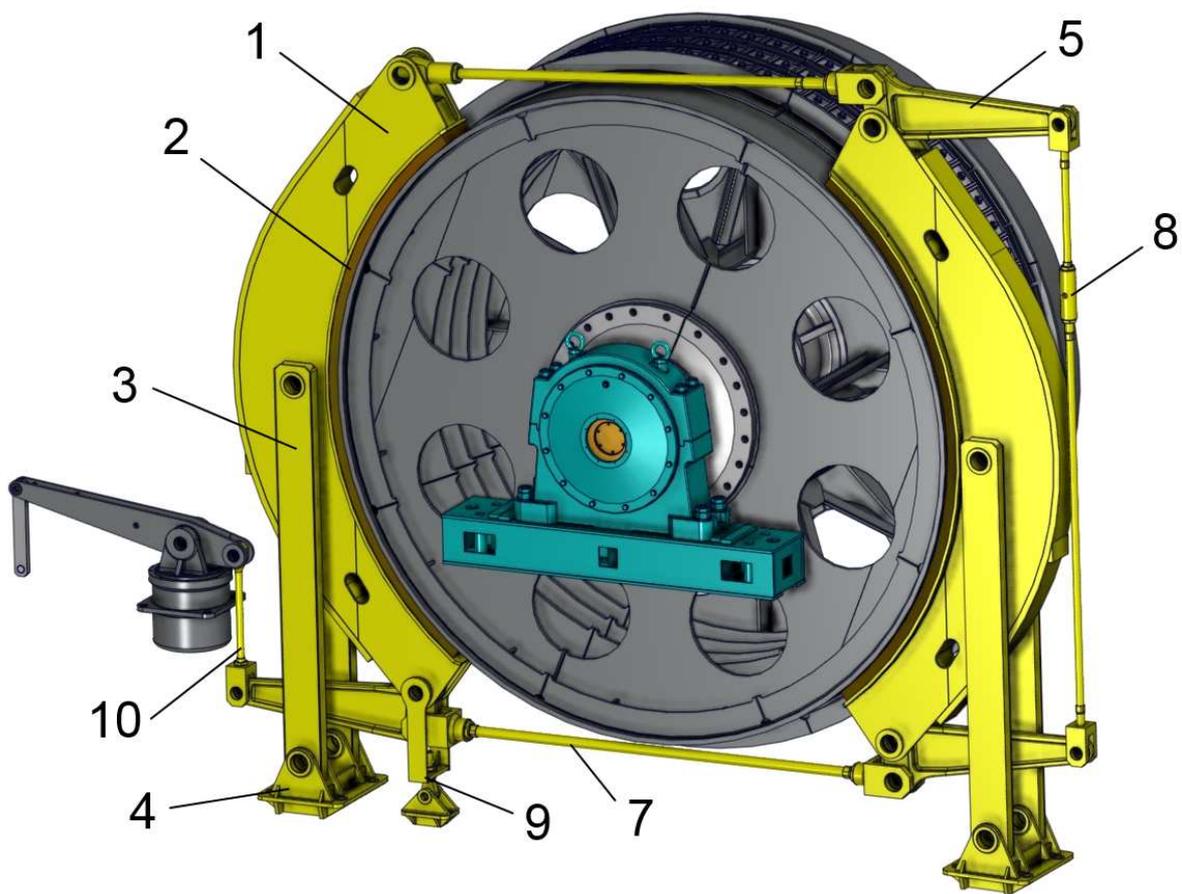


Рисунок 1 – Компьютерная модель исполнительного органа колодочного тормоза в сборе подъемной машины МПМН-5х4

Наличие дополнительной регулирующей стойки 9 обеспечивает параллельное, без перекосов, перемещение тормозных балок при торможении и растормаживании. Упоры 10 и 11 служат для установки и регулирования зазоров между тормозными колодками и ободом. Усилие тормозного привода передается штангой 12 через систему рычагов 6 и тяг 6 и 7 на тормозные балки 1, которые прижимают тормозные колодки к ободу, производя торможение подъемной машины. Растормаживание машины происходит за счет неуравновешенности веса элементов рычажной системы, в основном элементов тормозного привода – поршня, штанги, рычага.

Вывод: разработана компьютерная модель исполнительного органа колодочного тормоза многоканатной подъемной машины МПМН-5х4 и может быть использована для определения расчетных нагрузок в элементах колодочного тормоза.

Литература

1. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Недра», 1975, 368с.
2. Федорова З.М., Хаджиков Р.Н., Качеровский В.М. Рудничные подъемные установки. Издательство - М.: Недра, 1966, 305 с.
3. Правила безопасности в угольных шахтах. ..: отв. ред. Сторчак С.О. – К.: Охрана труда, 2010. – 221 с. (Нормативно-правовой акт по охране труда НПАОП 10.0-1.01-10)

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ УЗЛА ШКИВА ТРЕНИЯ В СБОРЕ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН -5х4

Многоканатные подъемные машины со шкивом трения обычно применяются при больших глубинах подъемов до 1500 м [1]. Так для шведского железного рудника Кируна с глубиной ствола 1200 м спроектирована многоканатная подъемная установка с двенадцатью канатами диаметром 33 мм каждый. Эта подъемная установка поднимает одновременно 60 т руды. Учитывая, что вагонетки весят 33 т и клеть 30 т, та общая конечная нагрузка составляет 123 т. Таким образом, в многоканатном подъеме практически нет предела для веса поднимаемого груза. Известно, что многоканатные шахтные подъемные машины (ШПМ) по сравнению с одноканатными имеют ряд преимуществ, среди которых можно выделить: меньшие габариты и величину крутящего момента на коренном валу, повышенную безопасность работы, возможность подъема с больших глубин, сокращение капитальных затрат и занимаемой площади при размещении машины на копре.

Рассмотрим конструкцию шахтной подъемной установки со шкивом трения на примере ШПМ МПМН 5х4 (рис.1). Подъемная установка содержит следующие основные узлы: отклоняющий шкив (1), шкив трения (2), редуктор (3), двигатель (4), воздухозаборник (5), канат (6), противовес (7), фундамент (8), пульт управления (9), тормозное устройство с двумя угловыми рычагами (10).

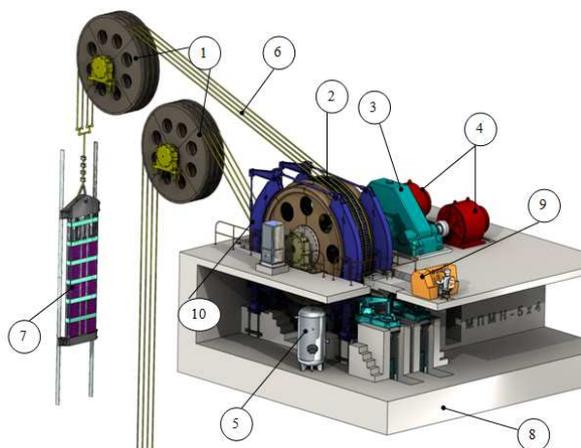


Рисунок 1 - Общий вид шахтной подъемной машины МПМН 5х4

Отечественные производители ШПМ изготавливают барабаны шкивов трения целиком сварной конструкции из листовой и профилированной стали, с тонкими (до 55 мм) обечайками и лобовинами. Последние привариваются к стальным ступицам, посаженным по горячей посадке на вал. В то же время, западные производители изготавливают шкивы с литыми обечайками толщиной до 160мм, соответственно

имеющими больший запас прочности и массивность по сравнению с отечественными аналогами. Для обеспечения достаточного запаса прочности барабанов шкивов трения отечественного производства, в них устанавливаются различного типа подкрепления. Геометрические и жесткостные параметры обечайки, лобовин и подкреплений существенно влияют на характер распределения напряжений в барабане шкива трения, а значит и на запас прочности. Поэтому определение зависимости напряженно-деформированного состояния шкива трения подъемной машины от геометрических параметров конструкции является актуальной научной задачей.

Цель работы – разработать компьютерную модель шкива трения для определения напряженно-деформированного состояния барабана.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи оптимизации конструкции шкива трения.

Для достижения поставленной цели создана компьютерная модель шкива трения подъемной машины МПМН 5х4 рис.1.

Шкив трения (рис.2) состоит из следующих основных элементов: главный вал (1), канатоведущий шкив с тормозными полями (2), подшипник промежуточный с постаментом (3), крепежные колодки (4), реборды (5), полумуфта (6), футеровка (7).

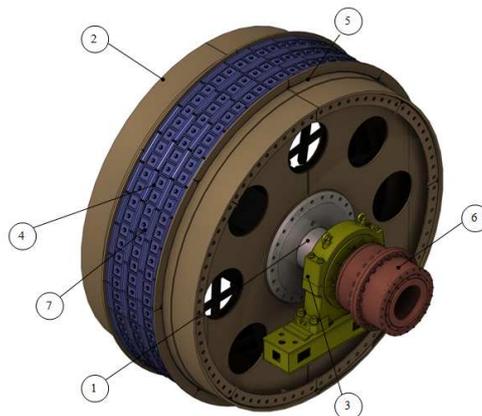


Рисунок 2 - Шкив трения подъемной машины МПМН 5х4

Основными параметрами необходимыми для расчета шкива трения подъемной машины МПМН 5х4 являются: диаметр барабана – 5 м; количество канатов – 4; ширина барабана – 1 м; натяжение грузенной ветви – 941 кН; натяжение ветви с противовесом – 841 кН; удельное давление каната на футеровку приводного шкива – 1,9 МПа

Вывод:

1. Компьютерная модель шкива трения подготовлена и проверена на собираемость на базе программного обеспечения SolidWorks.

2. Разработанная компьютерная модель шкива трения для определения напряженно-деформированного состояния барабана.

Перечень ссылок:

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кревиевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364 с.

УДК 622.673.1

Юров С.В. студент гр. ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Надутый В. П., профессор, доктор технических наук

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА ГИЛ-52

Грохот относится к оборудованию для сортировки насыпных материалов, а именно к многоситным вибрационным грохотам, и может быть использовано на дробильно-сортировочных и обогатительных фабриках для разделения насыпных материалов на две, три и более фракции. Многоситный вибрационный грохот содержит кинематически связанный с виброприводом короб с закрепленными на нем друг под другом съемными ситами, включающими раму с просеивающей поверхностью, загрузочное и разгрузочное приспособления, закрепленные на рамах под всеми ситами, кроме нижнего, жесткие плоские желоба Г-образного профиля в поперечном сечении, наклоненные в сторону, противоположную направлению движения сортируемого материала, с возможностью перегрузки подрешетного продукта на ниже расположенное сито. Угол наклона желобов к горизонту принят больше угла трения сортируемого материала об их поверхность. Каждый желоб выполнен с нормально ориентированным к плоскости сита и примыкающим к нему участком, высота которого принята не меньше размера ячейки сита. Над верхним ситом на поперечных балках, закрепленных на коробе грохота, подвешены отрезки гибких лент, перекрывающих сито по его ширине, и с размещением нижней кромки отрезков лент на уровне верхней поверхности сита. Гибкие ленты выполнены сплошными или в виде отдельных полос, соприкасающихся друг с другом своими вертикальными кромками. Технический результат - повышение эффективности грохочения и производительности грохота.

Идея научной работы – использовать современные методы компьютерного моделирования в SolidWorks

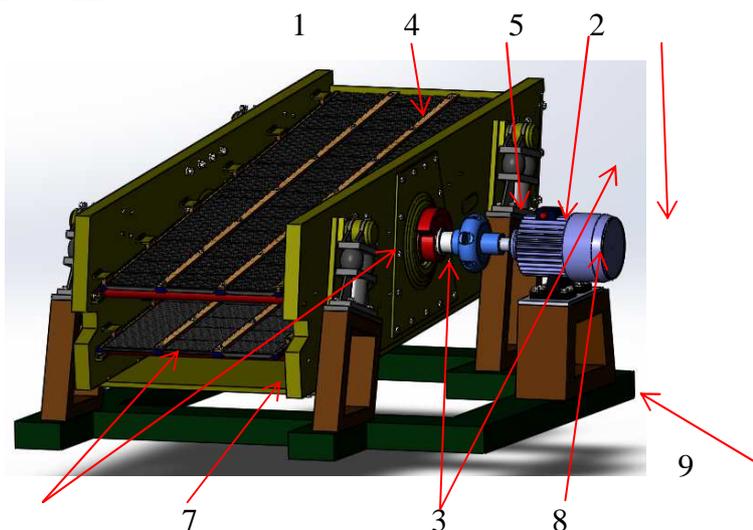


Рисунок 1 – Компьютерная модель вибрационного грохота ГИЛ-52
1-сито; 2-электродвигатель; 3- амортизаторы; 4-дебаланс; 5- лепестковая муфта;
6-короб грохота; 7-подситник; 8-вал; 9-рама под грохот

Граница разделения

Верхняя – 10 мм

Нижняя – 5 мм

Длина грохота - 4,500 м

Ширина грохота – 1,750 м

Высота грохота – 1,290 м

Угол наклона – 15 град.

Мощность электродвигателя – 15-17 кВт

Количество ярусов просеивающих поверхностей – 2

Число колебаний в минуту - 940-980 кол/мин

Масса грохота – 3800 кг

Амплитуда – 4-5 м

Производительность – 160-180 т/ч

Вывод: разработана компьютерная модель вибрационного грохота ГИЛ-52 которая использована для исследования.

Перечень ссылок:

1. Надутый В.П. Определение зависимости эффективности грохочения от конструктивных параметров вертикального вибрационного грохота / В.П. Надутый, П.В. Левченко // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2011. – Вип. 45 (86). – С. 43–48.
2. Франчук В.П. Определение зависимости эффективности грохочения от режимных параметров вертикального вибрационного грохота / В.П. Франчук.

УДК 621.8

Чирков А.Е., студент гр. ИМмм-10-2 каф. ГМИ, Жаковский В.А., студент гр. ИМмм-10-2 каф. ГМИ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СТРЕЛЫ И РАМЫ ОПОРНО-ХОДОВОЙ ПЛАТФОРМЫ ПОЗИЦИОНЕРА П-30

Позиционер П-30 (далее позиционер), предназначен для подачи и установки полувагонов в стационарный вагоноопрокидыватель и выталкивание порожних полувагонов из вагоноопрокидывателя на путь их сбора при разгрузке железнодорожных составов.

Главным фактором пониженной конкурентоспособности позиционера на рынке, является его повышенная металлоемкость по сравнению с зарубежными аналогами. Основными и главными металлоемкими узлами позиционера выступают стрела и опорно-ходовая платформа. Для создания такой конструкции машины, которая могла бы конкурировать не только на просторах постсоветского пространства, но и за рубежом, необходимо провести комплекс исследований по определению конструктивных параметров основных ее узлов. Отсюда следует, что оптимизация параметров стрелы и рамы опорно-ходовой платформы позиционера П-30 для уменьшения металлоемкости – актуальная техническая задача.

Объект исследований – механические процессы, проходящие при работе позиционера.

Предмет исследования – зависимость металлоемкости от конструктивных параметров позиционера.

Цель работы – оптимизация конструктивных параметров стрелы и рамы опорно-ходовой платформы позиционера П-30 для разработки методических рекомендаций на проектирование.

Идея работы – использование современных методов вычислительной механики для моделирования процессов, протекающих в опорно-ходовой платформе позиционера, при помощи программного пакета SolidWorks.

Для достижения поставленной цели, на основе конструкторской документации, была создана компьютерная модель позиционера (рис.1).

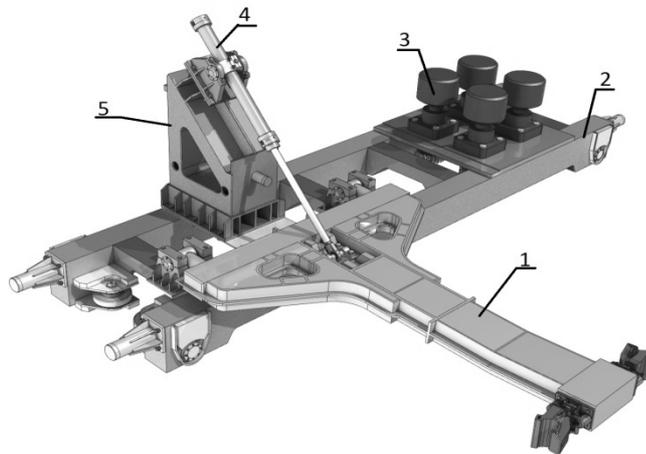


Рисунок 1 – Компьютерная модель позиционера П-30: 1 – стрела, 2 – опорно-ходовая платформа, 3 – гидромотор, 3 – гидроцилиндр подъема, 4 – опорная стойка привода подъема.

Для определения оптимальных конструктивных параметров позиционера и проведения вычислительного эксперимента были созданы параметрические модели его основных узлов: стрелы (рис.2,а) и платформы (рис.2,б).

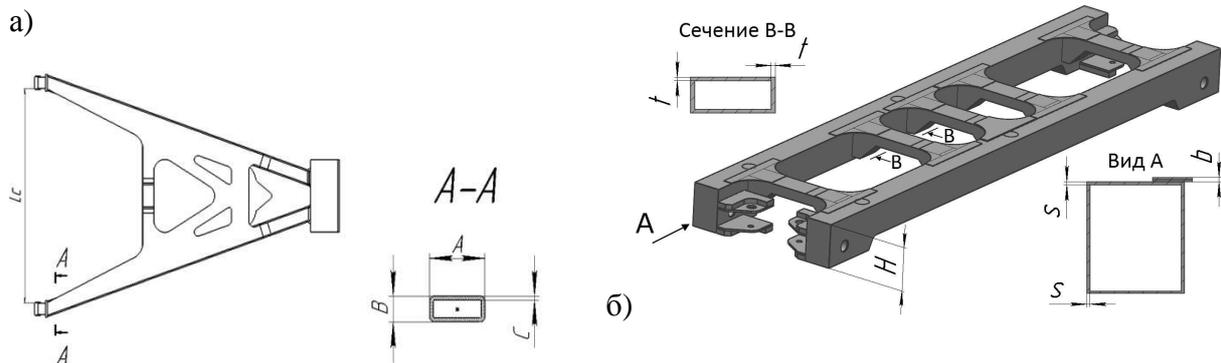


Рисунок 2 – Параметрическая модель стрелы и рамы опорно-ходовой платформы позиционера П-30

В результате эксперимента получены зависимости изменения массы и напряжений от конструктивных параметров стрелы (рис.3, а) и платформы (рис.3,б) позиционера. Определены оптимальные конструктивные параметры для стрелы [1]: расстояние между опорами L_c – 2000 мм, ширина профиля A – 260 мм, высота профиля B – 120 мм, толщина профиля C – 16 мм; для платформы: высота продольной балки H – 740 мм, толщина листа продольной и поперечной балки s – 17 мм, толщина платика b – 15 мм.

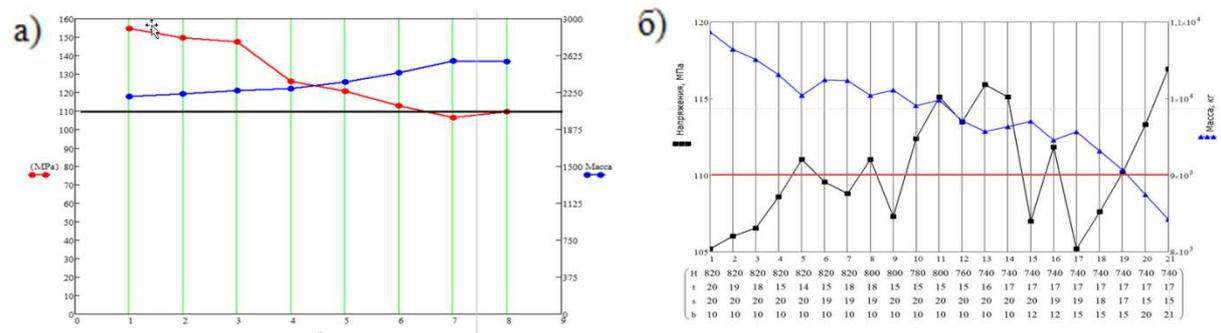


Рисунок 2 – Зависимости изменения массы и максимальных напряжений от конструктивных параметров стрелы и платформы позиционера П-30

Выводы:

- 1) Разработаны параметрические компьютерные модели стрелы и рамы опорно-ходовой платформы и проведен вычислительный эксперимент по определению основных конструктивных параметров позиционера.
- 2) Построена зависимость изменения массы и максимальных напряжений от конструктивных параметров стрелы и платформы позиционера.
- 3) Определены оптимальные конструктивные параметры стрелы и платформы позиционера, при которых достигается функция цели – минимизация массы при допустимых напряжениях [2] и разработаны методические рекомендации.

