

Том 16

Гірничі машини

УДК 62-9

**Боровенський Ян Олександрович, учень 10 класу
навчально-виховного комплексу №12 м. Дніпро**

Керівник: Запара Євген Семенович, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного ВНЗ «НГУ»

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

ДОСЛІДНИЦЬКІ ВИПРОБУВАННЯ МОДЕЛІ ЛІНІЙНОГО ПРИСКОРЮВАЧА КОНТЕЙНЕРІВ ДЛЯ ОБМІНУ ВІДПРАВЛЕННЯМИ МІЖ КОСМІЧНИМИ АПАРАТАМИ

Технічною ідеєю цієї роботи є використання лінійного прискорювача для обміну відправленнями між космічними апаратами. Тема роботи є актуальною в зв'язку з тим, що вона присвячена дослідженню технології, що стане в нагоді до освоєння космічного простору.

Мета дослідження: встановлення принципової можливості створення електромагнітного лінійного прискорювача транспортного контейнера для обміну відправленнями між космічними апаратами, що здатен надавати зазначеному контейнеру наперед розраховану швидкість з високою точністю.

Для досягнення мети було вирішено наступні задачі:

1. Визначити параметри моделі електромагнітного лінійного прискорювача імітатора транспортного контейнера, яку можливо виготовити та випробувати в домашніх умовах.

2. Виготовити модель лінійного електромагнітного прискорювача та системи регулювання початкової швидкості випуску імітатора транспортного контейнера.

3. Дослідним шляхом встановити залежність між напругою на конденсаторі, що спрямовується на соленоїд прискорювача, й початковою швидкістю випуску імітатора.

4. Обробити дослідні дані, встановити аналітичну залежність між напругою на конденсаторі й початковою швидкістю випуску імітатора та параметри розсіювання зазначеної швидкості при повторенні дослідів.

Практична цінність роботи полягає в:

1. Підтвердженні технічної можливості створення лінійного прискорювача транспортного контейнера для відправлень у космосі, що може надавати контейнерові потрібну швидкість з високою точністю;

2. Розробленні алгоритму та програми, що дозволять розраховувати необхідну напругу на конденсаторі для надання потрібної швидкості.

Перелік посилань

1. Келбукова С.А. Жупієв О.Л. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНУ УПРАВЛІННЯ РУШІЄМ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СЕКЦІЇ СОНЯЧНОЇ БАТАРЕЇ НА МКС
<http://gmi.nmu.org.ua/ua/nauka/Publications/2014/%D0%9A%D0%B5%D0%BB%D0%B1%D1%83%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B0.pdf>
2. Яворський Б.М. Детлаф А.А. Довідник з фізики М.; «Наука»1968. 940 стор. з ілл.
3. https://uk.wikipedia.org/wiki/Закон_Ома
4. https://uk.wikipedia.org/wiki/Закони_Ньютона

УДК 696.117(075.8)

Здор Д.А., студентка групи 133м-16-1;**Руководитель: Панченко Е.В. доцент каф. ГМИ,***(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ЗАДВИЖКИ СТАЛЬНОЙ КЛИНОВОЙ ЛИТОЙ ФЛАНЦЕВОЙ С ВЫДВИЖНЫМ ШПИДЕЛЕМ DN 80 PN16

Задвижка стальная клиновая литой фланцевая с выдвижным шпинделем DN 80 PN16 (рис. 1) являются распространенным типом запорной арматуры, устанавливаемой на трубопроводах. Этот тип арматуры используется там, где требуется полное перекрытие потока. При вращении маховика 1 соединенной с ним втулки 2, вращается в крышке 5 благодаря резьбовому соединению поднимается шпindel 3, вместе с запорным полудиском 7. Последний, изготовлен в виде клина, с целью повышения герметичности. Для регулировки прилегания герметизирующих наплавов 9 на диске и 8 на корпусе предназначен фиксатор 10. Для предотвращения, вращения шпинделя и сопротивления давления жидкости на полу диск корпус снабжен направляющими 11.

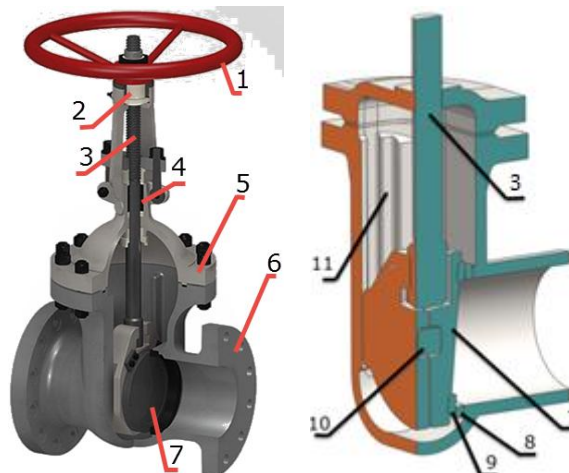


Рисунок 1 – Конструкция задвижки

Технические характеристики задвижки: условный проход – 80 мм; давление условное – 16 кгс/см²; температура рабочей среды – 20°C; класс герметичности по ГОСТ 9544-75; рабочая среда – вода; тип соединения – фланцевое; масса не более 28 кг, группа рабочей среды – 1.

Актуальная техническая проблема: создание задвижки с повышенной герметичностью.

Цель – разработать расчетную модель для SolidWorks Flow Simulation и SolidWorks Simulation для проведения серии вычислительных экспериментов по обоснованию параметров задвижки.

Для достижения цели были решены следующие задачи.

1. Разработка расчетной модели для SolidWorks Flow Simulation. Особенности расчетной модели является: обрезанный шпindel; заглушки; был убран зазор между шпинделем и крышкой и соединяющие болты (рис. 2). Кроме того, в ходе исследования были выявлены образования обратного течения вызванного малым расстоянием между входным отверстиям и диском, поэтому был убран фланец и добавлены части магистрали. Граничные условия – с правой стороны магистрали – 16 атм, а с левой 1 атм (рис. 2). Для проверки адекватности модели задвижки с зазором были выполнены расчеты при открытии на

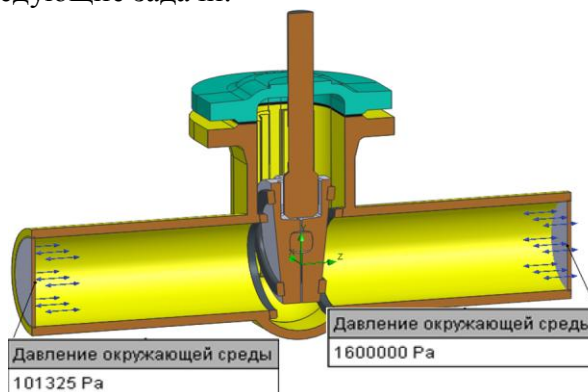


Рисунок 2 – Граничные условия для SolidWorks Flow Simulation

18 мм и 72 мм. Результат приведены на рисунке 3, из которых видно, что удлинение цилиндрических частей корпуса привело к исчезновению обратного потока.