Список литературы:

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / П.Ф. Дунаев – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985 - 416 с., ил.
2. Анурьев П.Ф. Справочник конструктора-машиностроителя / В 1т. 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1982.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ДВУХРЫЧАЖНОГО МАНИПУЛЯТОРА ТОННЕЛЬНОГО УКЛАДЧИКА

Для возведения сборной тоннельной обделки метро применяют специальные механические устройства – укладчики. При буровзрывном способе проходки выработок с диаметром 5,5 м и 6,0 м используются одно- и двухрычажные укладчики.

Применяющиеся в Украине, конструкции тоннельных укладчиков имеют неоправданно завышенную металлоёмкость, по сравнению с конструкциями зарубежных аналогов.

В связи с технологией работы укладчика привод поворота рычага манипулятора [рис.1] является самым нагруженным, так как выполняет силовые операции связанные с подъемом элементов обделки 1, требующие точного выбора его параметров, а его лишняя металлоемкость будет увеличивать все связанные узлы 2, 3, 4, 6, 7 и отразится на массе укладчика в целом – отсюда следует, что определение параметров гидравлического привода поворота 5 манипулятора – актуальная техническая задача.

Цель работы – моделирование работы двухрычажного манипулятора тоннельного укладчика для обоснования параметров привода поворота рычага.

Идея работы – использовать методы компьютерного моделирования, для определения параметров привода двухрычажного манипулятора.



Рисунок 1 – Компьютерная модель рычага манипулятора с блоком

Для определения усилия на штоке гидроцилиндра поворота была разработана двумерная компьютерная модель [рис. 2, а], и проведено моделирование работы двухрычажного манипулятора за цикл укладки кольца обделки, при помощи программного комплекса SolidWorks Motion.

При моделировании были приняты следующие допущения:

1. Необходимость в анализе работы второго рычага отсутствует, так как он выполняет работу аналогичную первому.

2. При моделировании подъёма элемента обделки учитывались только те участки траектории, на которых рычаг перемещается с грузом.

Что бы оценить достоверность результатов компьютерного моделирования был проведен аналитический расчёт, используя расчетную модель [рис. 2, б], для произвольно выбранного угла поворота рычага. Погрешность результатов двух методов составила 3,3 %.

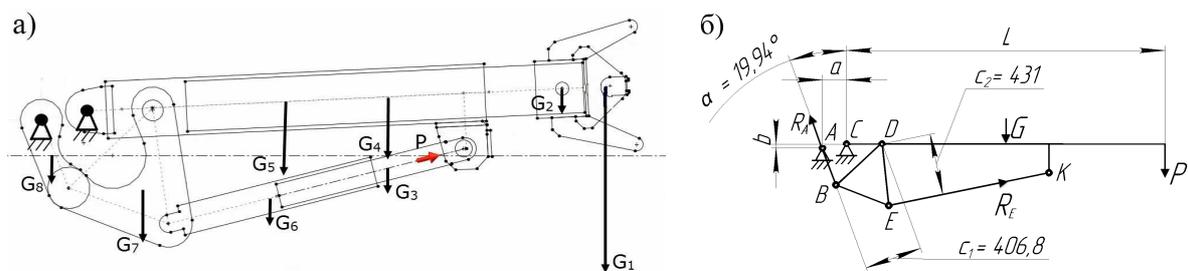


Рисунок 2 – Расчётная модель: а – компьютерная; б – аналитическая.

Результаты исследований в SolidWorks Motion представлены в виде зависимости усилия в штоке гидроцилиндра от угла его поворота [рис.3].

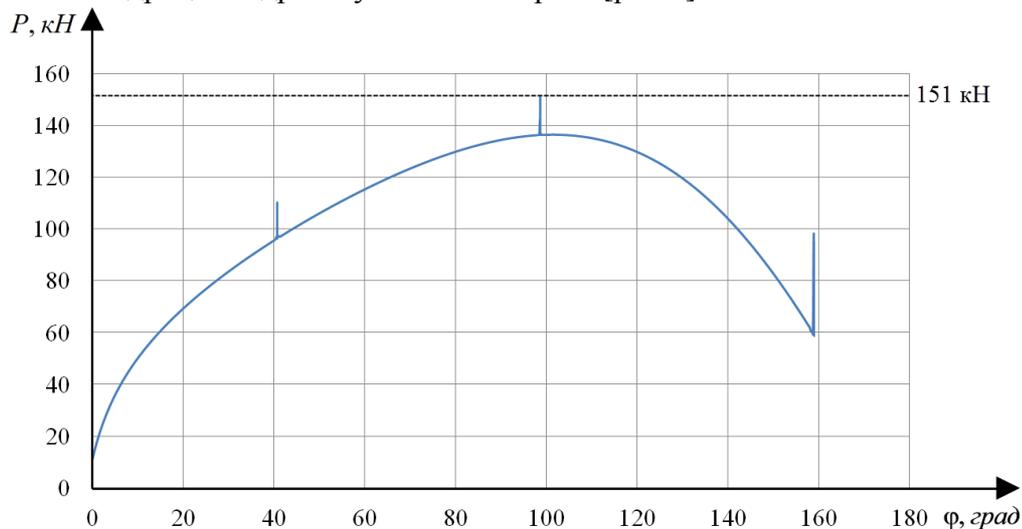


Рисунок 3 – График зависимости усилия на штоке гидроцилиндра от угла поворота рычага манипулятора

На рисунке 3 можно увидеть, что максимальное значение силы на штоке, равное 151 кН, соответствует углу поворота 98 град.

Из каталога компании Bosch Rexroth был подобран гидроцилиндр поворота рычага, по найденному максимальному значению усилия на его штоке, и заданному параметру давления в гидросистеме укладчика.

Выводы:

1. Разработана упрощённая двухмерная модель рычага тоннельного укладчика.
2. Определена зависимость усилия действующего на шток гидроцилиндра поворота рычага, от угла его поворота, за один цикл подъёма.
3. Для оценки достоверности результатов компьютерного моделирования, был проведен аналитический расчёт. Погрешность результатов полученных методом компьютерного и методом аналитического моделирования составила 3,3 %.
4. Моделирование в SolidWorks Motion позволило определить опасное положение манипулятора, при котором максимальное усилие в штоке гидроцилиндра поворота составляет 151 кН и соответствует углу поворота 98 град.
5. По каталогу компании Bosch Rexroth, был подобран следующий гидроцилиндр поворота рычага: CDH1MP3/125/70/500A3X/C22CGUMZWFWWW.

Список литературы

1. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарёв Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил. + DVD – (Мастер)

УДК 622.289.23

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А., аспирант каф. ГМИ, Молодченко А.В., студент гр. ГМК-13-1с

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПТУАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА КП-13

Для проходки перегонных тоннелей метрополитенов в скальных горных породах буровзрывным способом, применяются немеханизированные проходческие комплексы.

При разработке концептуального проекта проходческого комплекса необходимо следовать таким условиям, как максимальная механизация процессов, рациональная последовательность технологических операций и сокращения времени их выполнения.

При буровзрывном способе проходки тоннелей метрополитенов существует необходимость выполнения таких технологических операций, как укладка элементов обделки, нагнетание песчано-бетонной смеси за смонтированное кольцо и бурение шпуров каждые 1,5 метра в проходимой выработке [1]. Так как подводные пути буровой машины и вагонеток одни, то приходится при каждом цикле проходческих работ отгонять их до околоствольного двора, что снижает эффективность комплекса в целом. Поэтому, разработка концептуальной модели проходческого комплекса (рис. 1), сочетающего в себе такие машины частичной механизации, как укладчик тоннельной обделки, буровые установки и устройство для нагнетания песчано-бетонной смеси, – актуальная техническая задача.



Рисунок 1 – Концептуальная компьютерная модель проходческого комплекса КП-13

Цель работы – разработка концептуальной модели проходческого комплекса КП-13 для повышения эффективности выполняемых работ.

Идея работы – использование современных методов трёхмерного компьютерного проектирования (CAD-технологий SolidWorks) для моделирования концептуального проекта проходческого комплекса, содержащего технологические модульные объекты.

Для достижения поставленной цели, на основе существующего аналога – однорычажного укладчика [2], была спроектирована компьютерная модель проходческого комплекса КП-13 (рис.1). В разработанной конструкции реализована идея манипулятора с двумя телескопическими рычагами (рис.2, а), выполнение буровых установок в виде модульных устройств установленных непосредственно на опорно-ходовой тележке комплекса (рис.2, б), устройство выполняющее работу по нагнетанию песчано-бетонной смеси (рис.2, в), а также механизм поддержки блоков (рис.2, г). Все вышеперечисленные, установленные на комплексе, модули, способствуют повышению производительности комплекса и эффективности проходки тоннеля в целом.

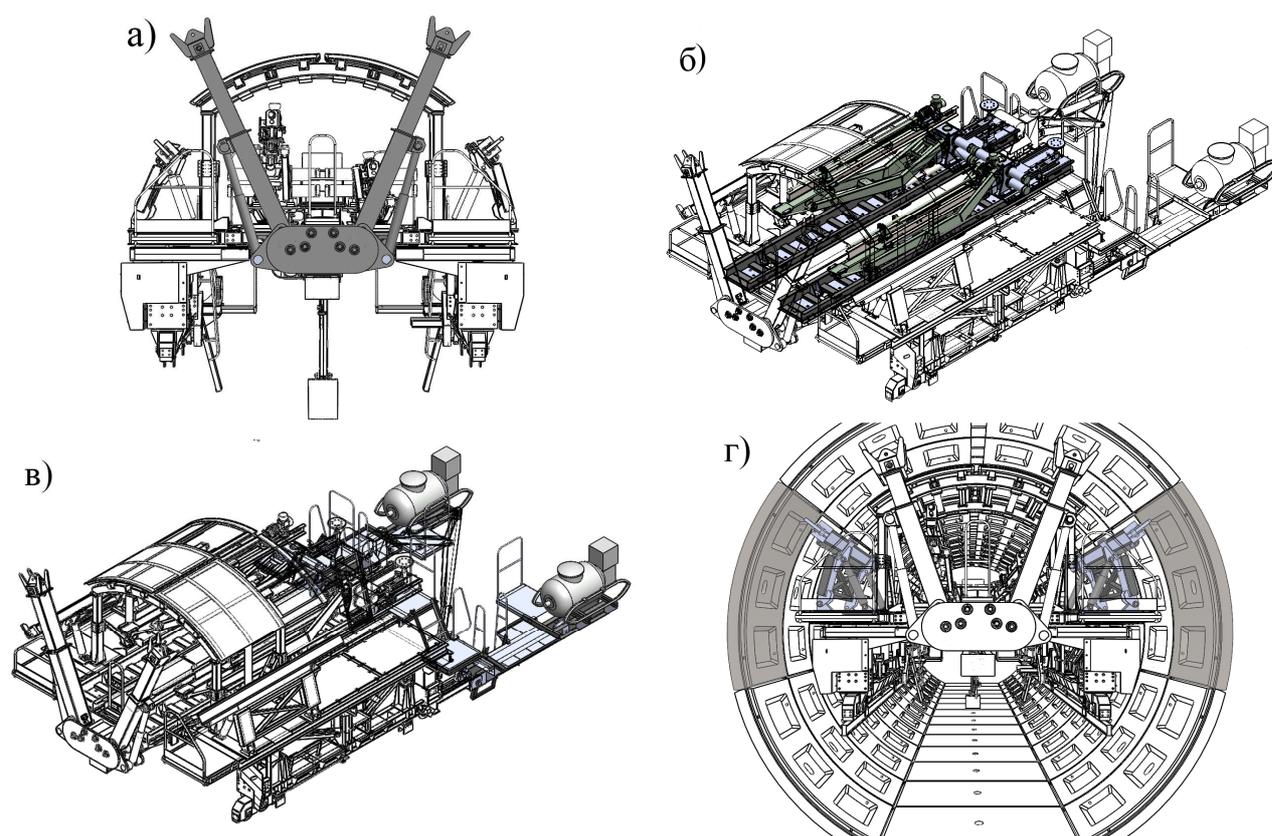


Рисунок 2 – Технологические модульные объекты проходческого комплекса КП-13

За счет использования современных методов трёхмерного компьютерного проектирования была разработана компьютерная концептуальная модель, позволяющая повысить эффективность проходческого комплекса КП-13 путём установки на комплекс модулей, обеспечивающих выполнение необходимых технологических процессов при проходке перегонных тоннелей метрополитенов.

Список литературы:

1. Тоннели и метрополитены : учеб. / В. Г. Храпов [и др.]; под ред. В. Г. Храпова. - М.: Транспорт, 1989. – 383 с.
2. Строительство тоннелей и метрополитенов. Организация, планирование, управление : учеб. пособие для вузов / Н. Г. Туренский, А. П. Ледяев; под ред. Н. Г. Туренского. - М.: Транспорт, 1992. – 264 с.

УДК 621.914

Дорош Д.Н., инженер-технолог

(ГП ПО «ЮМЗ им. А.М. Макарова», г. Днепропетровск, Украина)

Дербаба В.А., ассистент

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОСОБЕННОСТИ ФРЕЗЕРОВКИ ЗАГОТОВОК ИЗ АЛЮМИНИЯ

В настоящий момент алюминий в качестве конструкционного материала находит очень широкое применение – в строительстве, транспорте, авиационной промышленности, электронике, рекламной и бытовой индустрии, а также во многих других областях. Столь широкое распространение объясняется целым рядом уникальных свойств, присущих алюминию. Это, прежде всего, лёгкость, высокая тепло- и электропроводность, прочность при сверхнизких температурах, неподверженность коррозии. Алюминий пластичен, легко поддаётся механической обработке.

Алюминий является пластичным металлом, что при фрезеровании означает повышенную склонность к появлению рисков, вмятин и прочих дефектов, очень заметных на поверхности готового изделия. Испортить заготовку можно уже на этапе закрепления на рабочем столе станка. Поэтому для алюминиевых заготовок – особенно тонкостенных панелей больших размеров (например, пакетная обработка) – рекомендуется заменять механический прижим заготовки на её крепление системой «вакуумный стол». По той же причине (склонности к появлению дефектов при обработке) алюминий очень чувствителен к вибрации лезвийного инструмента, например, фрезы, сверла или токарного резца (рис.1).

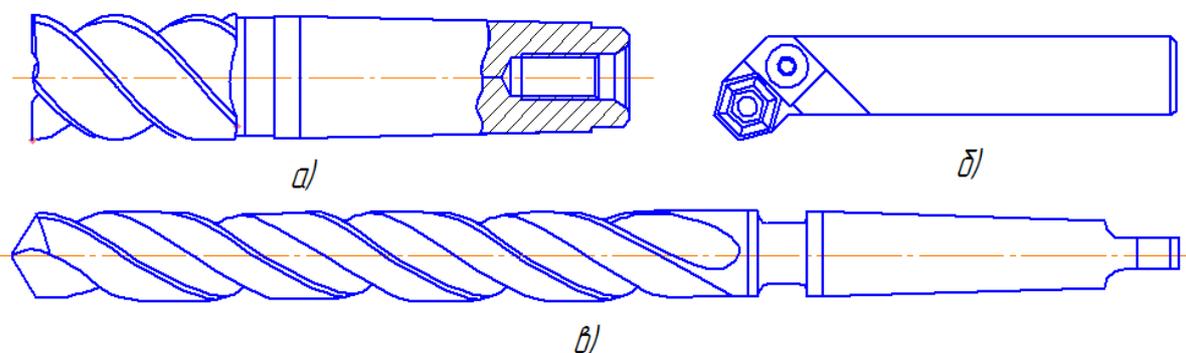


Рисунок 1 – Режущие инструменты

а) концевая фреза; б) токарный резец; в) спиральное сверло

При ошибочном выборе режима фрезеровки (рис.2), или при использовании несбалансированных (неправильно закреплённых) фрезы или цанги поверхность среза может получаться «измятой», что сводит на нет усилия получения качественной детали.

	n (об/мин)	V (мм/мин)	S (мм/об)	t (мм)
Черновая	3000-5000	200-400	0,1-0,5	15-20
Чистовая	3000-5000	300-600	0,1-0,4	5-8

Рисунок 2 – Режимы резания при фрезеровании

Технологическая операция осуществляется на фрезерном станке, где режущий инструмент, снимая слой материала, придаёт заготовке нужный размер и форму.

При использовании современного оборудования с ЧПУ (рис.3) появляется уникальная возможность точной обработки даже мельчайших элементов алюминиевой заготовки.



Рисунок 3 – Фрезерный станок с ЧПУ

Новые методы механической обработки на станках с ЧПУ приводят к пересмотру технологических приёмов обработки деталей. Так возможность быстрой и качественной фрезеровки позволяет отказаться от выпуска отдельных, дорогостоящих в обработке корпусных деталей, и заменить их более экономичными цельными компонентами сложной конструкции и формы (что особенно актуально для авиационной и аэрокосмической промышленности).

Обработка алюминиевых сплавов характеризуется следующими особенностями:

- сравнительно низкие усилия;
- сравнительно низкая температура резания;
- минимальный износ режущего инструмента;
- образование длинной сливной стружки при резке;
- склонность к налипанию материала на режущую кромку фрезы.

Для обработки алюминиевых сплавов лучше всего (рекомендуется) использовать режущие инструменты со специально разработанной геометрией [1]. Геометрия концевой фрезы для резки алюминия должна обеспечивать требуемые (оптимальные) углы резания, а также беспрепятственный отвод стружки из фрезы.

Так как чаще всего стружка образуется длинная, то канавки для отвода стружки должны быть широкими, режущая часть фрезы – покрыта специальным покрытием (PVD, CVD) [2], препятствующим налипанию материала (образованию нароста). При необходимости следует использовать СОЖ, облегчающую отвод стружки.

Перечень ссылок

1. Дальский А.М., Суслов А. Г., Косилова А. Г., Мерещаков Р. К. Справочник технолога-машиностроителя: В 2т. Т 2. 5-е изд., перераб. и доп. – М.:Машиностроение-1, 2001 г. 944 с.

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 736 с.

УДК 622.673.1

Пересада Н.В. студентка гр. ГМКм–13–1м

Научный руководитель: Панченко Е.В., к.т.н., доцент

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕСТАВНОГО УСТРОЙСТВА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ ЦР-6х3,2

Подъемные машины с одним разрезным цилиндрическим барабаном (рисунок 1) созданы для того, чтобы частично заменить громоздкие двухбарабанные машины, а также облегчить и ускорить операции по регулированию длины каната [1].

Механизм перестановки входит в состав сборки главного вала, обеспечивает нормальную работу подъемной машины.

Механизм перестановки предназначен для кинематического расцепления и последующего соединения переставного барабана с главным валом [2].

Работа выполняется в рамках договора о творческом сотрудничестве между ВУЗ "НГУ" и ЗАО "НКМЗ".

Научная задача – обоснование параметров переставного устройства шахтной подъемной машины ЦР–6х3,2.

Техническая проблема – неправильно подобранная жесткость пружины переставного устройства может вызвать аварийную ситуацию. В данном исследовании определяется зависимость между параметрами заклиненного барабана при перестановке.

Цель работы – разработать рекомендации на проектирование переставного устройства шахтной подъемной машины ЦР–6х3,2.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения поставленной научной задачи.

Для достижения поставленной цели создана компьютерная модель переставного устройства подъемной машины ЦР–6х3,2 (рисунок 2). На рисунке обозначено: 1– пневмоцилиндр; 2–пружина; 3–переставная ступица; 4–зубья заклиненной ступицы; 5–зубчатый венец.

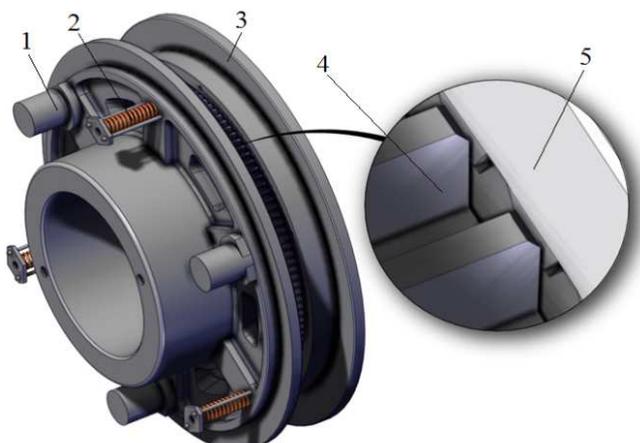
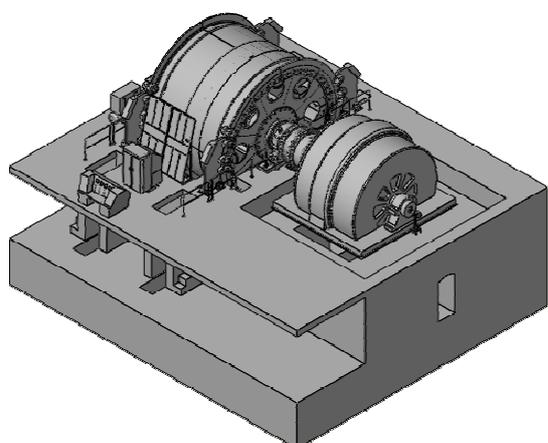


Рисунок 1 – Шахтная подъемная машина ЦР – 6х3,2

Рисунок 2 – Переставное устройство

Для анализа вхождения зубьев венца во впадины ступицы создана модель переставного устройства [3]. В данной работе внимание акцентируется на элемент "пружина". Если будет определена неправильная жесткость пружины, то зуб не попадет во впадину и возможна аварийная ситуация.

Для обеспечения пружинной правильной захода зуба во впадину, необходимо, чтобы время поворота венца на определенный угол, соответствовало одному зубу, равному колебанию массы на пружину. Разность длин пружины в свободном и в конечном состоянии составляет 10% от толщины венца, так как пружина всегда находится в поджатом состоянии. В результате исследования найдена зависимость между необходимой жесткостью пружины и временем, необходимым для полного вхождения зубьев венца во впадины ступицы, массой поступательно перемещающихся частей машины, толщиной венца, величиной окончания сжатия пружины

Используя полученные результаты, можем найти жесткость пружины переставного устройства от параметров его работы. В ходе решения получена зависимость между необходимой жесткостью пружины переставного устройства и линейной скоростью вращения барабана, а также доказано, что зависимость жесткости от скорости является степенной функцией.

В зависимости от реальных условий работы переставного устройства возникают силы трения, препятствующие нормальному вхождению зуба венца во впадину ступицы за заданное время.

Оценка влияния факторов контактного взаимодействия зубьев венца и ступицы на величину необходимой жесткости пружины переставного устройства осуществлялась средствами SolidWorks Motion.

Анализ результатов показал, что зуб не успевает войти во впадину и при этом увеличивалась жесткость пружины, пока не произошло зацепление венца со ступицей, учет сил трения приводит к необходимости увеличить жесткость пружины на 15% для принятых исходных данных, выбрана пружина с параметрами, позволяющими выполнить зацепление венца и ступицы.

На основе анализа состояния вопроса был сделан вывод, что обоснование параметров переставного устройства является актуальной научной проблемой. В рамках его выполнения были решены следующие задачи:

1. Разработана математическая модель движения зубьев венца.
2. Определена зависимость жесткости пружины, необходимой для полного попадания зубьев, от скорости вращения барабана.
3. Разработана твердотельная компьютерная модель переставного устройства средствами SolidWorks.
4. Исследовано влияние сил трения на процесс вхождения зубьев венца во впадины ступицы.
5. Разработаны рекомендации по выбору пружин переставного устройства, позволяющих выполнить зацепление венца и ступицы.

Перечень ссылок

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кривиевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. И доп. М., «Недра», 1973.–364с.
2. Шахтный подъём: Научно-производственное издание / Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.; общ. ред. Б.А. Грядущий, В.А. Корсун–Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007.-624с., 494 ил., 233 библиогр.
3. Пересада Н.В. Разработка компьютерной модели узла переставного устройства подъемной машины ЦР–6х3,2 / Н.В. Пересада, К.С. Заболотный // Молодь: наука та інновації: матер. наук.–практ. конф., г. Днепропетровск, 3–4 грудня 2013 року. – Д.: НГУ, 2013 – С. 90–92.

УДК 622.673.1

Бондаренко Ю.В. студент гр. ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Заболотный К.С., д.т.н., проф., зав. каф. ГМИ

(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОРЕННОГО ВАЛА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ С КОНСОЛЬНОЙ ПОДВЕСКОЙ РОТОРА ДВИГАТЕЛЯ

Многоканатный подъем – наиболее распространенный вид шахтного подъема. Распространение подъемных машин этого типа определяется значительными техническими преимуществами по сравнению с барабанными подъемными машинами.

Рассматривается шахтная подъемная машина МПМН-4х4 (рис. 1). Машина представляет собой шкив с кольцевыми канавками в количестве четырех штук для такого же количества канатов. Работа таких машин основана на передаче тягового усилия силами трения на участке прилегания каната к ободу шкива. Важной частью многоканатной подъемной машины является узел главного вала с консольной подвеской ротора двигателя [1]. От его работоспособности зависит корректная работа всего шахтного подъемного комплекса. Разработанная компьютерная модель узла [2] показана на рисунке 2.

Научная задача – оценить влияние конструктивных параметров на прогибы вала.

Техническая проблема – увеличенная масса шахтной подъемной машины в сравнении с зарубежными аналогами.

Цель работы – разработать рекомендации по конструированию коренного вала с консольной подвеской ротора двигателя.

Идея работы – использование современных методов компьютерного моделирования для решения поставленной задачи.

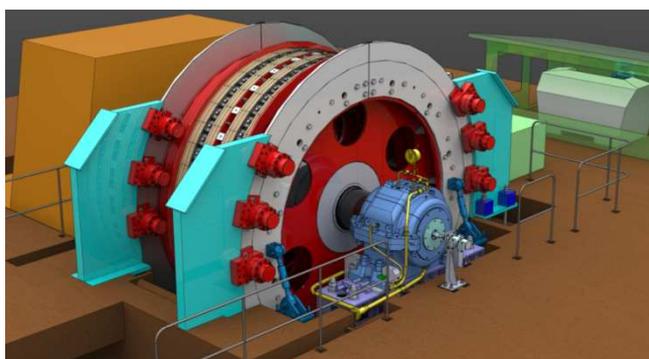


Рисунок 1 – Шахтная подъемная машина МПМН-4х4

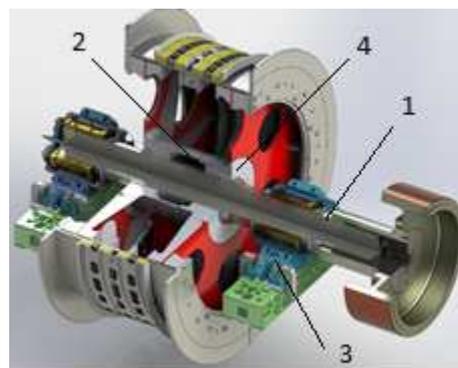


Рисунок 2 – Узел главного вала

Узел главного вала с консольной подвеской ротора двигателя должен обеспечить зазор между ротором и статором ≤ 5 мм. Жесткость конструкции обеспечивают (рис. 2): сплошной вал $\varnothing 620$ мм 1, труба жесткости 2, подшипники скольжения 3, массивные ступицы лобовин 4.

Все эти мероприятия приводят к недостаткам конструкции, а именно:

1) быстрый выход из строя подшипников скольжения из-за биений при работе машины; длинные подшипники скольжения (отношение длины к диаметру 1,2 при оптимальном отношении 0,6...0,9);

2) завышенная масса коренной части барабана.

В связи с этим сформирована техническая идея – заменить подшипники скольжения на подшипники качения радиального типа, сделать вал пустотелым.

Для решения задачи обоснован размер полуширины полосы контакта и шаг конечно-элементной сетки для бочкообразных роликов подшипника качения при помощи МКЭ. Размеры определены с погрешностью 6,3 % (в сравнении с аналитическим расчетом [3]), что является допустимым. Таким образом, определяем форму ролика для расчета значения сближений в подшипнике качения.

При помощи SolidWorks Simulation определен размер сближений ($\delta = 0,03$ мм). Рассчитана жесткость упругого основания равная ($C = 1,357 \cdot 10^{10}$ Н/м).

Построив конечно-элементную модель барабана (рис. 3), найдены радиальные перемещения ротора МКЭ (рис. 4). Установлено, что перемещения составляют не более 0,25 мм, что является допустимым.

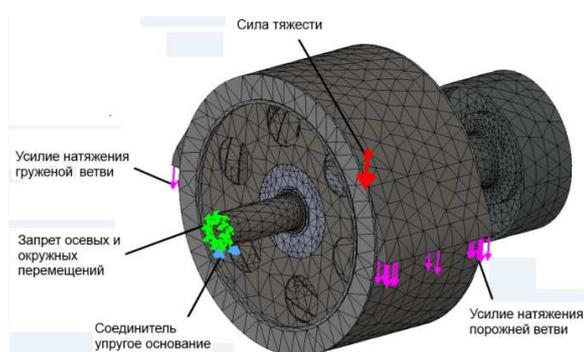


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель барабана

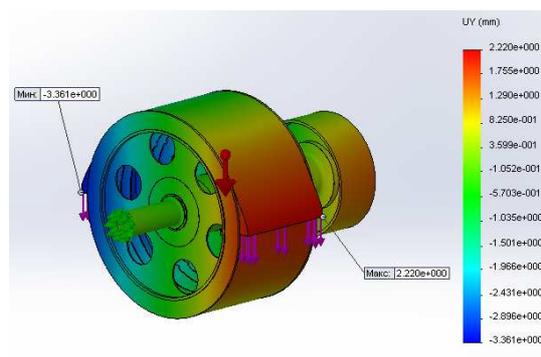


Рисунок 4 – Расчет барабана МКЭ

Далее при помощи SW Simulation доказано, что даже при максимальном диаметре полости (2/3 от минимального диаметра), максимального перемещения ротора составляют не более 0,24 – 0,25 мм, что является допустимым. Таким образом, вал проектируем полым (полость $\varnothing 264$ мм). При такой конструкции вала прогнозируется снижение металлоемкости коренного вала на 20 – 25%.

Выводы:

1. Целесообразным является замена подшипников скольжения на подшипники качения, что обеспечит нужную величину зазора между ротором и статором, но, увеличит срок непрерывной работы машины. При этом, значения радиальных перемещений ротора в конструкции шахтной подъемной машины МПМН – 4х4 с подшипниками качения не превосходят 0,25 мм.

2. Рекомендуется сделать конструкцию вала полым для снижения металлоемкости коренного вала на 20 – 25%. Для условий данной задачи принимаем полость $\varnothing 264$ мм.

Перечень ссылок

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кривиевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364 с.

2. Бондаренко Ю.В. Разработка компьютерной модели узла главного вала в сборе многоканатной подъемной машины МПМН-4х4 / Ю.В. Бондаренко, К.С. Заболотный // Молодь: наука та інновації : матер. наук.-практ. конф., г. Днепропетровск, 3–4 грудня 2013 року. – Д.: НГУ, 2013 – С. 73–75.

3. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 2. Под ред. д-ра техн наук И.А. Биргера и чл.-корр АН Латвийской ССР Я.Г. Пановко.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНА ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ ЦР-6х3,2

Производственным объединением «ПО «Беларуськалий» ведутся работы по строительству 6-го рудника ("Берёзовский"). В составе оборудования рудника предусмотрен комплекс клетьевого подъема, включающий в себя: 1) подъемную машину, с переставным барабаном в комплекте с электродвигателем, системой управления, стволовой сигнализацией и связью; 2) оборудование копра; 3) подъемные сосуды для подъемной машины; 4) оборудование приёмных площадок подъемной установки; 5) оборудование для навески и замены подъемных канатов, подъемных сосудов.

Для выполнения технико-экономического обоснования проекта необходимо определить массовые характеристики и техническую возможность подъемной машины или другими словами технический проект подъемника.

Научная задача – определение напряженно-деформированного состояния цилиндрического барабана подъемной машины ЦР-6х3,2.

Техническая проблема – повышенная металлоемкость подъемника. Это связано с большим запасом прочности конструкции подъемной машины, что обусловлено сложностью определения расчетных нагрузок для подъемника в целом. В данном исследовании моделируется напряженно-деформированное состояние цилиндрического барабана, который предназначен для навивки каната (рис. 1).

Цель работы – разработать компьютерную модель барабана для определения расчетных нагрузок.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи определения расчетных нагрузок возникающих при работе барабана.

Для достижения поставленной цели создана компьютерная модель подъемной машины ЦР-6х3,2 (см. рис. 2).

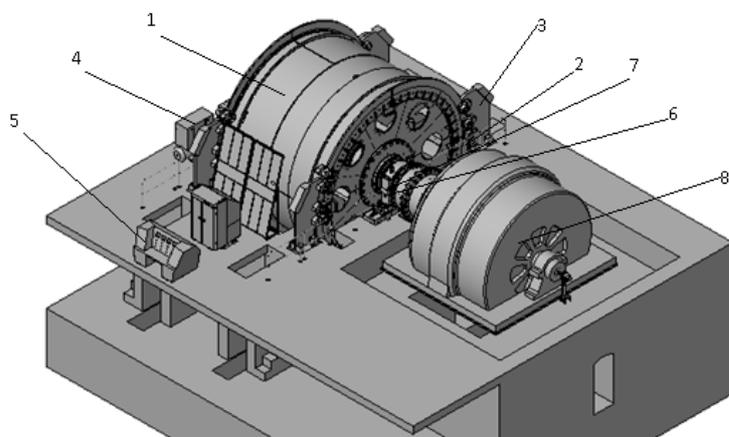


Рисунок 1 – Шахтная подъемная машина типа ЦР – 6х3,2

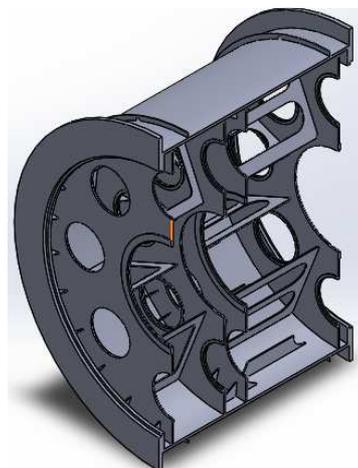


Рисунок 2 – Параметрическая модель барабана

Для анализа напряженно-деформированного состояния создана параметрическая модель барабана рис. 2 [1], в которой предусмотрено для увеличения жесткости

барабанов различные виды подкреплений. Обечайку подкреплено двумя шпангоутами (кольцевыми ребрами). Участок заклиненной части, которая граничит с плоскостью разреза, а с другой стороны ограничена лобовиной, подкреплена косынками для уменьшения нагрузки на сварные швы между обечайкой и лобовиной. Для увеличения жесткости между отверстиями лобовины к ним привариваются ребра с криволинейным переходом. Под действием знакопеременных нагрузок, вызванных весом каната и барабана, обечайка начинает колебаться. Подкрепление типа «стрингер» служит для увеличения ее изгибной жесткости. Было предложено три их вида: трапецидальные с отделкой образующей после сварки, трапецидальные с изменением угла наклона образующей, а также П-образные привариваемые к лобовине.

Расчет выполнен с применением приложения Simulation к программному пакету SolidWorks. Его целью было определение НДС заклиненной части барабана. Поскольку нагрузка, создающая давление от каната, является осесимметричной [2], то для уменьшения времени расчета было использовано 1/8 часть конечно-элементной модели барабана. Путем выполнения многофакторного вычислительного эксперимента рассмотрена наиболее нагруженная заклиненная часть барабана.

Анализ результатов показал, что наиболее удачным подкреплением может служить шпангоут, приваренный к обечайке заклиненной части расположенный на том расстоянии, что и от лобовины до тормозного диска. Выяснилось, что это подкрепление дает наименьшие максимальные напряжения, но оно увеличивает массу барабана на 400 кг. Наиболее невыгодным по металлоемкости (добавляет 5720 кг) является сочетание реберного подкрепления, двух П-образных стрингеров и между диафрагма. По сравнению с барабаном без подкреплений оно увеличивает максимальные напряжения на 38 %. Наиболее опасный по напряжениям – это случай подкрепления стрингером с обработкой образующей в любой комбинацией с другими подкреплениями (увеличивает напряжения по сравнению с барабаном без подкреплений на 133–151 %), и дает увеличение массы от 1160 кг. Случай без подкреплений с точки зрения массы наиболее выгодный. Тут максимальные напряжения возникают на поверхностях канавок, которые находятся над соединением обечайки с лобовиной около плоскости разреза.

Использование шпангоутов не приводит к изменению места возникновения максимальных напряжений (это обечайка барабана), но способствует повышению жесткости обечайки и уменьшению в ней интенсивности напряжений. Применение подкрепления в виде косынок или ребер приводит к возникновению максимальных напряжений именно в этих подкреплениях. При совместном использовании косынок и ребер максимум напряжений появляется в первых, а при установлении шпангоутов и стрингеров наибольшие напряжения наблюдаются в последних.

1. Учитывая результаты исследований можно сделать вывод, что все подкрепления, в той или иной степени, увеличивают массу барабана и нередко вызывают увеличение напряжений в обечайке.

2. В зависимости от уровня допустимых напряжений рекомендуется подкреплять барабан ЦР-6х3,2 шпангоутом, который граничит с плоскостью разреза, или использовать барабан без подкреплений.

Перечень ссылок

1. Батин В.Г. Разработка компьютерной модели барабана подъемной машины ЦР-6х3,2 / В.Г. Батин, Е.В. Панченко, А.А. Сирченко // Молодь: наука та інновації : матер. наук.-практ. конф., г. Днепропетровск, 3–4 грудня 2013 року. – Д.: НГУ, 2013 – С. 67–68.

2. Ковальский, Б.С. Нагрузка канатных барабанов и бобин / Б.С. Ковальский // Стальные канаты: сб. статей. – К.: Техніка. – 1966. – Вып. 3. – С. 89–107.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ВРАЩЕНИЯ БУРМАШИНЫ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ЕЕ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ

Для вскрытия чугунной летки доменной печи используется буровая машина вращательного бурения, эксплуатационная производительность которой определяется коэффициентом готовности. Опыт эксплуатации машины показал, что подшипниковый узел выходного вала, на котором установлен буровой инструмент, в среднем пребывает на ремонте больше нормированного времени. Это снижает коэффициент готовности ниже допустимого уровня. Поэтому актуальной технической задачей является модернизация механизма вращения бурмашины, с целью уменьшения времени замены подшипниковых узлов.

Техническая проблема – трудоемкий процесс обслуживания и замены подшипниковых узлов тихоходного вала.

Цель работы – повысить ремонтпригодность механизма вращения буровой машины.

Идея работы – состоит в увеличении межосевого расстояния редуктора бурмашины путем установки паразитной шестерни, и размещения узла с радиально-упорным подшипником в съемном стакане.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Изучена техническая документация, предоставленная ПАО «ДНЕПРОТЯЖМАШ» и сделано следующее техническое предложение. Один подшипниковый узел труднодоступен, так как его крышка расположена напротив опорной рамы двигателя. Эту проблему можно решить путём увеличения межосевого расстояния редуктора. Другой подшипниковый узел содержит два радиально-упорных подшипника, которые для исключения заклинивания требуют точной регулировки при помощи прокладок. Эту операцию неудобно выполнять непосредственно на буровой машине. Для устранения этого недостатка предложено применить стакан. При этом регулировку и сборку узла можно выполнить на монтажном столе, а затем выходной вал с собранным узлом смонтировать в механизм.

2. Для реализации идеи в работе выполнен кинематический и прочностной расчет редуктора механизма вращения бурмашины и его элементов, у которого межосевое расстояние увеличено за счет установки паразитного зубчатого колеса со 154 до 324 мм. Определены параметры:

Передаточные числа передач редуктора: $u_1 = 2,03$, $u_2 = 1,4$;

Межосевое расстояние: $a_1=124$; $a_2=200$ мм;

Модуль: $m=4$ мм;

Диаметр входного и выходного вала: $d_1=40$ мм; $d_2=75$ мм.

3. Создана твердотельная компьютерная модель механизма вращения бурмашины (рис. 1) с предлагаемой модернизацией. На (рис. 2) представлен разрез механизма вращения.

4. Методами восходящего и нисходящего проектирования разработана компьютерная модель.

5. Компьютерная модель узла редуктора проверена средствами SolidWorks на собираемость.