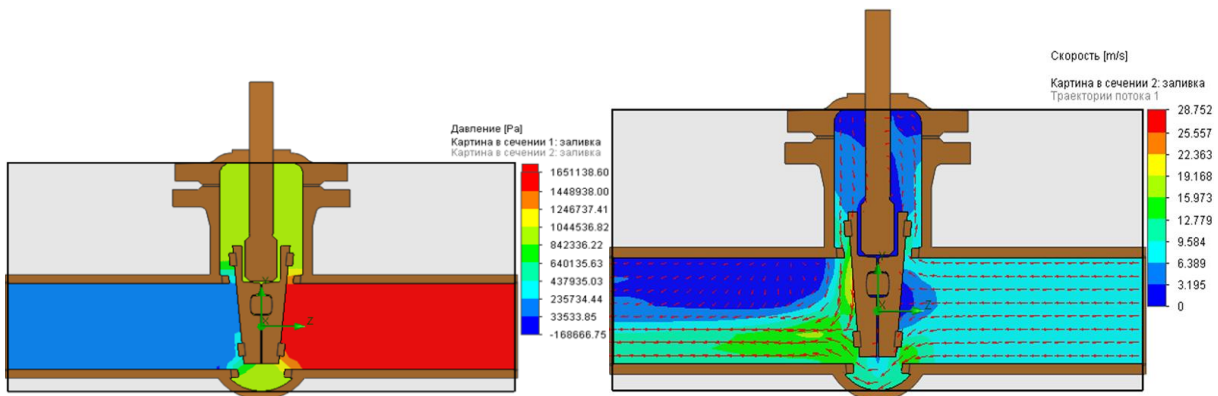


Рисунок 3 – Гидродинамические параметры потока внутри задвижки

2. Разработка расчетной модели для SolidWorks Simulation. Для правильного моделирования взаимодействия полудиска 7 с направляющими корпуса 11 изменена конструкция ребра (рис. 4, а). С целью снижения ресурсоемкости и времени выполнения серии вычислительных экспериментов проведена имитация контактного соединения «Нет проникновения» на пару с соединением «Свободное» и «Связанное». Для этого выполнены наплавки со стороны противоположного давления жидкости (рис. 4, б). С той же целью увеличена высота паза в шпинделе, что бы исключить взаимодействие шпинделя 3 с полудиском 7 (рис. 4, в).

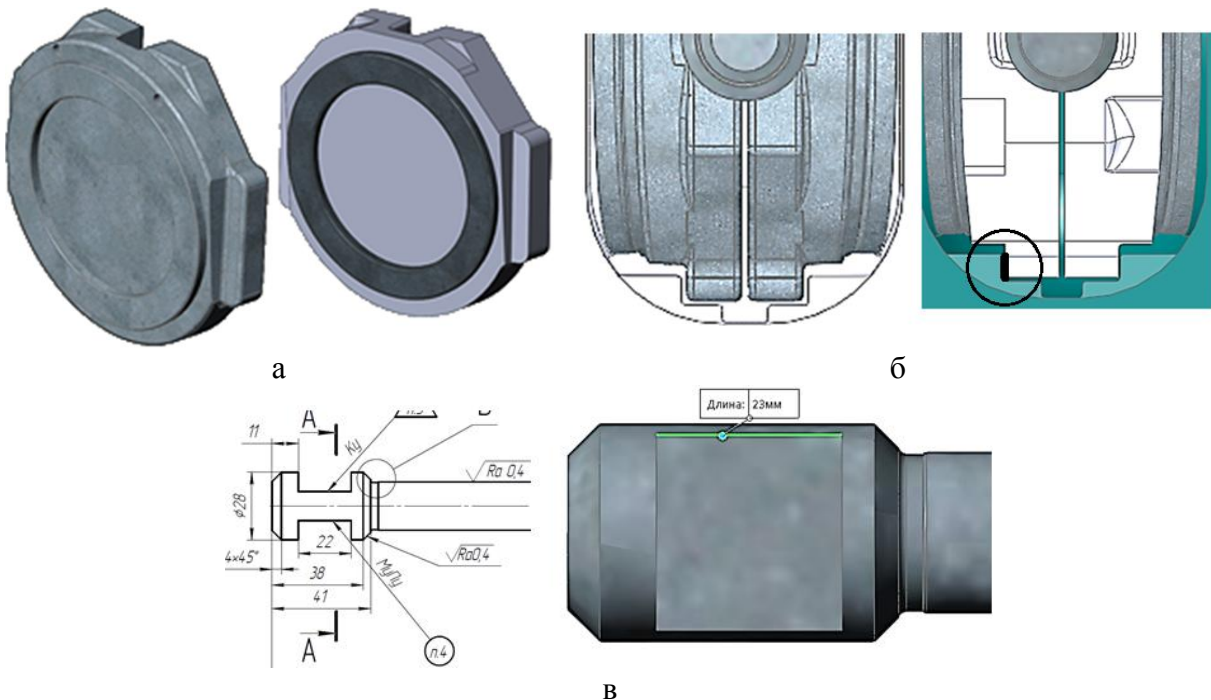


Рисунок 4 – Изменения в конструкции для построения расчетной модели в SolidWorks Simulation

Выводы

1. Проанализированы исходные чертежи задвижки.
2. Разработаны расчетные модели для программ SolidWorks Flow Simulation и SolidWorks Simulation.
3. На основании пробных численных экспериментов доказана адекватность разработанных моделей.

УДК 621.926.22

Ионас А.И. студентка гр. ГМмм-14-1**Панченко Е.В., к.т.н., доцент кафедры ГМИ***(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ЩДП 15×21

В процессе эксплуатации машины, предназначенные для транспортировки, дробления и классификации материала, подвергаются нагрузкам при взаимодействии с горной массой, что приводит к возникновению превышающих допустимые напряжений в металлоконструкциях машин и, как следствие, к преждевременному выходу из строя оборудования. Щековые дробилки – типичные представители механизмов с силовым замыканием кинематической цепи, часть шарниров у них одностороннего действия. К таким относятся шарниры С, D, E и F на рис. 1, а, которые носят название распорных и нажимных плит, всегда должны быть сжаты во избежание разрыва кинематической цепи. При рабочем ходе половине рабочего хода помогают силы инерции звеньев. В начале обратного хода силы инерции, напротив, стремятся «разорвать» механизм в шарнирах. Замыкание кинематической цепи осуществляется через специальные тяги пружинами, работающие на сжатие. Чтобы произошло размыкание механизма, сжимающие усилия пружин в момент начала обратного хода щеки должны быть мощнее сил инерции. Тогда зазор в шарнирах не появится, и механизм можно уравнивать. Отсутствие зазоров важно и само по себе, иначе в шарнирах неизбежны удары, преждевременный износ, а возможна и поломка распорных плит. Но чрезмерная затяжка пружин также нежелательна, хотя бы потому, что затрудняет поступление смазки к трущимся поверхностям. Только зная силы инерции, можно так выбрать и затянуть пружины, чтобы избежать ударов в шарнирах. Поэтому при любом способе расчета пружин необходимо учитывать силы инерции.

В этой связи разработка простой и надежной конструкции механизма силового замыкания щековой дробилки ЩДП 15×21 является актуальной технической задачей.

Цель – исходя из функционального назначения дробилки с помощью САПР MathCAD и SolidWorks, разработать расчетную схему механизма силового замыкания щековой дробилки ЩДП 15×21 для последующего обоснования его параметров.

Исходные данные: производительность не менее 10 м³/мин; наибольший размер куска загружаемого материала 1500 мм; максимальная ширина разгрузочного отверстия 180 мм; предел прочности дробимой породы 270 МПа.