На рисунках 1 и 2 представлена компьютерная модель сборки механизма вращения бурмашины и его модернизированный часть подшипникового узла.

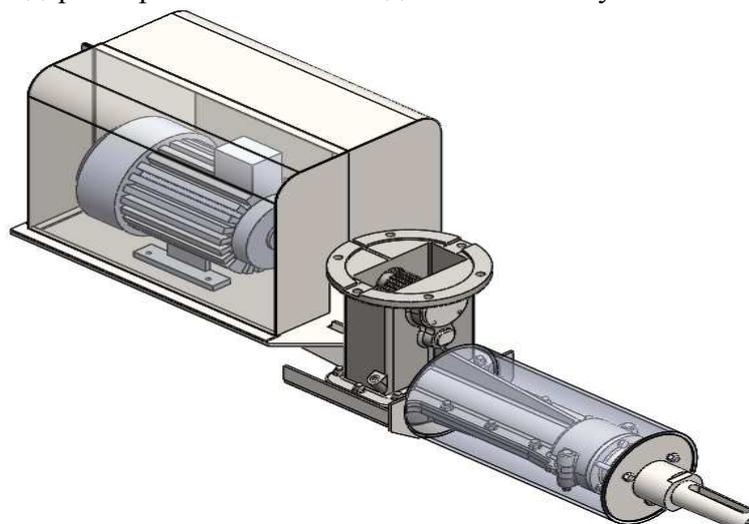


Рисунок 1 – Модель механизма вращения бурмашины.

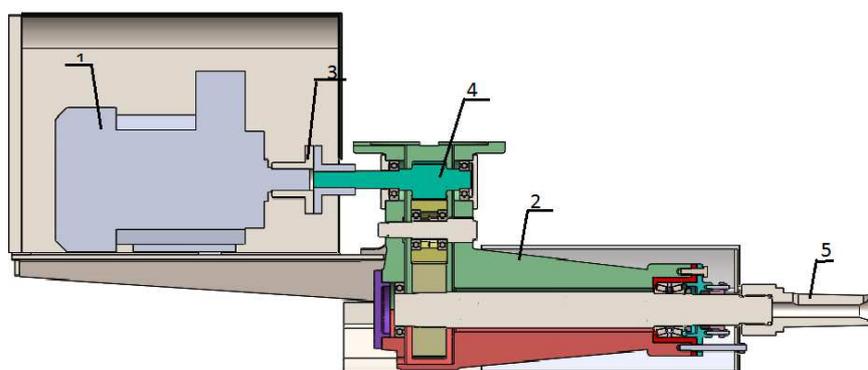


Рисунок 2 – Модернизированный узел для удобной замены подшипников

Привод состоит: электродвигатель 1, корпус 2, упруго втулочно-пальцевая муфта 3, двух ступенчатый редуктор 4, патрон 5.

После разработки компьютерной модели механизма вращения бурмашины определена ее масса 730 кг.

Выводы:

1. В работе предложено решение технической проблемы модернизации механизма вращения бурмашины, которая позволит, улучшить ее ремонтпригодность, а также снизить времена замены подшипниковых узлов.

2. В результате предложена конструктивно и технологически наиболее выгодная модернизация замены подшипников качения.

Перечень ссылок

1. Детали машин и механизмов / Курсовое проектирование: Учеб. пособие/ Д. В. Чернилевский. -2-е изд., перераб. и доп. – К. : Вища шк. Главное изд-во, 1987. – 328.
2. . Технолог-доменщик. Справочник. Волков Ю.П., Шпарбер Л.Я., Гусаров А. К.- М.: Metallurgiya, 1986, с.65-76.
3. Доменное производство. Полтавец В.В. М.: Metallurgiya, 1972, с. 292-299.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШКИВА ТРЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН-4Х4

Производственным объединением «ПО «Беларуськалий» ведутся работы по строительству 6-го рудника ("Березовский"). В составе оборудования рудника предусмотрен комплекс клетьевого подъема включающий в себя: четырехканатная подъемная машина в комплекте с электродвигателем, системой управления, стволовой сигнализацией и связью; оборудование копра; подъемные сосуды для 4-х канатной подъемной машины; оборудование приёмных площадок 4-х канатной подъемной установки; оборудование для навески и замены подъемных, уравнивающих, проводниковых канатов, подъемных сосудов.

Для выполнения технико-экономического обоснования проекта необходимо определить массовые характеристики и техническую возможность подъемной машины или другими словами технический проект подъемника [1].

Научная задача – обоснование параметров канатоведущего шкива многоканатной подъемной машины МПМН-4Х4

Техническая проблема – повышенная металлоемкость подъемной машины, оценка возможности ее уменьшения.

Цель работы – Разработка рекомендаций на проектирование канатоведущего шкива многоканатной подъемной машины МПМН-4х4.

Идея работы – использование современных методов моделирования для решения задачи определения расчетных нагрузок возникающих при работе канатоведущего шкива.

Для достижения поставленной цели создана компьютерная (рис. 1), и редуцированная модель подъемной машины ПМПН-4х4 (рис 2).

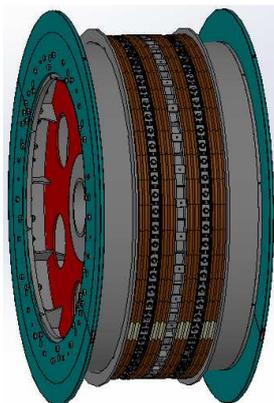


Рисунок 1 – Компьютерная модель шкива

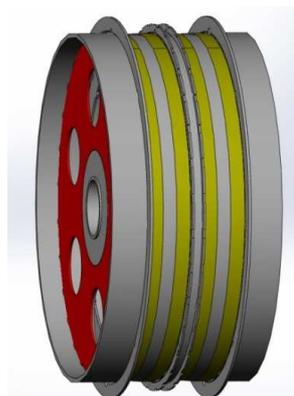


Рисунок 2 – Расчетная модель шкива

Технические требования к предлагаемому комплексу клетевых подъемных установок.

1. Тип подъемной установки – клетевая (грузолюдская).
2. Диаметр канатоведущего шкива – 4000 мм.
3. Место установки машины – наземного расположения.

4. Исполнение машины – правое (двигатель справа, если смотреть со стороны машиниста ПМ).
5. Угол наклона ствола – вертикальный 90°.
6. Высота подъема – 630 м.
7. Количество обслуживаемых горизонтов – 1.
8. Число приемных площадок: А) наверху – 1; Б) внизу – 1

Для анализа напряженно-деформированного состояния на конечно-элементной модели были заданы граничные условия давления, силы тяжести, зафиксированная геометрия, в места контакта с валом. Конечно-элементная модель строится с использованием пространственно-твердотельного конечного элемента имеющего 18 степеней свободы [2].

Для ограничения размера задачи при заданной точности вычисления определён шаг конечно-элементной сетки. В ходе эксперимента шаг сетки последовательно уменьшался до тех пор, пока разница максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу в двух последовательных расчетах не превысила 1 %. Это произошло при шаге сетки – 50мм, а локально (отверстия лобовины, ступица) доходит до 10 мм.

С учетом указанных результатов был проведен вычислительный эксперимент по определению рациональных параметров шкива (рис. 3). Согласно которого предложена новая конструкция шкива, на которой рекомендовано: 1) убрать внутренние не несущие нагрузку элементы; 2) для снижения напряжений в местах концентрации последних рекомендуется установить накладки на отверстия лобовины с обеих сторон.

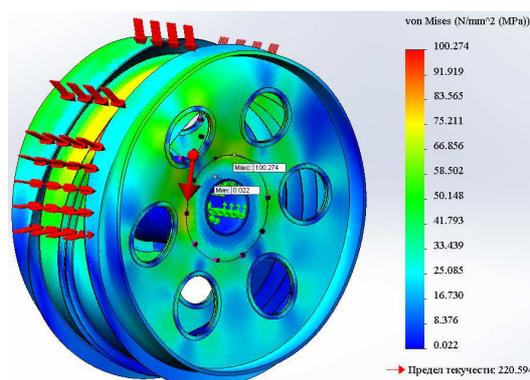


Рисунок 3 – Исследование НДС

Вывод:

1. Компьютерная модель канатоведущего шкива, с футеровкой подготовленная на базе программного комплекса SolidWorks включает 357 компонентов.
2. На подготовленной расчетной модели проведены исследования НДС, шкива которые показали, что максимальные напряжения в исходной модели составили 122 МПа, а в полученной модели – 101 МПа, при этом масса исходной конструкции равна 18252 кг, а новой – 15655 кг.
3. Для снижения напряжений в местах концентрации напряжений рекомендуется установить накладки на отверстия лобовины с обеих сторон.

Перечень ссылок

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кревиевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. И доп. М., «Недра», 1973.–364с.
2. Ракша В.Р. Разработка компьютерной модели канатоведущего шкива многоканатной подъемной машины МПМН-4Х4 / В.Р. Ракша Е.В. Панченко // Молодь: наука та інновації: матер. наук.-практ. конф., г. Днепропетровск, 3–4 грудня 2013 року. – Д.: НГУ, 2013 – С. 96–98.

**РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ПРОТИВОВЕСА ШАХТНОЙ
ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН-5Х4**

Подъемные установки с противовесом применяют в том случае, когда в стволе не могут быть размещены четыре подъемных сосуда, что бывает при расположении двух подъемных установок в одном стволе. Одна из этих установок одноклетевая (или скиповая) с противовесом.

Установки с противовесом в последнее время широко применяют при многоканатных подъемных системах на шахтах, где разработка месторождения всегда ведется на нескольких горизонтах. Как показывает практика, две односкиповые установки с противовесами выгоднее одной двухскиповой установки, так как при этом обеспечивается независимость работы с нескольких горизонтов, устраняется влияние вытяжки каната и повышается надежность работы, поскольку при возможном выходе из строя одной установки сохраняется возможность работы второй установки.

Противовес, также как и подъемный сосуд, с помощью своего каната перемещается в стволе и необходим для уравнивания собственной массы подъемного сосуда и части полезного груза.

Правила безопасности устанавливают повышенные требования к прочностным характеристикам всех узлов шахтной подъемной машины включая противовес.

Цель работы – разработка компьютерной модели противовеса шахтной подъемной машины МПМН-5х4.

Идея работы – Использование современных методов компьютерного моделирования для решения задачи определения зависимости напряжений в раме противовеса от ее конструктивных параметров.

Основные параметры противовеса приведены в таблице 1.

Таблица 1

Наименование параметров	Значение
Тип подъема	Многоканатный
Масса противовеса клетки с подвесными устройствами, т.	13
Средняя скорость подъема, м/с.	8
Тип головных канатов:	Круглопрядные
Типы уравнивающих канатов:	Круглопрядные
Направляющие проводники:	Рельсовые
Тип направляющих устройств:	Трехвтулковые

Противовес состоит из сварной рамы призматической формы с горизонтальным днищем. Коуш расположен симметрично относительно рамы и опирается со стороны передней стенки на ось, а со стороны задней стенки – на швеллерную балку, соединяющую боковые стенки рамы. Ось вращения закреплена на раме. Вверху на боковых стенках кузова укреплены разгрузочные втулки. На раме противовеса с обеих сторон укреплены направляющие опоры.

На рисунке 1 представлена компьютерная модель противовеса подъемной машины МПМН-5х4. Противовес состоит из следующих элементов: 1 – зажимы; 2 – коуш; 3 – направляющие; 4 – рама; 5 – груз; 6 – направляющие устройства.

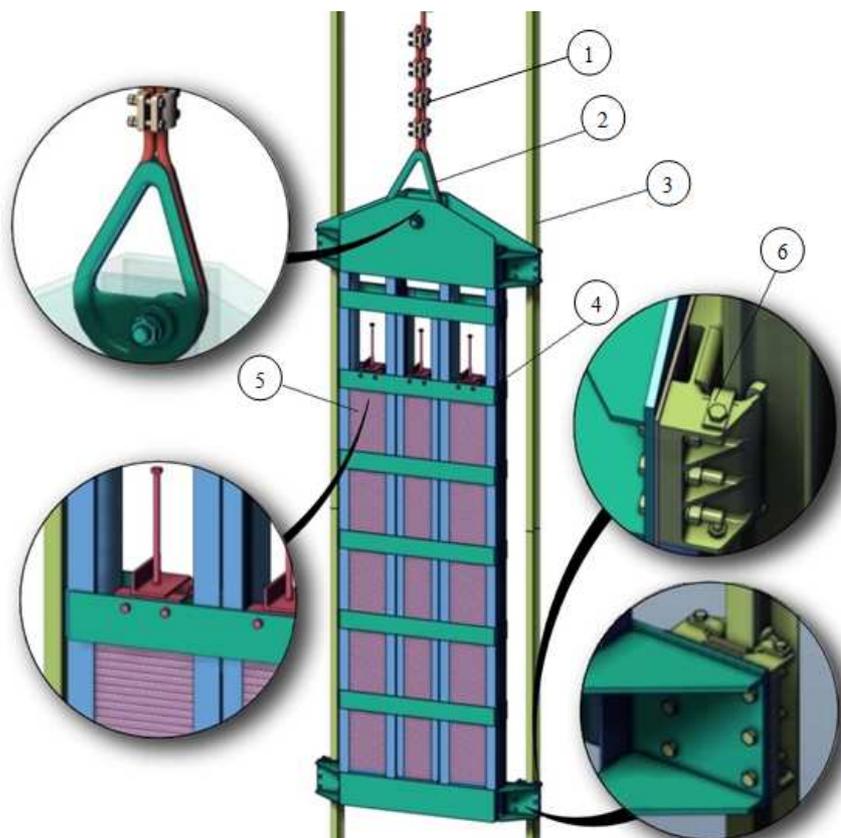


Рисунок 1 – Компьютерная модель противовеса подъемной машины МПМН 5х4

Вывод:

Разработана компьютерная модель противовеса для определения зависимости напряжений в сварной раме противовеса от ее конструктивных параметров, и последующей модернизации.

Литература

1. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Недра», 1975, 368с.
2. Федорова З.М., Хаджиков Р.Н., Качеровский В.М. Рудничные подъемные установки. Издательство «Недра», Москва, 1966, 305 с.

Полушина М.В., к.т.н., доц., Рутковский М.А., к.т.н., ассистент, Громов И.И., студент гр. ГМммС-12-1

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

РАЗРОБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ УЗЛА ГЛАВНОГО ВАЛА В СБОРЕ ШКИВА КОПРОВОГО МПМН 5x4

Шкивы копровые – изделия, являющиеся разновидностью специализированного оборудования, применяемого при проведении подземных работ в шахтах и на рудниках. Они используются главным образом при обустройстве подъемно-спускных механизмов и совершенно незаменимы, если требуется осуществить доставку тяжелого оборудования в шахту или рудник [1].

Шкивы копровые являются сборочными единицами. Основные элементы: ступица, вал из закаленной стали, а также две подшипниковые опоры. Копровые шкивы многоканатной машины МПМН 5x4 состоит из четырех независимо вращающихся шкивов, расположенных на одном валу.

Научная идея работы – Использование современных методов компьютерного моделирования для проверки модели главного вала копрового шкива МПМН-5x4 на работоспособность.

Целью работы является создание компьютерной модели узла главного вала в сборе шкива копрового МПМН-5x4 с помощью методов компьютерного моделирования в SolidWorks.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Выполнен расчет общих параметров копрового шкива МПМН 5x4.
2. Методами восходящего и нисходящего проектирования разработана компьютерная модель.
3. Компьютерная модель узла главного вала проверена средствами SolidWorks на работоспособность.
4. Подготовлена модель узла главного вала для последующих анализов в SolidWorks Simulation.

На рис.1 представлена компьютерная модель узла сборки главного вала копрового шкива МПМН 5x4. Узел состоит из подузлов: канатоведущих шкивов 1, в состав которого входят обод, сектора, ступицы, втулки, вал 2, подшипники 3 с корпусом 4.

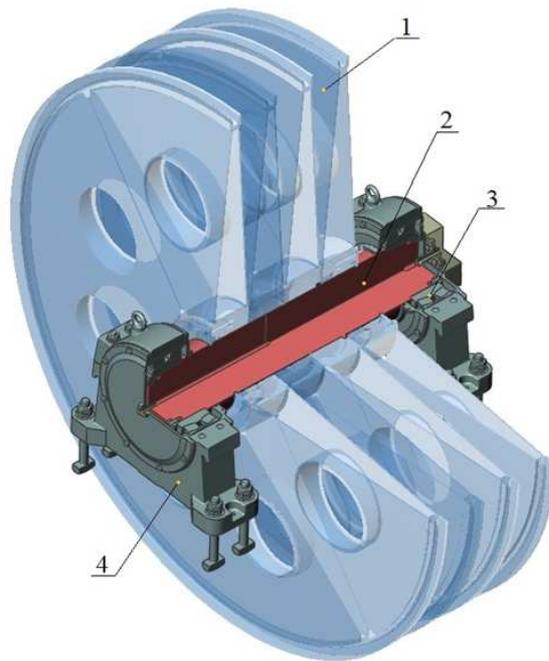


Рисунок 1 - Компьютерная модель узла главного вала в сборе

После разработки компьютерной модели главного вала копрового шкива установленная масса узла 20,5 т.

Модель узла главного вала в сборе состоит из 133 деталей.

Количество узлов сборок – 29.

Вывод: разработана компьютерная модель узла главного вала в сборе копрового шкива МПМН 5х4. Компьютерная модель узла главного вала проверена средствами SolidWorks на работоспособность.

Перечень ссылок:

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Крениевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364с.

УДК 622.673.1

Москалева Т.В., к.т.н., доц., Рутковский М.А., к.т.н., ас., Филь А.М. студентка гр. ГМммС-12-1

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г.Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ ШКИВА КОПРОВОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ МПМН - 5Х4

Копровые (направляющие) шкивы располагаются на подшкивной площадке копра и служат для поддержания и направления канатов от подъемной машины в ствол шахты [1].

Шкивы копровые – изделия, являющиеся разновидностью специализированного оборудования, применяемого при проведении подземных работ в шахтах и на рудниках. Они используются главным образом при обустройстве подъемно-спускных механизмов и совершенно незаменимы, если требуется осуществить доставку тяжелого оборудования в шахту или рудник [2].

Шкивы копровые являются сборочными единицами. Основные элементы: обод, сектор, ступица, втулка, вал, подшипник, корпус подшипника.(рис.1)

Научная идея работы – определение напряженно-деформированного состояния шкива с использованием современных методов компьютерного моделирования в SolidWorks.

Целью работы является проверка работоспособности конструкции шкивов копровых многоканатной машины МПМН – 4х5 с помощью компьютерного моделирования в SolidWorks.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Выполнен расчет общих параметров многоканатной машины МПМН – 5х4.
2. Методами восходящего и нисходящего проектирования разработана компьютерная модель.
3. Компьютерная модель шкивов копровых проверена средствами SolidWorks на собираемость.
4. Подготовлена модель шкивов копровых для последующих анализов в SolidWorks Simulation.

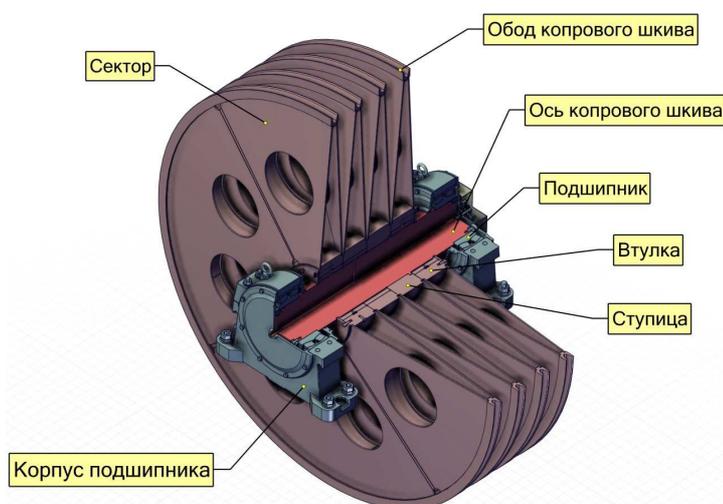


Рисунок 1 – Компьютерная модель копрового шкива в сборке

Вывод: разработана компьютерная модель копровых шкивов многоканатной машины МПМН – 4х5, которая проверена средствами SolidWorks на собираемость. После разработки компьютерной модели копровых шкивов установлена масса узла составила 20,5 т., модель узла копровых шкивов в сборке состоит из 133 деталей, количество узлов сборок 29.