Для определения параметров устройства силового замыкания требуется:

1. Определить геометрические параметры механизма дробилки.
2. Определить статические нагрузки, действующие на механизм силового замыкания в процессе дробления материала.
3. Разработать твердотельную геометрическую модель ЩДП 15×21 с помощью программы SolidWorks.
4. Разработать расчетную модель и выполнить динамический анализ по определению сил инерции механизма силового замыкания.

Из условий эксплуатации известны: размеры разгрузочного и разгрузочного отверстия, ход щеки, углы наклона распорных плит к горизонту, положение шатуна в разомкнутом положении, кинематика движения дробилки. Исходя из этого, построена кинематическая модель механизма дробилки ЩДП 15×21 (рис. 1, а) на базе которой определены габаритные размеры механизма дробилки. Зная геометрические параметры механизма дробилки, составлена силовая модель дробилки, которая решается графоаналитическим способом (рис. 1, б). В результате найдены усилия, действующие в узлах дробилки.

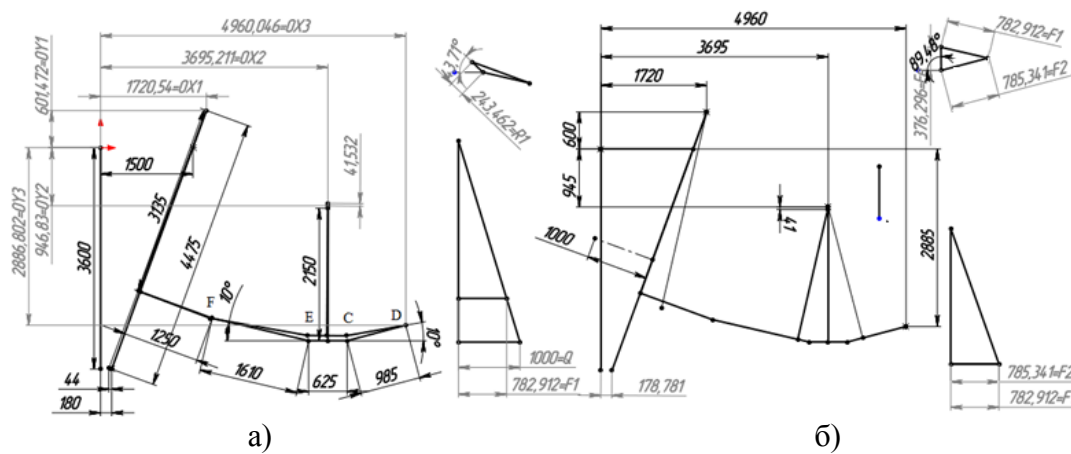


Рисунок 1 – Анализ механизма дробилки ЩДП 15×21

На основании полученной нагрузки определены параметры дробилки ЩДП 15×21, в результате чего построена компьютерная модель щековой дробилки (рис. 2), на основании которой для разного угла поворота эксцентриситета определены массово-инерционные характеристики каждого из узлов. В результате показано, что моменты инерции подвижной щеки, шатуна, передней и задней распорных плит не значительно меняются в процессе работы механизма и с погрешностью до 1% можно принять: момент инерции подвижной щеки $I = 12191410 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; шатуна $I = 5490160 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; передней распорной плиты $I = 729383 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; задней распорной плиты $I = 228841 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; эксцентрикового вала $I = 171117 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

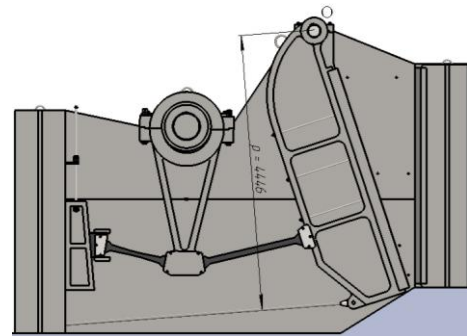


Рис.2 - Компьютерная модель щековой дробилки

На основании построенной компьютерной модели щековой дробилки с простым движением щеки ЩДП 15×21 была создана упрощенная расчетная модель в виде блоков (рис. 3). При этом для каждого блока (узла) были сохранены форма, геометрические размеры и массово-инерционные характеристики, для этого в свойствах каждого блока (узла) задавались масса, координаты центра тяжести и моменты инерций по осям в соответствии с разработанной ранее моделью.

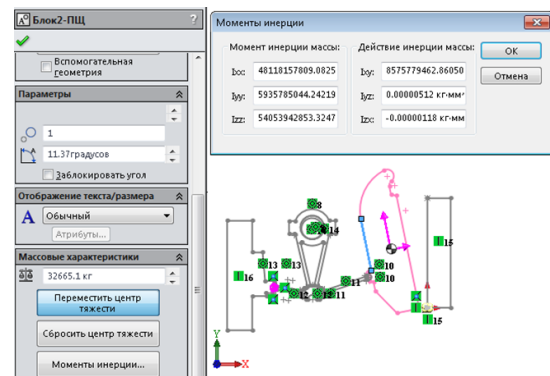


Рис. 3 – Расчетная модель механизма ЩДП 15x21 в виде блоков

Выводы:

1. Определены геометрические параметры механизма дробилки, на основании которых построен механизм ЩДП 15×21 и определены статические нагрузки, действующие на механизм силового замыкания в процессе дробления материала ($P_{ст} = 15,98 \text{ МН}$).
2. Разработана твердотельная геометрическая модель ЩДП 15×21, которая состоит из 653 деталей из них 75 уникальных компонентов
3. Разработана расчетная модель по определению нагрузок на механизм силового замыкания с учетом массово-инерционных характеристик машины.
4. Планируется проведение вычислительного эксперимента при помощи SolidWorks Motion по определению нагрузок на механизм силового замыкания с последующим обоснованием его параметров.

УДК 622.724

Колесник А.С., студентка групи ГМмм-13-1**Керівник: Панченко О.В. доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу**
(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпро, Україна)**РЕІНЖИНІРИНГ КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ НА ДРОБАРКУ
КОНУСНУ КРД 700-75 З ДЕТАЛЬНОЮ ПРОРОБКОЮ ЧАСТИНИ НИЖНЬОЇ**

Через те що Запорізький залізорудний комбінат було реконструйовано, знадобилося модернізувати дробарку конусну КРД 700-75, встановлену на горизонті 864 м. До кафедри гірничих машин та інжинірингу була передана конструкторська документація на дробарку конусну КРД 700-75 з метою модернізації.

Основна ідея реінжинірингу полягає у аналізі вихідної документації, побудові та коригуванні комп'ютерних 3-D моделей, розгляд принципів роботи механізмів, дослідження кінематики, статики, динаміки, аналіз та оптимізація параметрів вузлів і деталей.

Метою роботи було проведення реінжинірингу документації на частину нижню дробарки конусної з урахуванням експлуатації в умовах Запорізького залізорудного комбінату.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні питання:

1. За наданими монтажними кресленнями була виготовлена комп'ютерна модель дробарки (рис. 1) [1]. Модель проаналізовано на збирання. Виявленні помилки в документації (рис. 2) були занесені до протоколу та виправленні.