Литература

4. Федорова З.М., Хаджиков Р.Н, Качеровский В.М «Рудничные подъемные установки»- М.:Недра. – 1965. -317с.
5. Димашко А.Д, Гершников И.Я, Крениевич А.А. «Шахтные электрические лебедки и подъемные машины» Справочник. Изд.4, перераб. И доп. М., «Недра», 1973, 364с.

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПИТАТЕЛЯ ПУЛЬПЫ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОМЫВАНИЯ ЗЕРНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

В данное время всё большей проблемой экологии в регионах с развитой горной промышленностью стали отвалы и отстойники промышленных горных предприятий, поскольку они занимают огромную площадь и загрязняют окружающую среду. Известно, что в отвалах и отстойниках может содержаться материал, который после очистки от мелкодисперсных примесей может быть реализован как строительный песок. В данных отвалах и отстойниках находятся отсеы дробления и сортировки различных скальных пород. Для их переработки существует множество технологий, одну из них приняли за основу при разработке конструкции установки для промывания песка. Установка состоит из питателя (корыта-гидроклассификатора), грунтового насоса, гидроциклона и обезвоживающего грохота. В результате научно-технических работ выполнено проектирование и конструирование корыта-гидроклассификатора (Рис.1).

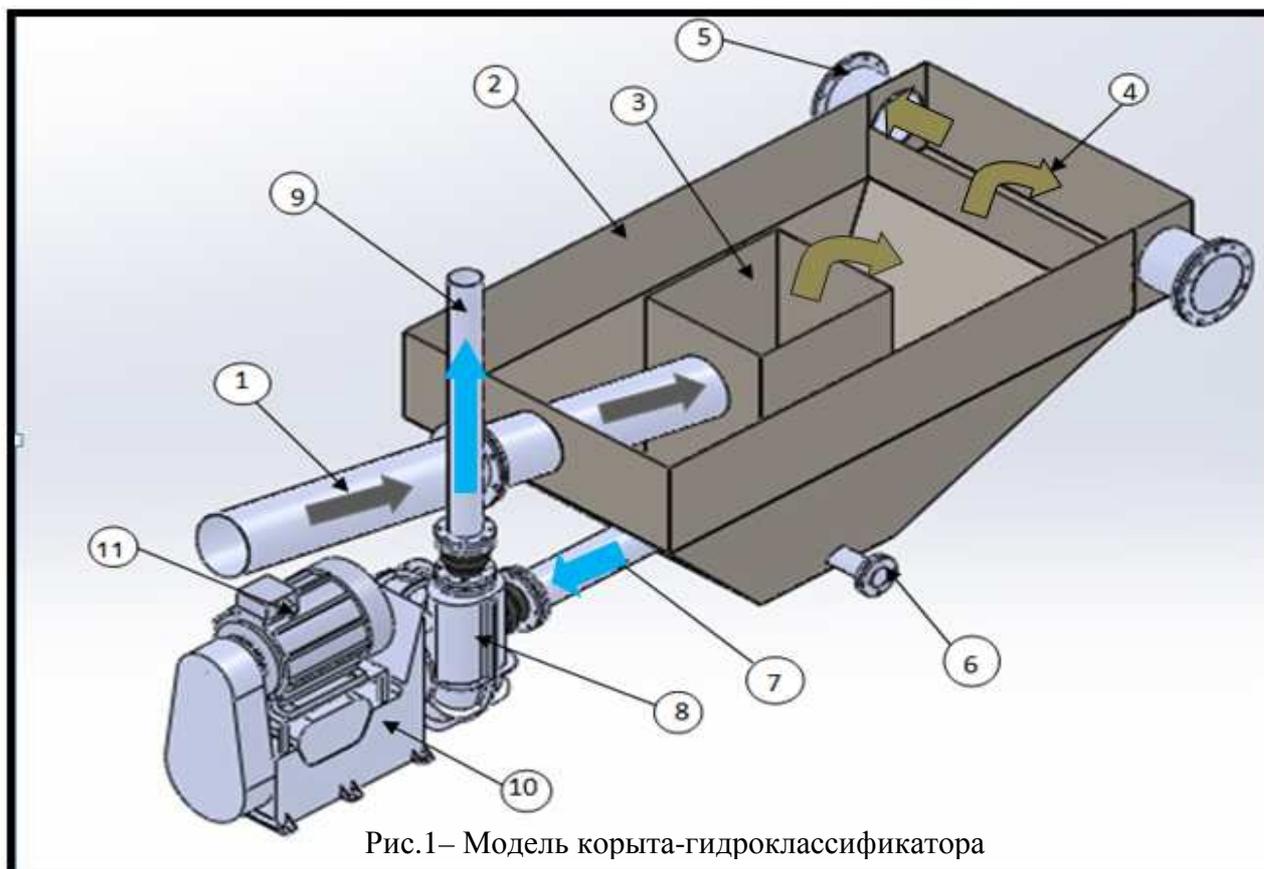


Рис.1– Модель корыта-гидроклассификатора

1 – сливной патрубок исходной пульпы;
2 – корыто;
3 – внутренний короб;
4 – сливной короб;
5 – сливной патрубок;
11 – электродвигатель.

6 – патрубок обслуживания;
7 – всасывающий патрубок;
8 – грунтовой насос ;
9 – напорный патрубок;
10 – опорная стойка;

Принцип работы корыта-гидроклассификатора (Рис.1): исходная пульпа подается через пульпопровод (1) во внутренний короб (3) корыта (2). Пульпа переливается через внутренний короб в корыто, и мелкие частицы всплывают наверх и отправляются в сливной короб (4), откуда пульпа стекает по сливному патрубку (5) в слив, крупные частицы – оседают и попадают во всасывающий патрубок (7) грунтового насоса (8). Оттуда пульпа перекачивается насосом на гидроциклон по напорному патрубку (9).

Угол наклона стенок корыта-гидроклассификатора был определен экспериментально на установке для определения коэффициента угла трения-скольжения зернистого материала в воде [1]. Проведя ряд экспериментов, установлено, что оптимальный угол трения-скольжения зернистых материалов фракций от + 5 до – 0,1, включительно, находится в пределах 40 – 60 градусов. Угол наклона стенок корыта-гидроклассификатора принят 48 градусов.

В результате технологических и конструктивных расчетов с применением известных методик расчета и экспериментальных исследований обоснованы конструктивные и технологические параметры корыта-гидроклассификатора и системы подачи пульпы.

Литература

1. Данную установку представила Хацько В.А. на Конференции «Молодые ученые: наука и инновации» в декабре 2013 года.

УДК 622.673.1

Хацько В.А. студентка гр.ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Бондаренко А.А., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

(Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", г.Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОЦИКЛОНА УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОМЫВАНИЯ ЗЕРНИСТОГО МАТЕРИАЛА

Гидроциклон является важной составляющей в разработках комплексов оборудования для горнообогатительных предприятий. Эффективность применения гидроциклонов на предварительном этапе переработки материала перед основными операциями обогащения особенно высока для очистки исходной пульпы от шламов, а также от излишков воды. Такая подготовительная операция актуальна в технологии обогащения, как природных песков, так и техногенных отложений. Иловые шламы, состоящие в основном из микрочастиц глины и мельчайших минеральных взвесей, не содержат значимых количеств полезных компонентов, но составляют обычно достаточно большую часть первичного материала при очистке отходов горного производства, к которым относят отсеивы, глинистые пески, шламы. Известно, что наличие отвалов негативно влияют на экологическую ситуацию ввиду образования разноса пыли, занимают большие территории, за которую нужно платить, а это в свою очередь убыток для предприятия.

Обоснование рациональных параметров и разработка конструкции гидроциклона решает комплексную задачу, связанную с переработкой вторичного сырья для получения товарного продукта и экологическую проблему горнодобывающих регионов.

В работе выполнен анализ известных методик расчета, обоснованы технологические и конструктивные параметры гидроциклона, а именно: длина цилиндрической части, диаметр цилиндрической части, диаметр сливного патрубка, диаметр питающей насадки, диаметр песковой насадки. На базе данных, полученных с

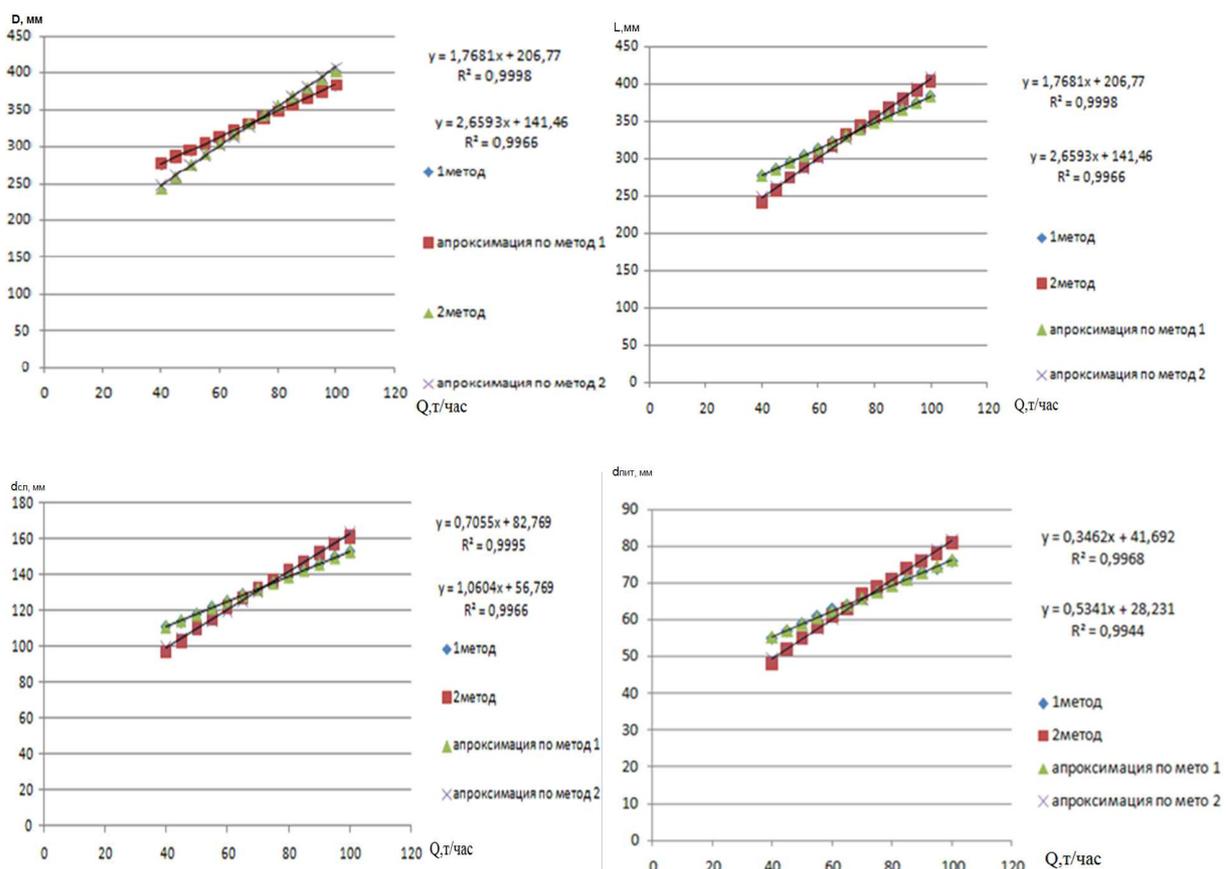


Рис. 1 – Графические зависимости

помощью данных методик выполнена аппроксимация расчетных параметров с целью упрощения расчетов при изменяющихся параметрах питания (рис. 1).

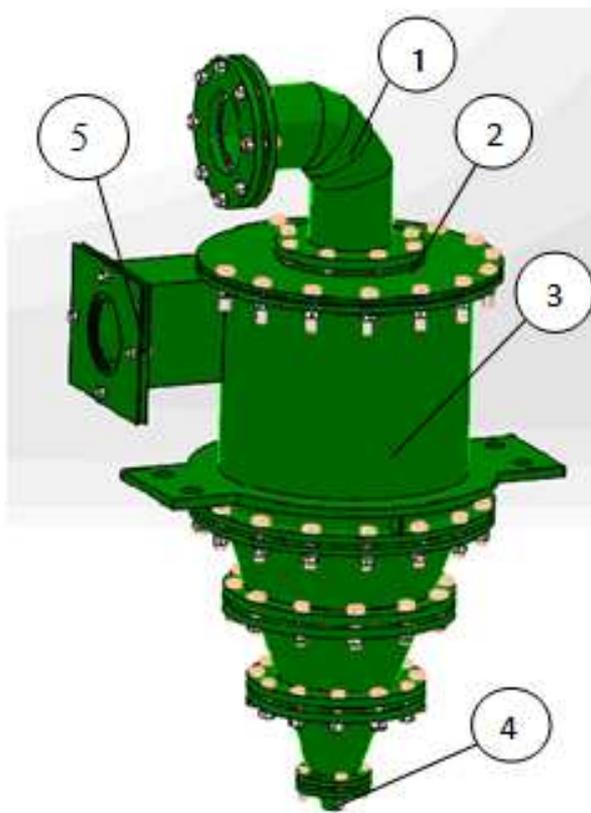


Рис. 1 – Модель гидроциклона ГЦ 500

Проанализировав расчеты, была построена твердотельная модель гидроциклона ГЦ 500 (Рис.1).

Гидроциклон состоит из:

1. Отвод легкой фракции
2. Крышка
3. Камера питательная со спиральным вводом
4. Насадка песковая
5. Спиральный вход

Рис.1 - Твердотельная модель

Принцип действия гидроциклона основан на сепарации частиц твёрдой фазы во вращающемся потоке жидкости.

Величина скорости сепарирования частицы в центробежном поле гидроциклона может превышать скорость осаждения эквивалентных частиц в поле гравитации в сотни раз. В последнее время все чаще в технологии обогащения применяют кластер гидроциклонов, что позволяет существенно повысить

производительность по потоку, при сохранении тонкости классификации, а также снизить давление пульпы в питании кластера и соответственно уменьшить потребляемую мощность питающих пульповых насосов. У конической части гидроциклона предусмотрена песковая насадка, через которую разгружается нижний продукт разделения. Питающий патрубок гидроциклона расположен таким образом, что пульпа вводится по касательной и вращается в нём с образованием внешних и внутренних потоков. Твёрдые частицы подвергаются воздействию центробежной силы и отбрасываются к периферии. Чем больше масса зерна, тем дальше оно будет отброшено. Зёрна, имеющие большую массу, чем граничные зёрна, по которым производится разделение, остаются во внешнем потоке и, перемещаясь к вершине конуса гидроциклона, разгружаются через песковую насадку. Зёрна с меньшей массой попадают во внутренний. поток и выносятся через сливное отверстие **гидроциклона**.

Литература

- 1) Башаров М.М., Сергеева О.А._Устройство и расчет гидроциклонов.
- 2) Бедрань Н.Г. Машины для обогащения полезных ископаемых.

Аршулик В.П. студент гр. ГМКс–13–1с

Научный руководитель: Бондаренко А.О., доцент, кандидат технических наук

(Государственное высшее учебное заведение "Национальный горный университет", г. Днепропетровск, Украина)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЕЗВОЖИВАЮЩЕГО ГРОХОТА УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОМЫВАНИЯ ЗЕРНИСТОГО МАТЕРИАЛА

Вибрационные машины получают всё более широкое применение в самых разнообразных отраслях промышленности. Расширяется область применения зарекомендовавших себя ранее вибромашин, вновь создают вибромашину, для осуществления новых операций. Это обусловлено конструктивной простотой вибромашин во многих случаях более высокой, чем у обычных машин, технологической эффективностью.

При всей своей конструктивной простоте вибромашину представляют большие сложности для расчёта, большое внимание уделяют разработке методов их расчёта. Условиями процесса грохочения являются перемещение материала по разделительной перегородке и его перемешиванию, чтобы крупные частицы не препятствовали мелким проходить сквозь отверстия. В современных грохотах эти условия выполняются за счёт вибрации разделительных перегородок. В зависимости от типа вибратора траектория движения точек разделительной перегородки близка к круговой или прямолинейной. Одним из основных элементов вибрационных грохотов является короб, на котором смонтированы сита или колосники. Короб снабжается либо одновальным вибратором, обеспечивающим круговое движение, либо двухвальным (самобалансным) вибратором, возбуждающим направление колебания. Для увеличения скорости перемещения материала по разделительной перегородке и соответственно производительности грохота короб обычно устанавливается под углом к горизонту.

При прохождении материала по разделительной перегородке не все мелкие части проходят сквозь отверстия. Под коэффициентом качества грохочения понимают отношение весового количества материала прошедшего сквозь разделительную перегородку, к весовому количеству мелкой фракции, содержащейся в исходном материале. Иногда этот коэффициент выражается в процентах.

Производительность, приходящаяся на единицу поверхности грохота, взаимосвязана с коэффициентом качества грохочения. Чем выше производительность, тем ниже коэффициент качества грохочения. При расчете оптимального угла наклона короба и производительности грохота обычно учитывается ожидаемое качество грохочения.

Разработана конструкция грохота ГВЧ- 42У для промывания песка. Исходя из того, что грохот был сделан под корыто были изменены габаритные данные. Также были сделаны исследования давления на сито и на боковые стойки.

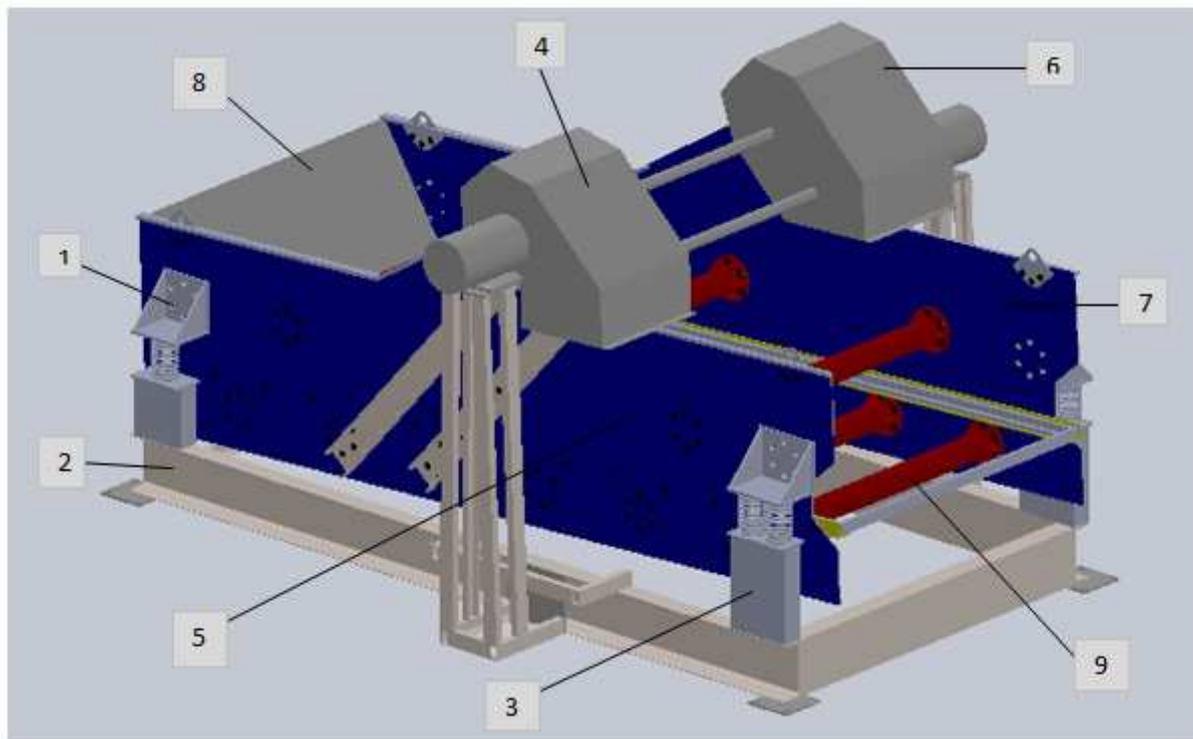


Рис. 1 – Модель ГВЧ 42У.

- 1- Опорный передний узел; 2- рама; 3- опорный задний узел; 4- привод левый; 5- стенка боковая левая; 6- привод правый; 7- стенка боковая правая; 8- стенка; 9- распор.