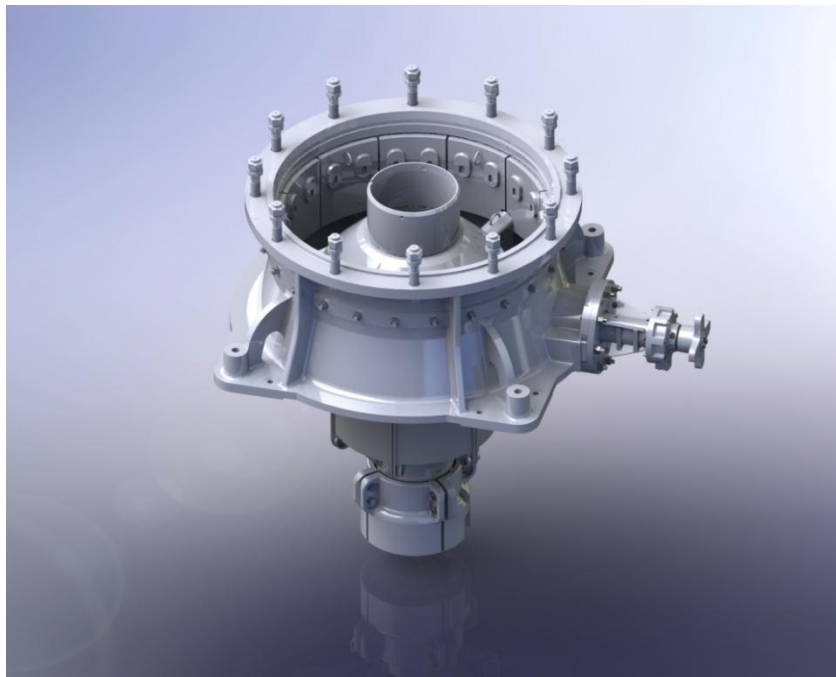


Рисунок 1 – Комп'ютерна модель дробарки конусної КРД 700-75

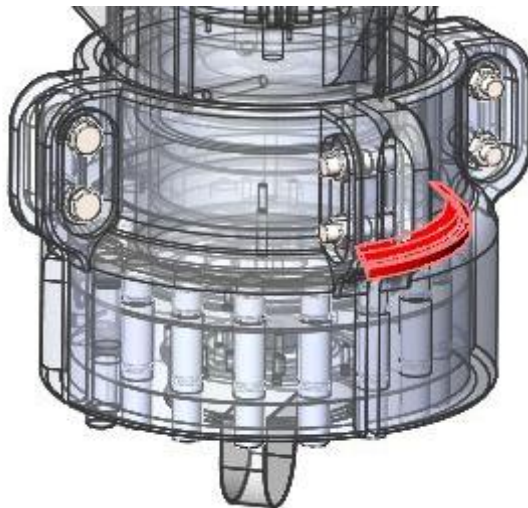


Рисунок 2 – Приклад помилки (інтерференція)

2. Були проведені розрахунки основних параметрів дробарки, а також зубчатої передачі [2] та приводного валу з метою підтвердження відповідності технічним умовам реконструйованого підприємства. Отримані результати було проаналізовано на відповідність конструкції заданому запасу міцності.

В результаті вищезазначеного можна зробити наступні висновки

1. Комп'ютерна модель дозволяє перевірити конструкцію на можливість зборки, оцінити візуально конструкцію, масштабність, пропорції та її конструктивну цілісність.

2. В результаті розрахунку основних параметрів частини нижньої дробарки конусної КРД 700-75 показано, що отримана конструкція відповідає заданому запасу міцності.

3. На основі розрахунку обраний електродвигун АК 4-400Хк-6УЗ потужністю 315 кВт.

Перелік посилань

1. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с

2. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач/ С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов, К.Н. Боков, Г.М. Ицкович, Д.В. Чернилевский. – Москва, 1984. – 558 с.

УДК 62-335

Косенко Ю.А. студентка гр. 133м-16-1**Научный руководитель: Заболотный К.С., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой горных машин и инжиниринга***(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)*

РАЗРАБОТКА РАСЧЁТНЫХ МОДЕЛЕЙ ДИСКОВОГО ЗАТВОРА ДХО DN 400 PN 2,5

Рассматриваемый технический объект принадлежит к категории дисковых затворов, предназначенных для запираания трубопроводов или регулирования их пропускной способности. Данный затвор является регулирующим. Он отличается от аналогов вертикальным расположением вала диска, наличием фланцев для крепления к трубопроводу и использованием МЭОФ (механизма электрического однооборотного фланцевого). Рабочей средой для рассматриваемого затвора является коксовый газ с температурой не более 100°C, однако при испытаниях пробным веществом является вода.

Анализ конструкции показал, что в закрытом положении диск упирается в корпус (течение отсутствует), а в частично открытом сквозь затвор проходит турбулентный поток. Диск и корпус испытывают давление потока. Диск укреплен рёбрами жёсткости, а корпус прикреплен к магистрали посредством фланцев. Вращающий момент передаётся с МЭОФ на вал диска через дисковую трубу и вкладыши. Вал жёстко зафиксирован в трубе посредством болтовых соединений.

Техническая проблема, возникающая при работе затвора, состоит в риске его разрушения от давления рабочей среды. Диск принимает разные положения в зависимости от угла поворота, и одно из этих положений является наиболее опасным. Для нахождения этого положения необходимо провести серию вычислительных экспериментов.

Научная задача данного исследования заключается в определении наиболее опасного положения диска и подборе оптимальных конструктивных параметров затвора из соображений прочности и рационального использования материалов.

Первым этапом исследования является создание расчётной модели «Частично открытая». В расчёте используются программные продукты SolidWorks Flow Simulation и SolidWorks Simulation. Исследование проходит в три этапа:

- 1) создание модели для Flow Simulation и её расчёт;
- 2) корректировка модели для расчёта в Simulation и её расчёт;
- 3) повторный расчёт (при необходимости) во Flow Simulation и Simulation.

Рассмотрим работы, проведённые на каждом из этапов.

1. Из твердотельной модели устранены сборки узлы и детали, неприципиальные для расчёта во Flow Simulation и Simulation. Во избежание возникновения обратного течения удлинен корпус, что позволило симитировать реальные условия работы затвора (присоединение к магистрали). В результате вычислительного эксперимента установлено, что оптимальным является удлинение с 372 мм (первоначальный вариант) до 1500 мм. Фланцы исключены из расчёта, поскольку они не задействованы в исследованиях во Flow Simulation и Simulation. Осуществлен пробный расчёт разработанной модели при давлении на входе 0,375 МПа, атмосферном давлении на выходе и угле поворота диска 15°.

2. Пробный расчёт в Simulation выявил ряд недостатков модели: нерациональная форма рёбер жёсткости, отсутствие необходимых сопряжений компонентов и т. д. Изменена форма рёбер для устранения зазора между их внутренней поверхностью и трубой диска. Установлены недостающие сопряжения в SolidWorks и контактные

соединения в Simulation. Для оптимизации расчёта болтовые соединения вала диска с трубой заменены сплошными цилиндрами. Торцы корпуса жёстко зафиксированы. Проведён расчёт на стандартной сетке с максимально высокой плотностью и числом точек Якобиана 29.

3. Повторный расчёт во Flow Simulation подтвердил пригодность разработанной модели для обоих программных продуктов.

Визуализация результатов приведена на рисунке 1 (поле давлений) и рисунке 2 (поле напряжений).