Разработана компьютерная модель для просеивания песка, сделаны исследования давления на сито и стойки. Рассчитан коэффициент эффективности и материальный баланс грохота.

Литература

- 1) Чернилевский Д.В. Детали машин и механизмов. Учебное пособие - 2-е изд. перероб. И доп. – К.: Выща шк. Головное изд-во 1987г. – 328 с.
- 2) Батурин А.Т. Цецкович Г.М. Панич Б.Б. Чернин П.М. Детали машин – 6-е изд. машиностроение – М.: 1971 – 467 с.
- 3) Надутый В.П. Определение зависимости эффективности грохочения от конструктивных параметров вертикального вибрационного грохота / В.П. Надутый, П.В. Левченко // Збагачення корисних копалин: Наук.-техн. зб. – 2011. – Вип. 45 (86). – С. 43–48.
- 4) Франчук В.П. Определение зависимости эффективности грохочения от режимных параметров вертикального вибрационного грохота / В.П. Франчук.

Кардашов К.А. студент гр.ГМК-13-1с

Научный руководитель: Бондаренко А.А., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМЫ ОПОРНОЙ И ПЛОЩАДКИ ОБСЛУЖИВАНИЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОМЫВАНИЯ ЗЕРНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

В последние годы экологические проблемы и финансовые соображения привели к увеличению потребности утилизации строительных материалов и отходов. Известно, что наличие отвалов негативно влияют на экологическую ситуацию ввиду образования разноса пыли, занимают большие территории, за которую нужно платить, а это в свою очередь убыток для предприятия.

Установка для промывания песка (рис.1) - это высокоэффективная стационарная установка производительностью до 60 тонн в час, предназначенная для выделения песка из пульпы и удаления из него ила, глины и пылеватых частиц.

В данном проекте мы проектируем и конструируем установку для очистки и обезвоживания полезного ископаемого крупностью -0,15.

Принцип работы этой машины заключается в следующем: материал через пульпопровод подается в ванну - классификатор. Там он промывается и разделяется на нужные классы, т.е. нужные нам частицы оседают и транспортируются грунтовым насосом на гидроциклон, а все остальные отправляются в слив. В гидроциклоне происходит дещламация материала и после этого он поступает на грохот, где в дальнейшем обезвоживается.

Данная установка применяется для: получения любых видов песка, используемого при производстве бетона, асфальта и сухих смесей; промывки и сортировки продуктов дробления твердых природных материалов; промывки озерного и морского песка; промывки кварцевого песка, применяемого в стекольной промышленности; промывки материалов вторичной переработки.

Площадки обслуживания предназначены для обеспечения легкого доступа к обслуживаемым механизмам, требующим периодического технического обслуживания и наладки в транспортной системе (мотор-редукторы, подшипниковые узлы, узел натяжки ленты или цепи), в бункере (датчики уровня, вибраторы), в дозаторах (для облегчения и значит увеличения производительности труда) и т.д. Все площадки обслуживания состоят из лестницы, самой площадки и перил.

Произведен анализ аналоговых установок, опорных рам и площадок обслуживания.

Был выполнен расчет устойчивости опорных стоек рам. Также был произведен силовой расчет фундаментных болтов.

Проанализировав существующие аналоговые установки была построена твердотельная модель опорных рам и площадки обслуживания.

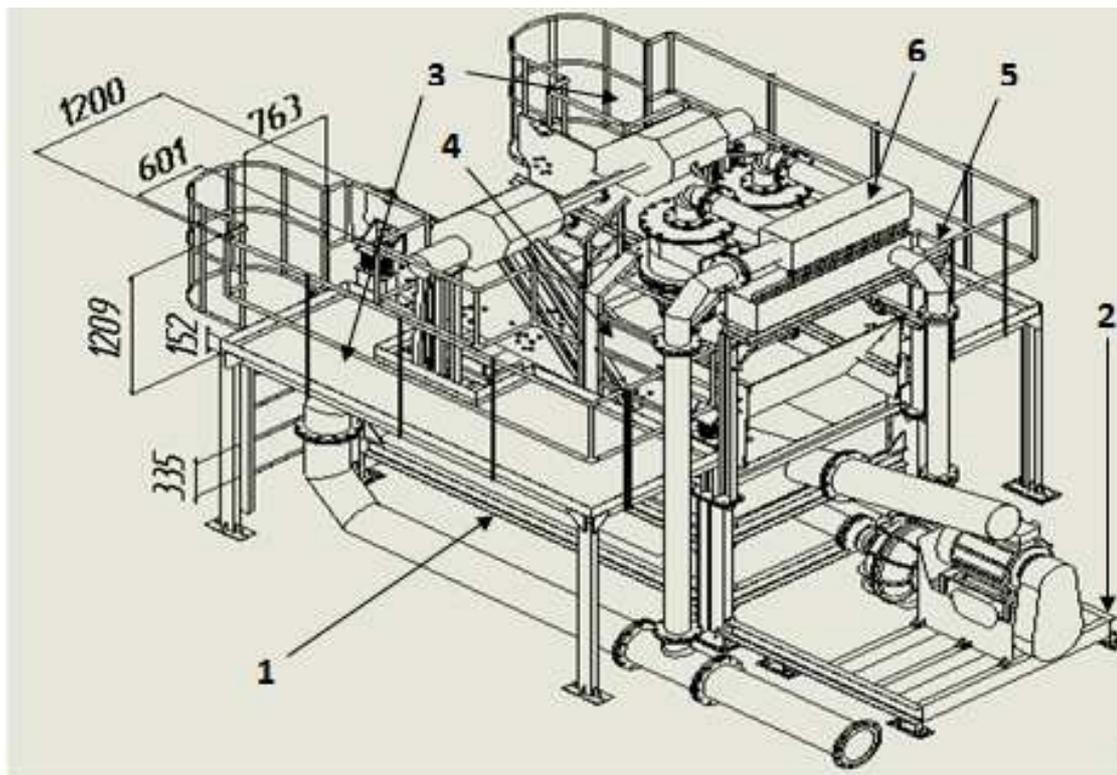


Рис.1 Установка для промывания зернистых материалов

1 – Рама опорная грохота; 2 – Рама опорная насоса; 3 – Площадки обслуживания; 4 – Рама опорная гидроциклона; 5 – Рама опорная коллекторов; 6 - Коллекторы

В данной работе был выполнен комплекс мероприятий по проектированию и конструированию металлоконструкций:

- Рама опорная грохота;
- Рама опорная насоса;
- Рама опорная гидроциклона;
- Рама опорная коллекторов;
- Коллекторы;
- Площадки обслуживания;

Для обоснования рациональных параметров были выполнены силовые расчеты по известным методикам.

Литература

1. Бедрань Н.Г. Машины для обогащения полезных ископаемых
2. ГОСТ 23120-78 Лестницы маршевые, площадки и ограждения стальные. Технические условия
3. http://www.carbocor.ru/units/promyvochnaja_ustanovka_finesmaster-60-compact

получаем из условия того, что за один оборот колеса совершается $\kappa = 80$ оборотов червяка (число зубьев червячного колеса $z = 80$, число заходов червяка $k_y = 1$).

Следовательно $M_1 = M \frac{\delta\varphi}{\delta\varphi_1} = 63,66 \frac{1}{80} = 0,796 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Определим КПД передачи согласно

методики [2]: $\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$, где γ – делительный угол подъема витков червяка, ρ' –

приведенный угол трения, как функция скорости вращения червяка. Тогда значение

КПД червячной пары $\eta_y = \frac{\text{tg } \gamma_y}{\text{tg}(\gamma_y + \rho'_y)} = \frac{0,055}{\text{tg}(3,12 + 5,17)} = 0,377$. Для винтовой пары

$\eta_e = \frac{\text{tg } \gamma_e}{\text{tg}(\gamma_e + \rho'_e)} = \frac{0,0245}{\text{tg}(1,4 + 6,83)} = 0,169$. Производим перерасчет требуемого крутящего

момента электродвигателя с учетом полученных значений КПД:

$$M = \frac{Qh}{2 \cdot \pi \cdot \eta_y} = \frac{100000 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,377} = 168,86 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_1 = \frac{M}{\eta_e} \cdot \frac{\delta\varphi}{\delta\varphi_1} = \frac{168,86}{0,169} \cdot \frac{1}{80} = 12,49 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Основные силовые и кинематические характеристики замещающей механической передачи приведены в табл. 1. Выполненный анализ позволяет осуществить требуемую замену передачи при полном сохранении эксплуатационных характеристик машины.

Таблица 1 – Основные силовые и кинематические характеристики механической передачи машины испытательной типа ZDM-11

Параметр механической передачи	Расчетное значение
Усилие на разрыв, Q , Н	$1 \cdot 10^5$
Скорость подачи ползуна при измерениях, $v_{полз.}$, мм/мин	2...5
Частота вращения винта при измерениях, об/мин	0,5...1,25
Частота вращения червяка при измерениях, об/мин	40,8...102
Частота вращения вала двигателя при измерениях (при использовании ременной передачи), об/мин	204...525
КПД винтовой пары, η_e	0,169
Момент на гайке винтовой пары с учетом КПД, M , Н·м	168,86
КПД червячной пары, η_y	0,377
Момент на червяке червячной пары с учетом КПД, M_1 , Н·м	12,49
КПД ременной передачи, η_p	0,92
Общий КПД механической передачи, η_o	0,059
Номинальная частота вращения вала двигателя по ГОСТ 51689, n , об/мин	930
Номинальная мощность на валу двигателя, P , кВт	1,1
Расчетный крутящий момент на валу двигателя, M_o , Н·м	11,3

Перечень ссылок

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1968. – 478 с.

Алёшина Т. Ю. студентка гр. ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Заболотный К.С., профессор кафедры горных машин и инжиниринга, доктор технических наук

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Важной частью многоканатной подъемной машины является узел дискового тормоза. От его работоспособности зависит корректная работа всего шахтного подъемного комплекса. В работах отечественных и зарубежных ученых [1] показано, что отечественные подъемные машины проигрывают в своих показателях зарубежным аналогам. В частности, имеют возможность возникновения аварийных ситуаций, в связи с чрезмерным нагревом тормозных колодок и тормозного диска.

Для решения технической проблемы – возможности возникновения аварийных ситуаций в связи с чрезмерным нагревом тормозных колодок и тормозного диска – необходимо провести комплекс исследований тепловых процессов в дисковых тормозах при рабочем и предохранительном торможении, на предмет зависимости температуры тормозного диска от режима торможения, скорости движения подъема сосудов и параметров взаимодействия с внешней окружающей средой.

Задачи - найти распределение температуры по секторам тормозного обода при предохранительном торможении для различных ускорений. Определить температурное поле, возникающее при установившемся тепловом режиме после многократного рабочего торможения и охлаждения.

В данном исследовании определяется распределение температур в секторах после торможения с разными ускорениями.

Цель - исследование тепловых явлений в дисковых тормозах для обоснования параметров дискового тормоза многоканатной подъемной машины.

Научная идея - комплексный учет наиболее значимых факторов при компьютерном моделировании тепловых процессов, возникающих при торможении машины.

Для достижения поставленной цели создана компьютерная модель узла дискового тормоза подъемной машины (рис.1).

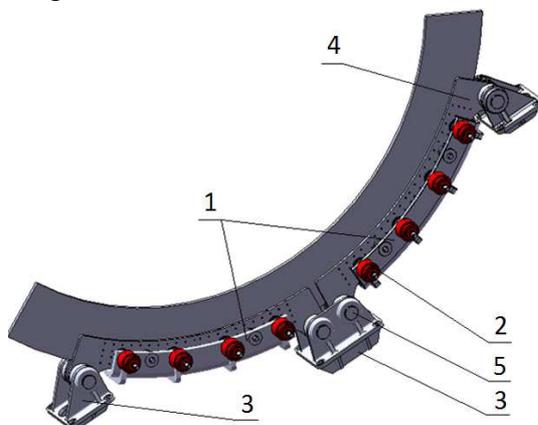


Рисунок 1 – Компьютерная модель узла дискового тормоза:

1 – корпус; 2 – цилиндр дискового тормоза; 3 – стойка; 4 – щека; 5 – валик с головкой

Был проведен вычислительный эксперимент по определению рациональных параметров дискового тормоза по первой задаче при ускорении 1 м/с^2 (рис.2). И при ускорении 3 м/с^2 (рис.3).

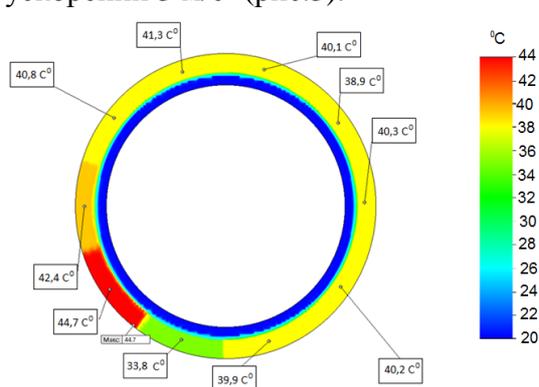


Рисунок 2 – Распределение температур в секторах после торможения с ускорением 1 м/с^2

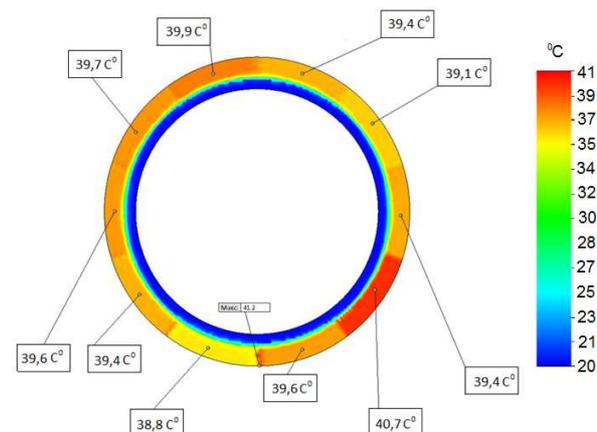


Рисунок 3 – Распределение температур в секторах после торможения с ускорением 3 м/с^2

А также по второй задаче для определения температурного поля для случая перегона пустых сосудов (рис.4). И для случая подъема груза с противовесом (рис.5).

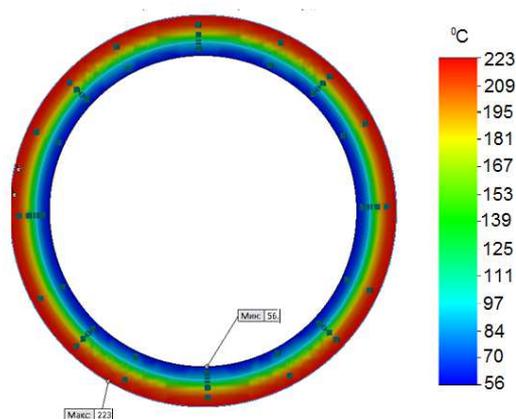


Рисунок 4 – Распределение тепла по тормозному диску для случая перегона пустых сосудов.

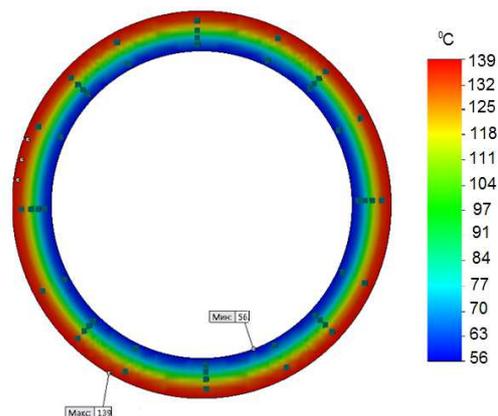


Рисунок 5 – Распределение тепла по тормозному диску для случая подъема груза с противовесом.

Вывод:

1. Независимо от величины замедления при предохранительном торможении температурное поле по ободу является равномерным и с погрешностью 2,3% составляет для рассмотренной машины $40 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. При перегоне пустых сосудов без применения динамического торможения температура рабочего диска достигает $220 \text{ }^\circ\text{C}$ за 80 циклов подъема-спуска.

3. При подъеме груза с использованием противовеса без применения динамического торможения температура рабочего диска достигает $139 \text{ }^\circ\text{C}$ за 80 циклов подъема-спуска.

4. Не учет излучения приводит к погрешности 0,7-0,9%.

Перечень ссылок

1. Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кревиевич А.А. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины. Справочник. Изд.4, перераб. и доп. М., «Недра», 1973, 364 с.

Билун Р.А., Вемба К. ст-ты гр. ІМмм-11-1, **Дербаба В.А.** ассистент
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОСОБЕННОСТИ ИМИТАЦИОННО-СТАТИСТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ В ПРОГРАММЕ EXCEL ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ВАЛА

Для управления уровнем обработки валов применяется имитационно-статистическое моделирование, целью которого является получения зависимостей показателя дефектности производства от метрологических характеристик применяемых приборов. Измерения диаметра и точности вала (рис.1) производится штангенциркулем, микрометром или индикаторной скобой (рис.2).

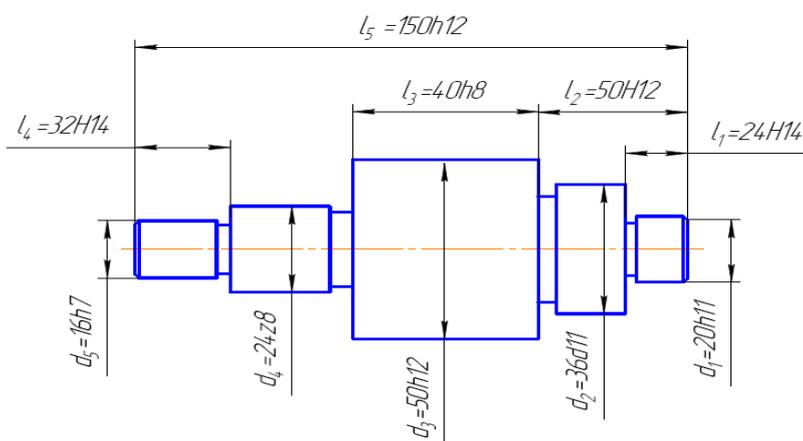
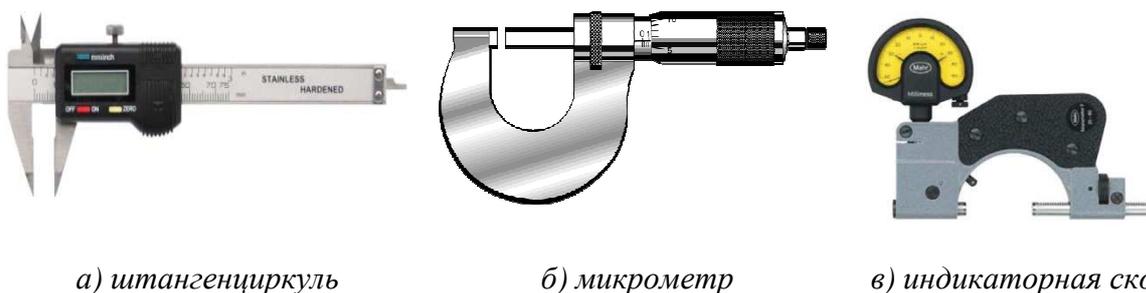


Рисунок 1 – Вал

Имитационное моделирование является одним из мощнейших методов анализа систем. В общем случае, под имитацией понимают процесс проведения на ЭВМ экспериментов с математическими моделями сложных систем реального мира.



а) штангенциркуль

б) микрометр

в) индикаторная скоба

Рисунок 2 – Метрологические приборы

В статье рассмотрена технология применения имитационного моделирования для анализа рисков изготовителя и заказчика при изготовлении гладких валов в среде *MS Excel*.

Поставленная цель достигается применением имитационно-статистического моделирования на основе компьютерного генерирования случайных погрешностей в среде *Microsoft Office Excel*. Касаясь выбора указанной программы, необходимо

отметить, что электронные таблицы *Excel* уже стали привычным инструментом в решении технически сложных и требующих обширных вычислений задач.