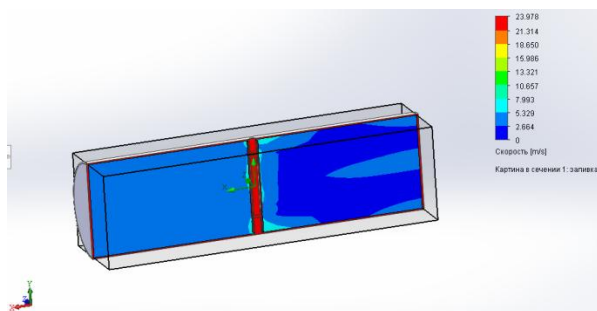


Рисунок 1 – Распределение давлений в сечении

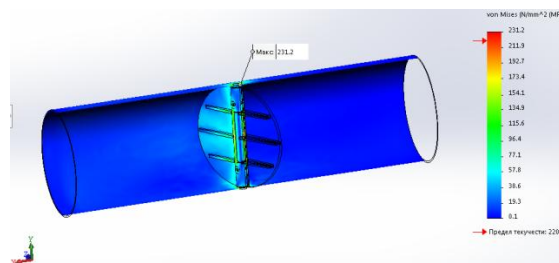


Рисунок 2 – Эпюра эквивалентных напряжений

Создание модели «Закрытая» отличается следующими особенностями:

- 1) поскольку течение отсутствует, отпадает необходимость создания модели для Flow Simulation;
- 2) моделирование контакта дисков и корпуса требует модификации твердотельной модели.

Поле напряжений, полученное в Simulation, приведено на рисунке 3.

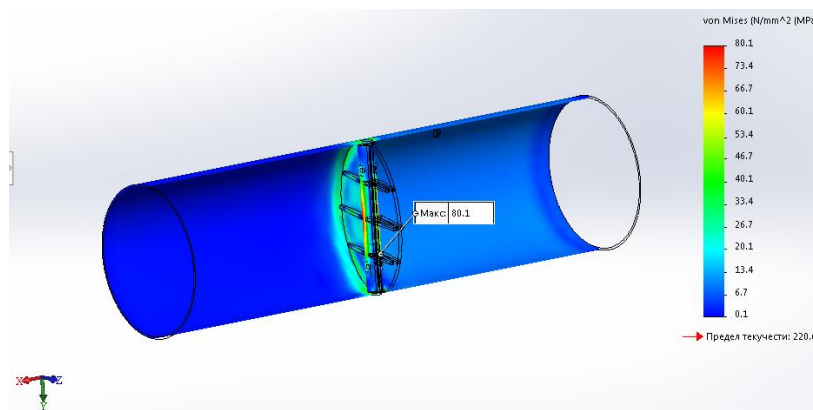


Рисунок 3 – Эпюра эквивалентных напряжений

Выводы: в результате серии вычислительных экспериментов разработаны расчётные модели дискового затвора ДХО DN 400 PN 2,5 для определения наиболее опасного положения диска и подбора оптимальных конструктивных параметров затвора из соображений прочности и рационального использования материалов.

Перечень ссылок

1. Гуревич, Д. Ф. Трубопроводная арматура [Текст]: Справочное пособие /Д.Ф. Гуревич. – Ленинград: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1981. – 368 с.
2. Стёпин П. А. Сопротивление материалов [Текст]: Учебник /П.А. Стёпин. – Санкт-Петербург: Издательство «Лань», 2012. – 320 с.

УДК 622.763

Манойло В. И. студентка гр. 133м-16-1

Научный руководитель: Бондаренко А. А., д.т.н., профессор

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

ОБОСНОВАТЬ ПАРАМЕТРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВЕРТИКАЛЬНОГО КЛАССИФИКАТОРА ГКЦД 2000 ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ МЕЛКОЗЕРНИСТЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ ПЕСКОВ

Гидравлический классификатор- аппарат для разделения смеси минеральных зерен по крупности и плотности на отдельные классы крупности по критерию гидравлической крупности твердых частиц [1]. Для описания конструкции и принципа действия гидравлического вертикального классификатора ГКЦД 2000 воспользуемся конструктивной схемой классификатора (рис. 1) [2]. Пульпа с песчано-гравийной смесью вводится в классификатор через пульповый патрубок 7 и, через диффузор 4, поступает в обогатительную камеру 2, площадь сечения которой значительно превышает площадь верхнего сечения диффузора. После попадания пульпы из

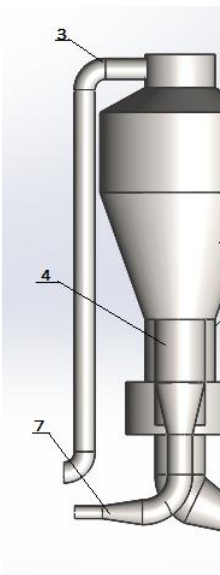


Рисунок 1-
Конструктивная
схема
классификатора

диффузора в обогатительную камеру скорость восходящего потока значительно уменьшается. Это способствует выпадению в осадок крупных частиц, которые из обогатительной камеры попадают в классификационную 5. Камера классификации 5 расположена между диффузором и внешней оболочкой аппарата. Над ней находится обогатительная камера. Частицы песка, скорость осаждения которых меньше восходящего потока, отводятся через верхний сливной коллектор 3, крупные частицы скорость осаждения которых больше восходящего потока, осаждаются в камеру классификации 5 и отводятся в виде сгущенной пульпы через песочный патрубок 6, и после обезвоживания транспортируются на склад [3].

Вертикальный классификатор ГКЦД 2000 предназначен для разделения исходной гидросмеси на две фракции при границе разделения в пределах 1 – 0,5 мм. Однако остается не выясненным вопрос возможности применения классификатора при переработке песков с крупностью разделения 0,2 мм [4].

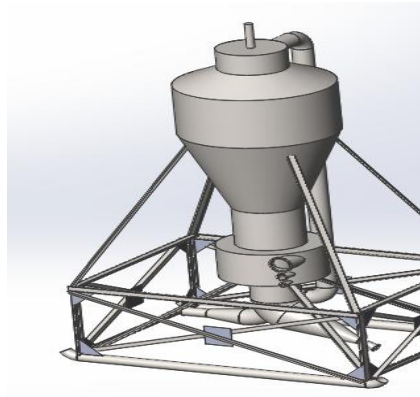


Рисунок 2 – Твердотельная
модель классификатора
ГКЦД 2000

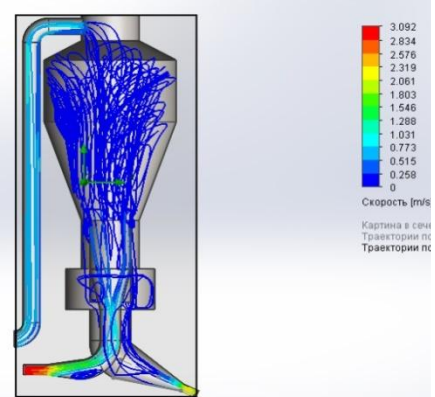


Рисунок 3 – Исследование
движения жидкости в
проточной части
классификатора ГКЦД 2000

Для оценки возможности использования классификатора ГКДЦ 2000 для переработки мелкозернистых песков разработана твердотельная модель классификатора с использованием программы SolidWorks (рис. 2) и выполнено исследование движения жидкости в проточной части с применением специализированного приложения Flow Simulation. Результаты исследования приведены на рис. 3. Установлено, что при регулировании подачи исходной пульпы можно добиться режима движения жидкости который обеспечит осаждение частиц с крупностью более 0,2 мм [5].