Таблица 1

Электронная таблица имитационно-статистического моделирования

Порядковый номер детали	Результат измерения отклонения диаметра вала от номинального значения при нулевой погрешности	Оценка годности вала	Погрешность измерения, мкм	Результат измерения отклонения диаметра вала от номинального значения при не нулевой погрешности измерения, мкм	Оценка годности вала по результату измерения	Результаты контроля: разделение деталей на:			
						правильно забракованные	неправильно забракованные	правильно принятые	неправильно принятые
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вал 1	-14,0	1	5,0	-9,0	1	0	0	1	0
Вал 25	-3,6	1	4,3	0,7	0	0	1	0	0
Вал 26	-17,1	1	1,3	-15,8	1	0	0	1	0
Всего деталей по столбцу 3		4743		Всего деталей по столбцу 6	4086	502	412	3935	151
Всего по столбцу 3, %		86,94		Всего по столбцам 6–10, %	81,72	10,04	8,24	78,70	3,02

Результаты имитации могут быть дополнены вероятностным и статистическим анализом и в целом обеспечивают менеджера наиболее полной информацией о степени влияния ключевых факторов на ожидаемые результаты и возможных сценариях развития событий.

Научные проблемы и практические вопросы определения необходимой точности средств измерений рассмотрены в работах [1,2] в общем виде. Применительно к линейным размерам эта научная задача решена в работе [3], а ее практическое применение отражено в ГОСТ 8.051-81. Эти работы касаются линейных размеров, допусковые значения которых регламентированы качествами точности в соответствии с межгосударственным стандартом ГОСТ 1643–81.

Перечень ссылок:

1. Рубичев Н.А. Достоверность допускового контроля качества / Н.А. Рубичев, В.Д. Фрумкин. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 171 с.
2. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Балакшин Б.С. и др. М.: «Машиностроение», 1972. – 615 с.
3. Показатели достоверности измерительного контроля / С.Р.Новиков, Г.В. Бородин, В.Н. Зыканов, В.Н. Конычев // Измерительная техника – М.: Изд-во стандартов, 1985. – № 2. – С. 13 – 14.

Затравкина К.М. студентка гр.ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Ганкевич В.Ф., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

(Государственный ВУЗ "Национальный горный университет",
г.Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПЛАСТИНЧАТОГО НАКЛОННОГО КОНВЕЙЕРА

Одним из важнейших потребительских качеств пластинчатых наклонных конвейеров (рис. 1) является производительность.

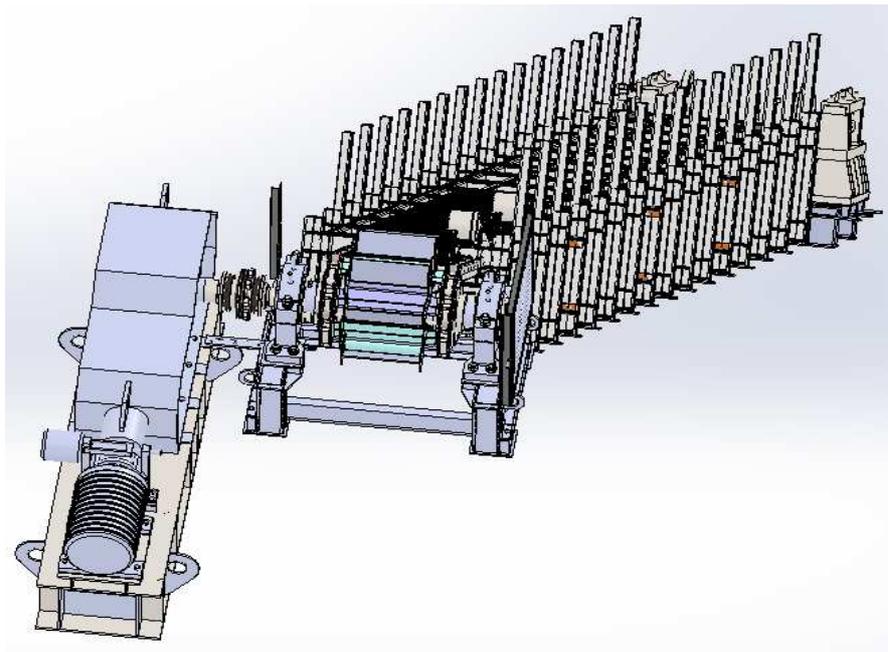


Рис. 1 – Конвейер пластинчатый наклонный

Для повышения этого качества требуется подобрать рациональные конструктивные параметры.

Моделирование конструкции пластинчатого наклонного конвейера (рис. 1) производилось в программе SolidWorks. Вычислительные эксперименты напряженно-деформированного состояния рамы производилось в пакете Simulation, а так же с помощью программы MathCad.

В этой научно-исследовательской работе это достигнуто за счет изменения конструкции ребра, которое представляет собой перегородку секций конвейера (рис. 2).

В результате была рассмотрена конструкция с различными конструктивными параметрами ребра (рис. 3), в частности была изменена его форма, путем введения изгиба в ребро.

Производительность при этом возрастает только при углах наклона свыше 45 градусов из-за особенностей формы расположения груза в секциях.

Так же сделанные проверочные расчеты приводных звездочек, валов, цепей и непосредственно, ребра, так же был сделан перерасчет тяговый, а так же перерасчет привода пластинчатого наклонного конвейера.

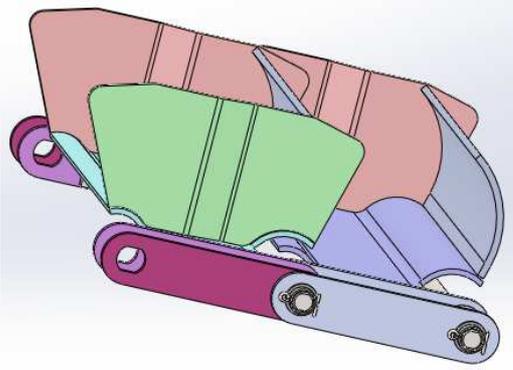


Рис. 3 – Секция цепи (новая конструкция)

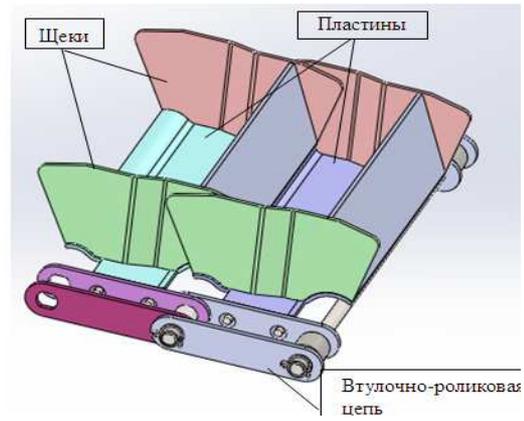


Рис. 2 – Секция цепи (старая конструкция)

Вывод

В результате исследований был установлен ряд зависимостей, которые показали, что данная конструкция ребра целесообразна при углах наклона более 45-ти градусов оптимальным радиусом изгиба ребра для увеличения производительности машины.

Калинин А.С. студент гр.ГМКм-13-1м

Научный руководитель: Ганкевич В.Ф., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

(Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", г.Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАМЫ ПРИВОДНОЙ СТАНЦИИ ПЕРЕДВИЖНОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Проектирование опорной рамы приводных механизмов ленточных конвейеров является определяющим фактором для качественной работы всех механизмов машины в целом. Проектирование рамы для передвижного конвейера ленточного представляет

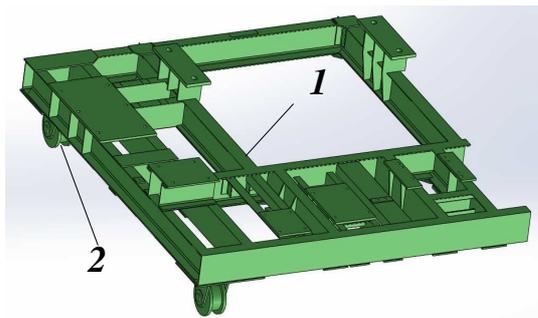


Рис. 1 - Рама приводной станции: 1 – сварная металлоконструкция, 2 – ролики

опрокидывание показал, что удерживающий момент почти в 7 раз больше опрокидывающего и передвижной ленточный конвейер не опрокинется.

Моделирование конструкции рамы станции приводной (рис. 1) производилось в программе SolidWorks. Вычислительные эксперименты напряженно-деформированного состояния рамы производились в пакете Simulation. В качестве изменяемых конструктивных параметров служили параметры ребер подкрепления в области барабана, а так же в области приводной звездочки, так же были добавлены дополнительные накладки в области максимальных напряжений возле приводной звездочки (рис. 2)

собой более сложную задачу, связанную с процессом передвижки конвейера.

В данной исследовательской работе одной из главных проблем является консольно вынесенный привод конвейера, это влечет за собой прокладывание дополнительного рельсового пути, а так же делает систему статически неопределимой.

В результате была рассмотрена конструкция без роликов. Расчет на

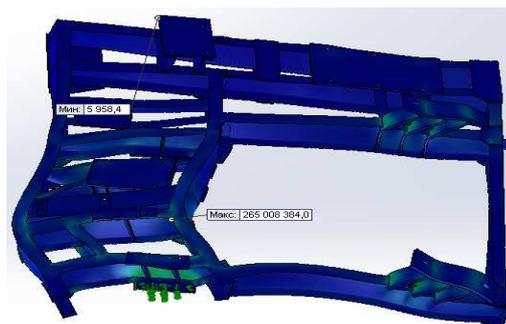


Рис. 2 – Напряженно-деформированное состояние рамы приводной станции:

1 – ребра, 2 – накладки, 3 – швеллер

Вывод

В результате исследований рамы приводной станции рекомендуемой конструкции к проектированию стала следующая конструкция: ребро под барабаном – 10x25x25мм, толщина внешних ребер под звездочкой 12мм, 4 дополнительных накладки, замена швеллеров №20 на двутавры № 20, толщина внутренних ребер под звездочкой 10мм. Разработки позволяют упростить конструкцию, снизить металлоёмкость и обеспечить высокий экономический эффект.

Бережной Д.В студент гр. ГМКс-13-1с

Научный руководитель: Заболотный К.С., профессор кафедры горных машин и инжиниринга, доктор технических наук

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

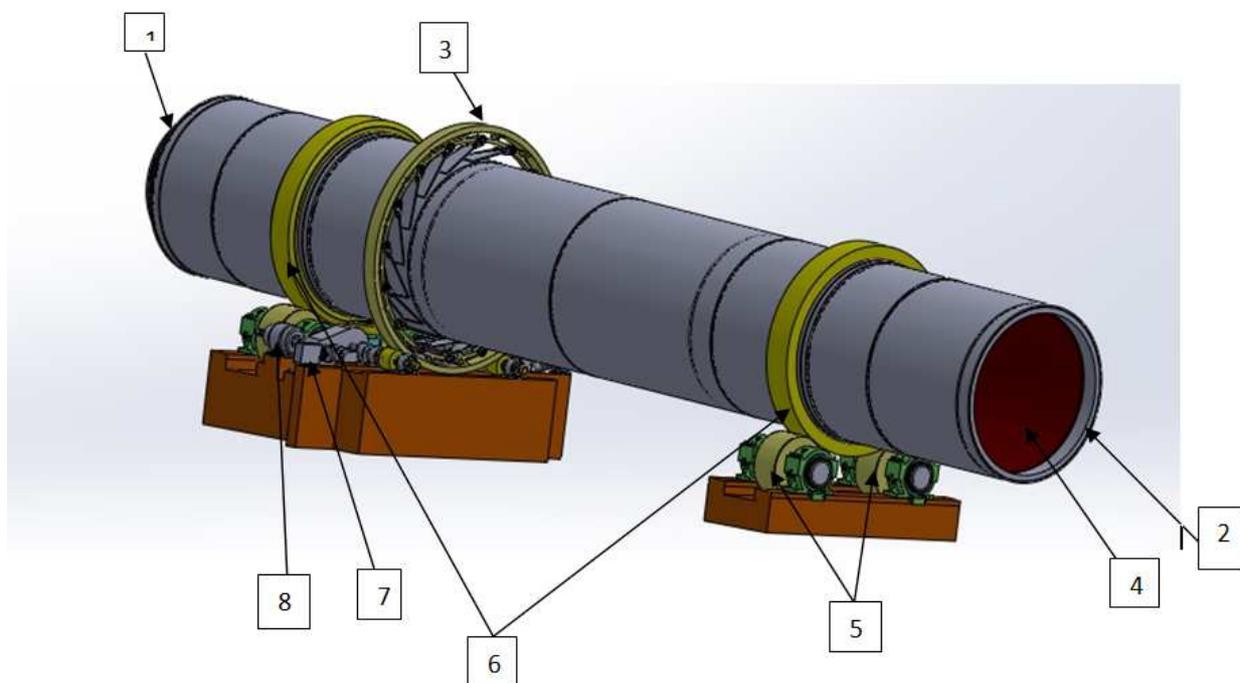
МОДЕРНИЗАЦИЯ ТУННЕЛЬНОЙ СУШИЛКИ 5,5X45 М С ДЕТАЛЬНОЙ РАЗРАБОТКОЙ ПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ

Туннельной сушилкой называется промышленный агрегат, в котором, используя тепловую энергию, производят необходимые физико-химические превращения металлсодержащих материалов с целью извлечения, рафинирования или тепловой обработки металлов и сплавов.

Назначение печи состоит в передаче тепла технологическим материалам, но при этом неизбежно часть тепла поглощается печными стенками и другими побочными теплоприемниками.

Объект разработки – Туннельная сушилка используется в технологическом цикле сушки окатышей на Комсомольском горно-обогатительном комбинате. Объектом разработки является привод вращения туннельной сушилки. Техническая проблема – Малая мощность существующих двигателей обуславливает низкую эффективность сушки и приводит к неполному обеспечению завода сушкой продукции.

Актуальность технической задачи обусловлена необходимостью увеличения производительности туннельной сушилки при минимальных затратах на реализацию проекта.



1- Загрузочная камера; 2 – разгрузочная камера; 3 – зубчатое колесо; 4 – огнеупорный кирпич; 5 – опорные ролики; 6 – бандаж; 7 – аварийный дизельный двигатель; 8 - электродвигатель

Выводы: Разработанная 3D модель туннельной сушилки в SolidWorks, был принят электродвигатель мощностью 370 кВт произведен расчет валов и барабана привода Таким образом техническая задача решена.

Список литературы

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1984.
2. Басов А.И. Механическое оборудование обогатительных фабрик и заводов. - М.: Металлургия, 1984.
3. Боголюбов С.К. Черчение. – М.: Машиностроение, 1989.
4. Гельберг Т.Б., Текилис Т.Д. Ремонт промышленного оборудования. - М.: Высшая школа, 1984.

Шепель Т. В., аспірант

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ПРОГНОЗУВАННЯ ОПОРУ КОПАННЮ ПЛАСТИЧНИХ ВОДОНАСИЧЕНИХ ГРУНТІВ

Великий об'єм підводних земляних робіт проводиться при будівництві гідротехнічних споруд, прокладанні комунікацій, розробці підводних родовищ корисних копалин тощо. При цьому процеси, які протікають при взаємодії робочого органу з ґрунтовим середовищем в умовах дії гідростатичного тиску, відрізняються від аналогічних в атмосферних умовах. Тому встановлення закономірностей процесу копання ґрунтів в підводних умовах з метою прогнозування робочих навантажень на виконавчі органи потребує проведення окремих теоретичних та експериментальних досліджень.

Для визначення опору копанню ґрунту, як правило, використовують формулу М. Г. Домбровського (рис. 1) [1]:

$$P_k = P_p + P_t + P_n, \quad (1)$$

де P_p – опір ґрунту різанню; P_t – сила тертя робочого органу об ґрунт; P_n – опір переміщенню призми волочиння та руху ґрунту всередині ковша.

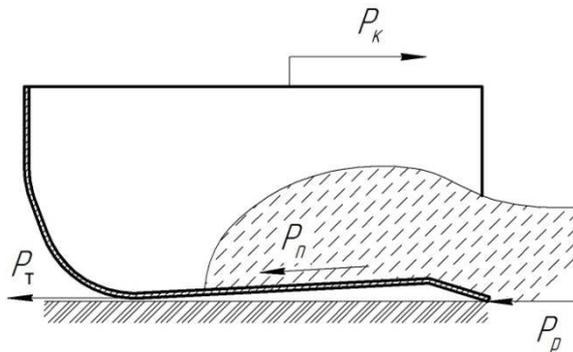


Рисунок 1 – Схема дії зусиль на виконавчий орган при копанні ґрунту

Стосовно підводних умов роботи землерийних машин багатьма дослідниками запропоновано видозмінені формули, що витікають з (1) та враховують дію гідростатичного тиску шляхом впровадження емпіричних коефіцієнтів, однак не розкривають суті процесу копання водонасичених ґрунтів.

Досвід розробки ґрунтів в атмосферних умовах виконавчими органами ковшового типу показує, що частка сили різання в загальному балансі опорів при копанні становить від 70 до 30% і зменшується для більш слабких ґрунтів [2]. Оскільки для пластичних водонасичених ґрунтів характерні низькі значення показників міцності, при їх розробці в загальному балансі опорів слід очікувати значне переважання сили опору переміщенню ґрунту в ковші, обумовленої силами в'язкого тертя зрізаного ґрунту об контактуючі поверхні. Якщо розглядати поверхні ножової частини та внутрішнього об'єму робочого органу як цілісну, то силою, яка витрачається на руйнування структурних зв'язків між частинками ґрунту при його відділенні від масиву можна знехтувати через її малу значущість. В такому випадку опір копанню пластичного водонасиченого ґрунту в буде визначатися виразом:

$$P_k = P_3 + P_T + P_{гд},$$

де P_3 – опір переміщенню ґрунту в ковші (сила заповнення); $P_{гд}$ – сила гідродинамічного опору переміщенню робочого органу у воді

Сила заповнення P_3 може бути визначена як сума сил тертя ґрунту об бокові ($P_{бок}$) та нижню ($P_{дн}$) стінки всередині ковша:

$$P_3 = 2P_{бок} + P_{дн}.$$

Використовуючи властивості пластичного середовища, вважаючи водонасичений ґрунт нестискуваним, а також на основі результатів експериментальних досліджень, було розроблено математичну модель для прогнозування складової опору копання P_3 :

$$P_3 = \frac{1}{2}(R - h_0) \left[\pi \tau_0 (R + h_0) + 8k_{пр} h_0 \frac{K_r}{b_l} \right] + \frac{1}{\pi} b \left[\pi \tau_0 (R - h_0) + 4k_{пр} h_0 \frac{K_r}{h_l} \ln \left(\frac{R}{h_0} \right) \right],$$

де $R = (l \cdot h)^{0,5}$ – параметр, що враховує геометричні розміри ґрунтового кому в ковші (його довжину l та висоту h); h_0 – глибина різання; τ_0 – показник зчеплення ґрунту; $k_{пр} = V/V_{заг}$ – коефіцієнт, що враховує частку ґрунту в ковші V від загального об'єму зрізаного ґрунту $V_{заг}$; b_l та h_l – товщини зон текучості ґрунту відповідно біля бокової та нижньої стінок ковша; K_r – параметр, що характеризує зміну коефіцієнта в'язкості ґрунту при зміні швидкості його деформування.

Експериментальним шляхом було встановлено, що параметр K_r може бути визначений за формулою:

$$K_r = ka\eta \frac{d\gamma}{dt},$$

де $k = 0,5 \dots 0,7$ – коефіцієнт, що враховує зниження дотичних напружень внаслідок зменшення середньої швидкості руху частинок ґрунту вздовж стінки ковша порівняно зі швидкістю різання; $a = 1$ м – параметр одиничної довжини; $d\gamma/dt$ – швидкість кутових деформацій; η – коефіцієнт в'язкості, що відповідає швидкості деформації $d\gamma/dt$.

Показники η та $d\gamma/dt$ визначаються за результатами віскозиметричних випробувань зразків ґрунту. При підводному видобутку швидкість переміщення робочого органу обмежена, оскільки при її збільшенні значно зростає гідродинамічний опір, тому для найбільш розповсюджених режимів роботи землерийних машин величина кутових деформацій змінюється в діапазоні від 0,5 до 55 с⁻¹. В межах даного діапазону функція $\eta = f(d\gamma/dt)$ близька до гіперболи, тому добуток коефіцієнта в'язкості на швидкість деформації можна вважати постійною величиною.

Розроблена математична модель показує, що зусилля заповнення ковша головним чином залежить від об'єму зрізаного ґрунту, глибини різання та ширини ковша і мало залежить від швидкості різання (в діапазоні швидкостей різання від 0,1 до 1,0 м/с).

Перелік посилань

1. Федоров Д. И. Рабочие органы землеройных машин / Д. И. Федоров. – Москва : Машиностроение, 1989. – 360 с. – ISBN 5-217-00490-8.

2. Недорезов И. А. Машины строительного производства: учеб. пособие / И. А. Недорезов, А. Г. Савельев. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 119 с. – ISBN 978-5-7038-3431-2.

Шевченко О. Є., аспірант

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ОСОБЛИВОСТІ ЗНЕВОДНЕННЯ МОРСЬКИХ МУЛІВ МЕТОДОМ ФІЛЬТРУВАННЯ

На сьогоднішній день для сільського господарства неабиякий інтерес представляють морські органо-мінеральні відкладення Чорного моря до яких належать кокколітові та сапропелеві мули [1]. Особливостями морських мулів як об'єкта зневоднення, являється дрібнодисперсна структура (близько 80-85% становлять частинки розміром 10 мкм), висока вологість і липкість, вміст органічної речовини тощо – це все робить їх важко фільтрованим матеріалом [2]. Крім того, деякі властивості мулів можуть значно змінюватися, що ускладнює теоретичні розрахунки параметрів зневоднювальних фільтрувальних машин. Тому обґрунтування параметрів фільтрувального обладнання для зневоднення морських мулів вимагає проведення теоретичних і експериментальних досліджень.

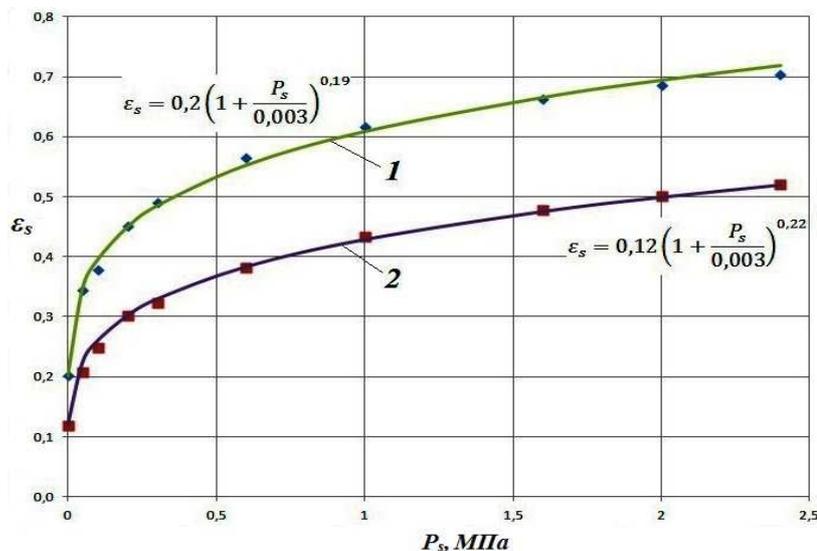
Для визначення параметрів процесу фільтрування, як правило, використовують формулу Дарсі [3]:

$$\frac{dV}{Sdt} = \frac{\Delta P}{\mu(R_{oc} + R_n)} \quad (1)$$

де dV – об'єм фільтрату, що утворюється за час dt ; S – площа фільтра; ΔP – перепад тиску; μ – в'язкість рідини; R_{oc} – питомий опір осаду; R_n – питомий опір перегородки (фільтру).

Для стискуваних осадів необхідно враховувати коефіцієнт стискуваності, що ускладнює розрахунки. Для того, щоб надати певну характеристику матеріалу та визначити його стисливість необхідно провести експериментальні дослідження.

На базі Технічного університету «Фрайбергської гірничої академії» були проведені дослідження стисливості кокколітового та сапропелевого мулів і встановлені компресійні залежності (рис. 1).



1 – кокколітовий мул; 2 – сапропелевий мул

Рисунок 1 – Компресійні криві

Згідно компресійним залежностям (рис. 1) коколітовий та сапропелевий мули відносяться до сильно стискуваних матеріалів і їх коефіцієнти стисливості дорівнюють 0,19 та 0,22 відповідно. По встановленим залежностям також можна визначити мінімальний тиск фільтрування для заданої кінцевої вологості матеріалу.

Для порівняння фільтраційних характеристик коколітового та сапропелевого мулів були проведені експериментальні дослідження фільтрування при незмінному тиску і встановлені залежності тиску фільтрування від максимального об'єму фільтрату, отриманому на протязі 10 хвилин фільтрування (рис. 2).

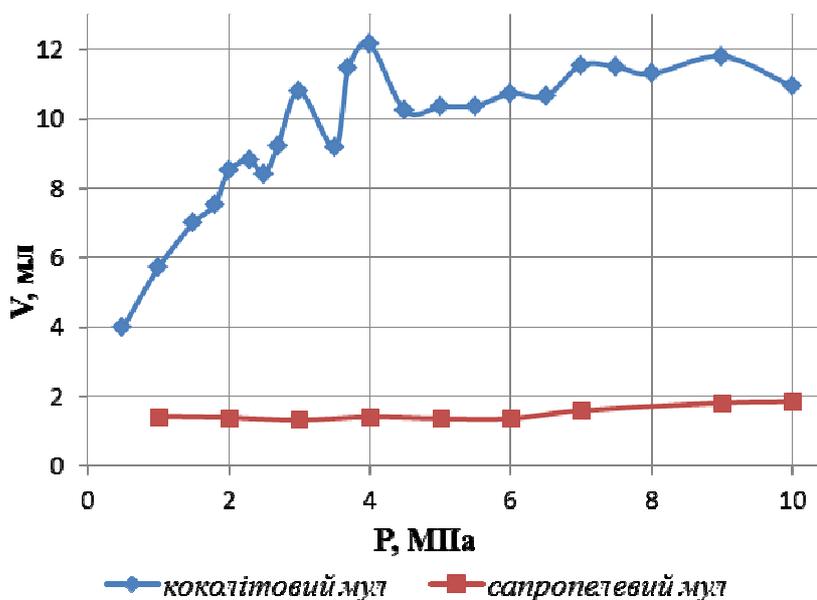


Рисунок 2 – Залежність об'єму фільтрату від тиску

Із результатів досліджень видно, що коколітовий мул в порівнянні із сапропелевим фільтрується краще, оскільки за однаковий час (10 хв.) при зневодненні коколіту було отримано від 2,5 до 6 разів більше фільтрату, ніж при фільтруванні сапропелевих відкладень. Фільтрування сапропелевого мулу відбувається з забиванням пор фільтруючої поверхні, так як виявлено, що кінцева вологість осаду та його товщина мало змінюються при значному підвищенні тиску.

В ході експериментальних досліджень встановлено, що коколітовий і сапропелевий мули відносяться до сильно стискуваних матеріалів та фільтрування сапропелевого мулу відбувається з закупорюванням пор фільтру. Ці фактори мають бути враховані при розробці математичної моделі процесу фільтрування морських мулів.

Перелік посилань

1. Димитров Д.П. Некоторые результаты применения глубоководных органо-минеральных осадков дна Черного моря для агротехнических целей / Димитров Д.П., Георгиев Г.Ц., Димитров П.С. – Геология и полезные ископаемые Мирового океана. 2006 г., 1, стр. 74-80.
2. Бабинец А.Е. Физико-механические свойства донных осадков Черного моря / Бабинец А.Е., Емельянов В.А., Митропольский А.Ю. – Киев: Наук. думка, 1981.– 204 с.
3. Белоглазов И.Н. Основы расчета фильтрационных процессов / Белоглазов И.Н., Голубев В.О. – М.: Издательский дом «Руда и Металлы», Санкт-петербург, – 2002. – 210 с., ил.

Рудчик Д.О. студент гр. ГМКс-13-1с

Керівник: Запара Є.С., доцент, кандидат технічних наук.

(Державний вищий навчальний заклад "Національний гірничий університет", м. Дніпропетровськ, Україна)

РОЗРОБИТИ САМО-ГАЛЬМІВНУ МУФТУ ДЛЯ ПРИВОДУ МЕХАНІЗМУ КАНТУВАННЯ ЧАШІ

Актуальність само-гальмівної муфти полягає в тому, щоб забезпечити безпеку процесу виливання шлаку. Механізм опрокидування повинен мати можливість зупинки і стопоріння чаші при будь-якому її куті нахилу у всьому діапазоні його зміни .

Мета роботи: Можливість зупинки і фіксації чаші при будь-якому куті нахилу (0-90°).

Технічна проблема: Сталість процесу виливання шлаку з чаші. Великий момент інерції приводного двигуна. Із за великого вибігу електродвигуна приводу при його вимкненні, не уможлиблює плавне регулювання процесу виливання шлаку з чаші.

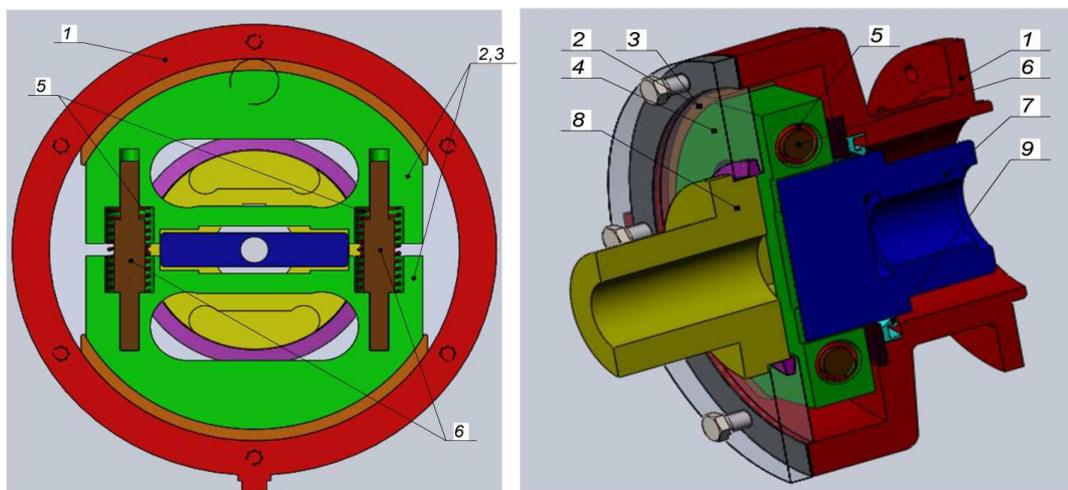
Ідея : Розробка само-гальмівної муфти.

У зв'язку з тим , що черв'ячний редуктор забезпечує гальмування і фіксацію чаші, то можна застосувати муфту яка буде конструктивною ніж гальма.

На малюнку 1 представлена комп'ютерна модель збірки само-гальмівної муфти приводу шлаковоза ШТС - 16. Тут позначено:

1 - корпус ; 2,3 - колодки ; 4 - на півдиск ; 5 - пружина ; 6 - напрямні ; 7 - вилка ; 8 -перехідник ; 9 - манжета

Само-гальмівна муфта складається з нерухомо закріпленого корпусу 1, всередині якого розміщені під пружинні колодки 2,3 , кожна з яких складається з на півдиска 4 , пружин 5 і направляючими 6 , встановленим в пазу напівдиска другої колодки. У діаметральному зазорі між колодками 2 і 3 розташовані два торцевих виступи, пов'язаних з веденим валом , а в овальних отворах колодок 2 і 3 - два торцевих виступу, пов'язаних з ведучим валом. При передачі крутного моменту виступи віджимають колодки 2 і 3 корпусу 1 . Обертання передається через виступи до веденого валу. Зворотне обертання неможливо, тому виступи притискають колодки до корпусу 1. Підвищення довговічності і ККД забезпечується за рахунок зменшення сил тертя між колодками і корпусом.



Малюнок 1-Самогальмівна муфта

Висновок:

Була розроблена комп'ютерна модель само-гальмівної муфти.

Розрахунок двигуна:

Потужність $P= 11$ кВт

Виконані розрахунки пружини:

1. Модуль зсуву $G=78500$ МПа
2. Напряга дотична при крученні $T^*=690$ МПа
3. Напрямок навивки пружини – будь який

Перелік посилань:

1. Куликова, Агарков. Шлаковоз ШВ-16,5 Д. Паспорт 31 3422 235 ПС. ОАО «Дніпроважмаш», ПКТИ-94, 2004.

2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.: Т.2. – 8-е изд. перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.:

3. Сосніна Е.Н., Запара Є.С Підвищення довговічності механізму перекидання чаші шлаковоза ШВ-16,5 Д / Е.Н. Сосніна Є.С. Запара// Науковий вісник НГУ.-2010.-№9-10.-С.66-70

Чечель Т.О., аспирант

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

АНАЛИЗ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ПРОЦЕССА ОСВЕТЛЕНИЯ ОБОРОТНОЙ ВОДЫ

Осветление воды — технологический процесс обработки шламовых вод горнопромышленных предприятий под действием гравитационных или центробежных сил, сгущение полученного осадка и отделение его.

Осветлением воды называется также процесс разделения жидкой и твёрдой фазы суспензии (пульпы).

При осветлении воды получают осветлённую воду и сгущённый продукт с максимально возможным содержанием твёрдого компонента в нём по условиям транспортировки, конструктивным возможностям аппарата, в котором происходит процесс осветления, и по технологическим требованиям при дальнейшем его переделе. При разделении твёрдой и жидкой фаз пульпы в гравитационном или центробежном поле условно различают три зоны: осветления, осаждения и уплотнения осадка. В зоне осветления концентрация частиц шлама в воде невысокая, и поэтому частицы свободно осаждаются. В зоне осаждения концентрация частиц шлама увеличивается, осаждение происходит в условиях стеснённого падения, характеризуемого осаждением частиц всей массой. В зоне уплотнения осадка концентрация частиц шлама достигает максимума, а скорость осаждения их приближается к нулю; осадок обезвоживается под действием веса частиц. Концентрация осадка зависит от структуры и размеров твёрдых частиц.

В промышленных аппаратах с непрерывной подачей питания выделить зоны разделения фаз трудно. На процесс осветления воды влияют: гранулометрический и минералогический состав твёрдого компонента, его плотность и концентрация, вязкость, температура, наличие в пульпе реагентов. Эффективность осветления воды во многом зависит от правильного приготовления реагента и его дозировки, конструктивных особенностей выбранного аппарата и его удельной производительности. Для осветления воды в основном применяют сгустители для обезвоживания пульп и суспензий. По конструктивным признакам сгустители разделяют на радиальные (рис. 1) и пластинчатые (прямоточные и противоточные) сгустители (рис. 2). Для ускорения осаждения тонкодисперсной взвеси в шламовую воду добавляют различные реагенты, вызывающие коагуляцию или флокуляцию, т.е. образование относительно крупных, быстро осаждающихся агрегатов.

Осветление воды — необходимое звено технологического процесса, предназначенного для замыкания водношламовых схем горнопромышленных предприятий и поддержания оптимального уровня содержания твёрдого компонента в оборотной воде.

На сегодняшний день, в промышленности используются преимущественно радиальные сгустители (рис.1), одно- или многоярусные, с центральным или периферическим приводом. Их максимальный диаметр достигает многих десятков метров, а сооружение требует высоких капитальных затрат и наличия большого пространства. Применение радиальных сгустителей оправдано при больших потоках пульпы, какие перерабатывают горнообогатительные комбинаты.

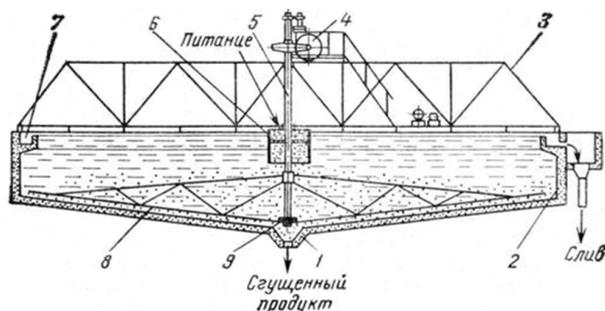


Рисунок 1 – Радиальный сгуститель: 1 – разгрузочная воронка; 2 – чан; 3 – ферма; 4 – привод; 5 – центральный вал; 6 – приемный стакан; 7 – сливной желоб; 8 – гребки; 9 – гребковый механизм.

Радиальный сгуститель (рис. 1) состоит из привода 4, установленного на ферме 3. Привод состоит из электродвигателя, редуктора и червячной пары, связанных ременной передачей. Приводной механизм снабжен сигнализирующим и приводным устройствами для подъема гребковой рамы в случае перегрузки сгустителя по твердому. Вал подвешен в центре чана на опорных подшипниках. Гребковый механизм

9, состоящий из крестовины с гребками 8. С помощью гребков осевшие частицы перемещаются к разгрузочной воронке.

Исходную суспензию подают в приемный стакан 6. Частицы твердого оседают на днище чана 2, гребковой рамой, размещенной на валу 5, подгребаются к разгрузочной воронке 1 и выводятся из сгустителя. Слив удаляется через кольцевой сливной желоб 7.

Сгущенный продукт может удаляться самотеком, или его откачивают диафрагмовыми или центробежными песковыми насосами. Самотечное удаление сгущенного продукта и откачка диафрагмовыми насосами применимы для сгустителей небольшого диаметра. В сгустителях большого диаметра сгущенный продукт удаляют с помощью центробежных насосов.

При сгущении флотационных концентратов для предотвращения попадания пены в сливной желоб на расстоянии 30—70 мм от него устанавливают пеноотбойник, который располагают ниже уровня слива.

Продолжительность оборота гребковой рамы зависит от крупности сгущаемых частиц и составляет 2—8 мин. При сгущении тонких частиц окружная скорость граблин обычно составляет до 0,05 м/с, а при сгущении грубозернистых пульп эту скорость увеличивают до 0,15—0,2 м/с.

Другим аппаратом для сгущения является пластинчатый («тонкослойный») сгуститель (рис.2). Принцип действия призван повысить интенсивность осаждения частиц или флокул за счет применения, соответственно, магнитного поля, центробежного поля или повышения эффективной площади осаждения путем разбиения осадительной камеры на тонкие каналы с помощью пластин.

С целью интенсификации процесса осветления пульпы и повышения удельных нагрузок на единицу площади сгущения используют сгущение в тонком слое. Для реализации процесса разработаны сгустители, внутри которых устанавливают наклонные параллельные пластины или концентрические поверхности. В таких сгустителях в несколько раз уменьшается высота падения частиц по сравнению с обычным сгустителем, так как частица считается уловленной, если она достигла поверхности одной из пластин

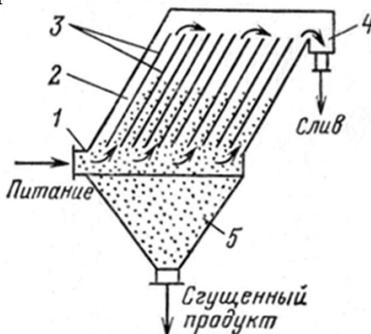


Рисунок 2 – Пластинчатый сгуститель: 1 – загрузочное устройство; 2 – корпус; 3 – пластины; 4 – сливной желоб; 5 – шламобункер.

Пластинчатый сгуститель (рис. 2) состоит из корпуса 2, имеющего форму наклонного параллелепипеда. Внутри корпуса на расстоянии 30—50 мм друг от друга под углом 50—60° к горизонту укреплены пластины 3. Исходную суспензию подают к загрузочному устройству 1, из которого она поступает в промежутки между наклонными пластинами. Осветленная вода переливается в сливной желоб 4 и выводится из сгустителя. Частицы под действием сил тяжести оседают на поверхности наклонных пластин, соскальзывают в шламобункер 5 и выгружаются из него.

Вывод: применение пластинчатых сгустителей является перспективным, так как их поверхность осаждения сопоставима с радиальными сгустителями, а удельная производительность существенно выше. Пластинчатые сгустители могут применяться при переработке пульп в широком диапазоне производительности, перекрывая области применения радиальных сгустителей и имея габариты порядка нескольких метров. Это дает возможность применять компактные, энергонапряженные аппараты для малых, средних и больших технологических линий, в том числе и для мобильных установок, исследование которых в настоящее время представляет большой интерес.

Пластинчатые сгустители уступают радиальным по степени сгущения, но отличаются простотой и отсутствием подвижных частей.

Перечень литературы

1. <http://www.mining-enc.ru/s/sgustitel>.
2. <http://benefication.ru/protsessy-obezvozhvaniya/sgushchenie.html>.
3. Проскуряков В. А., Шмидт Л. И., Очистка сточных вод в химической промышленности, Л., 1977; Руденко К. Г., Шемаханов М. М., Обезвоживание и пылеулавливание, М., 1981.
4. Горная энциклопедия. — М.: Советская энциклопедия. Под редакцией Е. А. Козловского. 1984—1991.