Перечень ссылок

1. Бондаренко А.А. Горизонтальные классификаторы. Основы теории и расчета / А.А. Бондаренко, В.П. Франчук; Національний гірничий університет, 2016. – 111 с.
2. Бондаренко А.А. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном / А.А. Бондаренко, В.П. Франчук // Известия Тульского государственного университета. Науки о земле. – 2014, Вып. 1. – С. 74 – 82.
3. Бондаренко А.А. Обоснование параметров и внедрение комплекса «землесосный снаряд – пульпопровод – классификационная установка» для разработки Подгороднянского месторождения песка/ А.А. Бондаренко // Сучасні ресурсо-енергозберігаючі технології гірничого виробництва. – Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. – 2014. – № 1. – С. 103 – 111.
4. Бондаренко А.А. Обоснование параметров комплекса для переработки мелкозернистых песков/ А.А. Бондаренко // Сборник научных трудов Днепропетровского государственного технического университета. Машинобудування, механіка. – 2014. – №1(23). – 126 – 129.
5. Бондаренко А.А. Математическая модель движения несущего потока в классификаторе гидравлическом горизонтальном/ А.А. Бондаренко, В.П. Франчук // Підводні технології. Цивільна інженерія. – 2015, Вып. 1. – С. 21 – 28.

УДК 621.646.5

Махоткин Д. С. студент гр. 133м-16-1

Научный руководитель: Москалёва Т. В., к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ КЛИНОВОЙ ЗАДВИЖКИ ПУТЕМ ВВЕДЕНИЯ В ЕЕ КОНСТРУКЦИЮ СРЕДСТВ ФИКСАЦИИ ТАРЕЛОК ЗАПОРНОГО ОРГАНА

Цель работы – проанализировать пути модернизации клиновой задвижки с целью увеличения срока службы запорного органа.

Задвижка клиновая предназначена для включения или отключения потока среды (пара или воды) в трубопроводах тепловых электрических станций с высокими и сверхвысокими параметрами.

Принцип работы задвижек:

- а) посредством привода, вращение передается на втулку шпинделя;
- б) вращательное движение втулки шпинделя преобразуется в поступательное перемещение сопряженного с ней шпинделя;
- в) вместе со шпинделем перемещается затвор, открывая или закрывая проходное сечение седел. Конструкция затвора обеспечивает перекрытие среды при любом направлении потока;
- г) поступательное движение шпинделя осуществляется за счет обоймы, которая жестко соединена со шпинделем и движется по направляющим корпуса;
- д) герметичность по отношению к внешней среде обеспечивается узлами уплотнения "крышка – шпиндель" и с бесфланцевым, самоуплотняющимся соединением "корпус – крышка".

Запорный узел клиновой задвижки включает в себя затвор и два седла, которые установлены в корпусе. Перемещение затвора производится перпендикулярно оси магистрального прохода. Затвор задвижки может находиться только в открытом или в закрытом положении, так как задвижка клиновая не является регулирующим устройством.

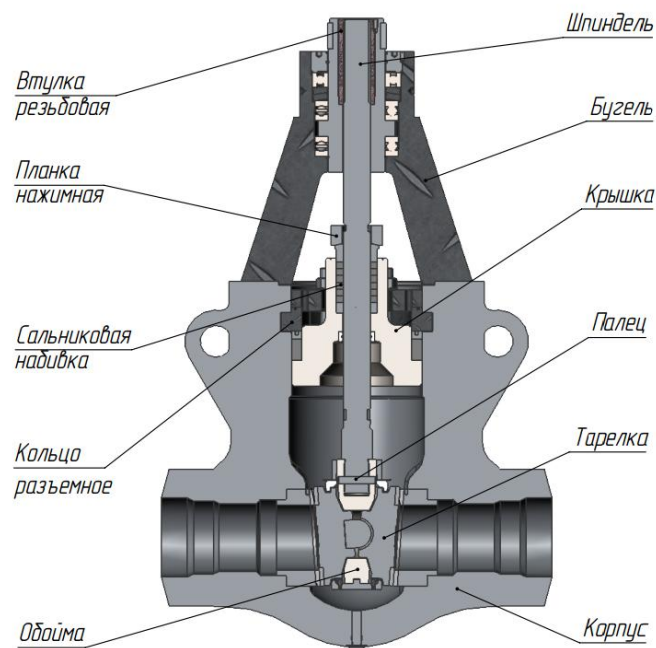


Рисунок 1 –Клиновая задвижка DN150, Pp25 МПа

В положении «открыто», когда запорный орган находится в крайнем верхнем положении, его шарнирно установленные тарелки, под действием пульсации давления рабочей среды - пара или воды начинают свободно вибрировать. Это приводит к появлению кавитации в рабочей среде, эрозии материала тарелок затвора и седел, потере герметичности задвижки в положении «закрыто» и необходимости ее ремонта или замены.

Был проведен анализ технических решений по уменьшению вибрации тарелок запорного органа:

- № RU 2247276: изобретение направлено на повышение износостойкости уплотнительных поверхностей затвора задвижки при его закрытии или открытии, а также на повышение его герметичности, однако это техническое решение не позволяет в положении «открыто» исключить вибрации, устранить кавитацию рабочей среды и эрозию материала тарелок запорного органа и седел.
- № RU 2244185: тарелки клиновидного запорного органа выполнены со средствами байонетного крепления в обойме и разделены распорным приспособлением. За счет этого уплотнение тарелок с седлами происходит в 2-х плоскостях.
- № RU 2287104: в данном патенте затвор грибовидного типа, который позволяет достаточно уплотнять тарелки с седлами, но средства фиксации выполнены в виде несъемных приваренных к корпусу пластин.

Уменьшить существенно вибрации и помогает внедрение фиксирующих элементов по патенту № 68323. Однако в литературных источниках не приведены рекомендации для выбора параметров фиксирующих элементов. Поэтому актуальной научной задачей является обоснование параметров клиновой задвижки с фиксирующим элементом.

Перечень ссылок

1. Гуревич Д. Ф. Трубопроводная арматура: Справочное пособие. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. — 368 с.
2. Черноштан В.И., Кузнецов В.А. Трубопроводная арматура ТЭС: Справочное пособие. — М.: Издательство МЭИ, 2001. — 368 с.
3. Трубопроводная задвижка : пат. 2287104 Россия: МПК⁷ F16 K3/12 / А.Ф. Ивах; М.П. Юшка; С.В. Ушинин; С.П. Путилов. – № 2005114724/06; заявл. 16.05.2005; опубл. 10.11.2006.
4. Трубопроводная задвижка : пат. 2244185 Россия: МПК⁷ F16 K3/12 / С.П. Путилов; В.Б. Какузин; С.В. Ушинин; А.Ф. Ивах; М.П. Юшка; А.Ю. Ильин. – № 2003115021/06; заявл. 22.05.2003; опубл. 22.05.2003.
5. Затвор задвижки : пат. 2247276 Россия: МПК⁷ F16 K3/12 / В.Е. Евсиков. – № 2003129188/06 ; заявл. 02.10.2003; опубл. 27.02.2005.

УДК 622.647

Немец А.В. студент гр. 133сп-16-1

Научный руководитель: Москалёва Т.В., к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

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

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА ВК-250

Рассмотрены виды модернизации конструкции винтового конвейера ВК-250, предназначенного для транспортирования угольной пыли. Модернизированный конвейер работает в углеперерабатывающем комбинате «ООО Альтер Групп» расположенном в Украине, г. Кривой Рог.

По сравнению со стандартной конструкцией, в модернизированной, для улучшения работы конвейера и снижения стоимости изготовления, были изменены желоб, винт, подшипниковый узел, поддерживающие опоры.



Рисунок 1 – Фото ВК-250 с производства Альтер Групп

По результатам модернизации можно сделать заключение:

Модернизированный конвейер, стал более дешевым, легким в эксплуатации, надёжным и менее подверженным к внешним климатическим угрозам чем его предшественник.

Данная конструкция стала на 13% процентов дешевле предыдущего аналога.

Также были получены позитивные отклики о работе оборудования с предприятия, на котором он используется.

УДК 622.647

Олефир Е. Л. студентка гр. 133м-16-1

Научный руководитель: Москалёва Т. В., к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга

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

РАЗРАБОТКА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ НАТЯЖНОГО БАРАБАНА С МЕХАНИЗМОМ УБОРКИ ПРОСЫПИ ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ПИТАТЕЛЯ ПП 1-18-120

Пластинчатые конвейеры относятся к транспортным машинам непрерывного действия, грузонесущим элементом которых является жесткий металлический или пластмассовый настил (полотно), состоящий из отдельных пластин. Тяговым элементом является одна или две цепи, огибающие концевые (приводную и натяжную) звездочки. Производительность питателя варьируется в зависимости от скорости движения пластин и от размера окошка бункера, через которое поступает материал.

Пластинчатые конвейеры применяют для транспортирования острокромочных, средне- и крупнокусковых, горячих, химически активных, сыпучих и штучных грузов, которые нельзя перемещать ленточными конвейерами, так как это может вызвать повреждение рабочего органа.

При выпуске средне- и крупнокусковой горной массы из приемного бункера ее мелкофракционная составляющая просыпается через щелевые зазоры между прилегающими пластинами настила. Это вызывает необходимость оснащения питателя специальным механизмом для сбора просыпи.

Натяжной барабан с механизмом уборки просыпи является сборочной единицей. Его основные элементы приведены на рисунке 1.

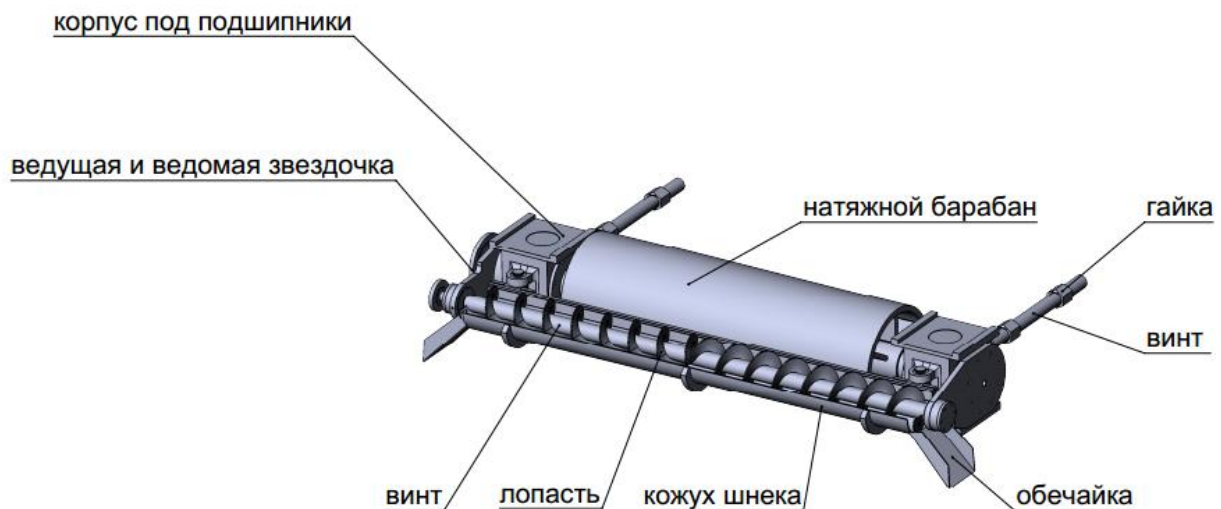


Рисунок 1 – Натяжной барабан с механизмом уборки просыпи

Механизм уборки просыпи приводится в движение через цепную передачу от вращения натяжного барабана. Материал на шнеке перемещается в двух направлениях. По бокам кожуха шнека расположены обечайки, через которые происходит выгрузка материала.

Цель работы – разработка компьютерной модели натяжного барабана с механизмом уборки просыпи и проверка конструкции на собираемость.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. С использованием программы компьютерного моделирования SolidWorks построена 3D-модель механизма.

2. Компьютерная модель механизма средствами SolidWorks проверена на собираемость.

Перечень ссылок

1. Дьячков В.К. Машины непрерывного действия: / Успенский К.Г. – М: «Машгиз», 1961. - 346с.

2. Москалева Т.В. Разработка компьютерной модели пластинчатого питателя ПП 1-15-60 с винтовым устройством / Москалева Т.В., Орловский Я.В. // Збірник тез доповідей конференції "Потураєвські читання - 2015".

УДК 622.647.2

Шевченко В.А. студент гр. 133м-16-1**Научный руководитель:** Москалёва Т.В., к.т.н., доцент кафедры горных машин и инжиниринга*(Государственное ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)*

ЛЕНТОЧНЫЙ САМОЗАЧИСТНОЙ КОНВЕЙЕР

В ленточных конвейерах при транспортировке сыпучих материалов происходит просыпание продукции, из-за чего снижается производительность транспортера. Решением этой проблемы станет разработка конструкции ленточного самозачистного транспортера.

Существуют зарубежные аналоги данного транспортера. Отечественных аналогов подобной конструкции пока не выпускают. Поэтому разработка конструкции и обоснование параметров данного типа конвейеров является актуальной научно-технической задачей.

Ленточные самозачистные конвейеры предназначены для транспортировки порошков и гранул продукта в горизонтальной или наклонной плоскостях с высокой производительностью.

Ленточный самозачистной конвейер изготавливается в коробе и не имеет нижних поддерживающих роликов. Холостая ветвь ленты движется непосредственно по дну транспортера. На дне транспортера закреплена полиэтиленовая футеровка. В случае просыпания, материал попадает на холостую ветвь ленты и транспортируется в натяжную секцию. Привод хвостовика снабжен винтовыми штоками и с обеих сторон имеются подкрылки автоматической очистки для сбора рассыпающегося продукта и возврата его обратно на ленту (рисунок 1).

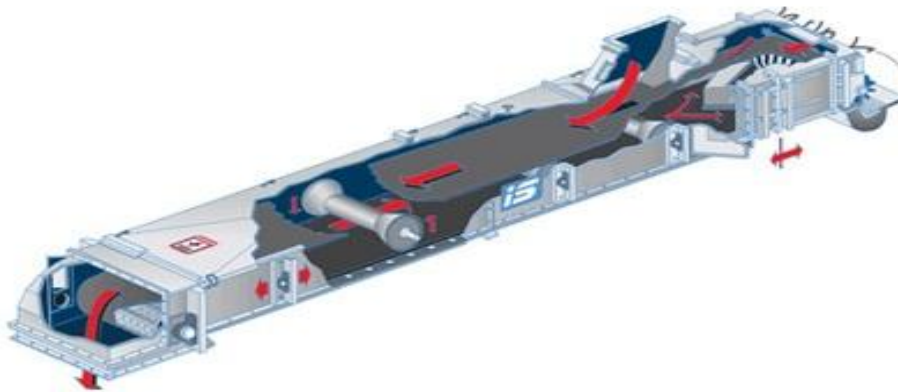


Рисунок 1 – Принцип движения материала

Выводы:

- Определена техническая проблема ленточных транспортеров для транспортирования сыпучих материалов.
- Разработана конструкция ленточного самозачистного транспортера.
- Выполнен проектировочный расчет основных элементов конструкции.
- Разработана методика расчета натяжения ленты на холостой ветви.

УДК 637.02

Шкут А. П., студентка групи ГМмм-14-1

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

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

РЕИНЖИНИРИНГ БАШНИ ДЛЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ИЗДЕЛИЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ НАЦИОНАЛЬНЫХ ГОСУДАРСТВЕННЫХ СТАНДАРТОВ И МЕТОДИК РАСЧЕТА, С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ РАЗРАБОТКОЙ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

В последнее время все больше становится востребованным метод реинжиниринга уже существующих механизмов, в процессе которого возможно создать усовершенствованную конструкцию на основании уже существующей, путем анализа объекта, технологии производства и функций механизма. В машиностроении этот процесс преследует цель создания виртуальной 3D - модели из существующего физического объекта с проведением расчетов и разработки необходимой документации. Возникла задача произвести реинжиниринг существующей конструкции стеллажа для термической обработки изделий.

Цель проекта: Выполнить реинжиниринг башни для термической обработки изделий с применением национальных государственных стандартов и методик расчета, с дальнейшим созданием проектной документации.

Разработка проекта была разделена на следующие этапы:

Первый этап. Реинжиниринг башни для термической обработки изделий требовал проведения полноценного анализа конструкции со снятием её параметров. Для этого конструкция была частично разобрана на детали и узлы. При помощи измерительных инструментов были произведены замеры для создания рабочих эскизов. Для визуального восприятия деталей проведена фотосъемка и видеосъемка.

Второй этап. На основании собранной информации был разобран принцип работы механизма, отмечены основные нюансы изготовления конструкции. Построена компьютерная модель в SolidWorks башни для термической обработки изделия. Модель проверена на собираемость, интерференцию, конфликты.

Башня для термической обработки изделий - это металлическая многоярусная конструкция рамного типа (Рис. 1, а).

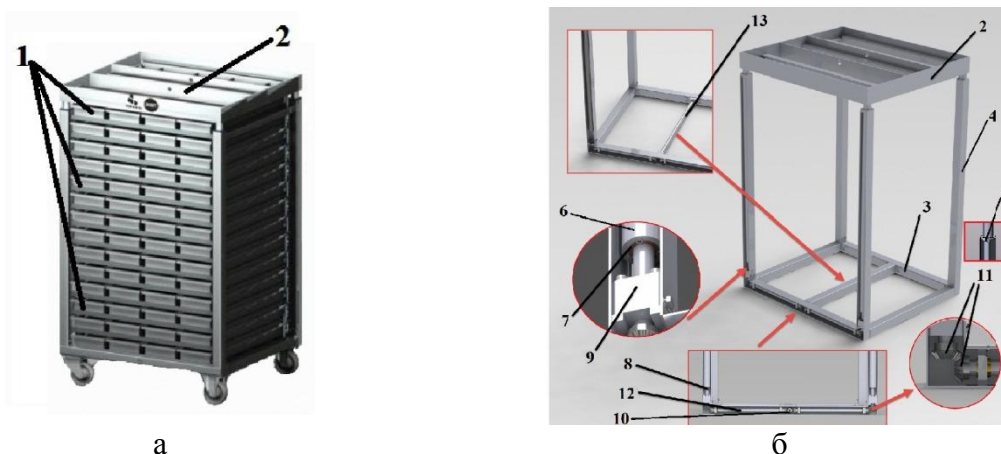


Рис. 1 – Конструкция башни для термической обработки изделий: а – общий вид башни; б — конструкция механизма подъема-опускания стеллажей

На ярусах расположены лотки 1 с прижимным механизмом. Верхняя подвижная рамка 2 стеллажа поднимается вверх, при максимальном подъеме лотки освобождаются и могут быть извлечены из стеллажа. Механизм подъема состоит из неподвижного основания рамного типа 3 и подвижной рамки. В верхней части боковых вертикальных стоек 4 основания

установлены пластиковые пробки 5 с отверстиями, в которые входят направляющие подвижной рамки 6. Подвижная рамка поднимается с помощью гаек 7 закрепленных винтами в четырёх вертикальных стойках основания. Гайки перемещаются по вращающимся ходовым винтам 8, которые упираются в упорный подшипник в корпусе 9. Вращение винтов происходит путем передачи крутящего момента от привода через муфту 10, конические пары 11, промежуточные валы 12 и приводной вал 13, на ходовые винты одновременно. Винты имеют трапецеидальную резьбу Тг 24×5, два ходовых винта — правую резьбу, а два других — левую.

Третий этап. Создано техническое задание, в котором занесены основные размеры, принципы изготовления, условия эксплуатации.

Четвертый этап. Проведение поверочных расчетов.

Как было указано ранее, подъём конструкции осуществляется с помощью механизма подъёма-опускания стеллажей, основными деталями которого являются конические шестерни, валы и пара винт-гайка. Для определения неизвестных параметров шестерни был произведен расчет в соответствии с ГОСТ 19624-74 зубчатого зацепления, на основании которого была спроектирована шестерня.

Из анализа конструкции известно, что в механизме подъёма-опускания стеллажей использована пара винт-гайка с трапецеидальной резьбой Тг 24x5, длиной винта 900 мм и высотой гайки 50 мм. Используя известные параметры, был проведен прочностной расчет, расчет на устойчивость и проверено условие самоторможения.

В процессе реинжиниринга необходимо принимать во внимание, что механизм подвергается не только действию напряжений, но и работает при высоких температурах 80-120°C. Учитывая, что при повышении температуры материалы расширяются, проведем расчет температурного расширения валов. Для приводного и промежуточных валов проведены расчеты аналитическим методом, используя основной закон теплопроводности. Для проверки достоверности результатов был проведен тепловой расчет валов методами SolidWorks Simulation. В результате определено, что погрешность расчетов составляет 12%, соответственно полученным результатам длина приводного вала была изменена с 870 мм до 869 мм, длины промежуточных валов были уменьшены с 490 мм на 489 мм.

Пятый этап. После создания 3D-модели и проведения поверочных расчетов был создан комплект чертежей.

Выводы:

1. Башня для термической обработки мясных изделий была разобрана на детали и узлы, которые были сфотографированы и заэскизированы; установлены основные параметры и принцип действия.
2. На основании полученных эскизов в программном комплексе SolidWorks были построены компьютерные модели башни для термической обработки изделий. Модель проверена на собираемость, интерференцию, конфликты.
3. Выполнены поверочные расчеты механизма подъёма-опускания стеллажей и скорректированы параметры конструкции, перестроена модель в SolidWorks. Выполнены поверочные расчеты механизма подъёма в SolidWorks Simulation.
4. Создан пакет конструкторской документации.

Список литературы

1. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике: / Алямовский А.А., Собачкин А.А., - СПб.: БХВ-Петербург, 2005.-800 с.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.Машиностроение, 1988.-416с.