ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Брянский государственный технический университет

Кафедра «Подъемно-транспортные машины и оборудование»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По дисциплине

«Машины непрерывного транспорта»

Расчетно-пояснительная записка

Брянск 2008.

**Содержание**

1. Введение

2. Аннотация

3. Определение основных параметров

4. Предварительный расчет элеватора

5. Разгрузка ковшей

6. Приблежённый расчёт

7. Тяговый расчёт

8. Определение диаметра звездочки

9.Определение мощности и выбор электродвигателя

10.Расчёт и выбор редуктора

11. Расчет и выбор тормоза

12. Выбор муфты

13. Расчет приводного вала

14. Расчет подшипников приводного вала

15. Расчет шпоночных соединений приводного вала

16. Расчет оси натяжного устройства

17. Расчет подшипников оси натяжного устройства

18. Расчет шпоночных соединений оси натяжного устройства

19. Расчет натяжного устройства

20. Разгрузка зубчатой передачи

Список литературы

**1. Введение**

**Элеватор** (лат. elevator, буквально — поднимающий, от elevo — поднимаю), машина непрерывного действия, транспортирующая грузы в вертикальном или наклонном направлениях. Различают элеваторы ковшовые, полочные, люлечные. Ковшовые элеваторы предназначены для подъёма по вертикали или крутому наклону (более 60°) насыпных грузов (пылевидных, зернистых, кусковых), полочные и люлечные элеваторы — для вертикального подъёма штучных грузов (деталей, мешков, ящиков и т. п.) с промежуточной погрузкой-разгрузкой. Ковшовые элеваторы используются в металлургии, машиностроении, химическом и пищевом производствах, на обогатительных фабриках и зернохранилищах, а полочные и люлечные — на предприятиях различных отраслей промышленности, базах, в магазинах, а также на складах, в том числе в виде подвижных стеллажей для хранения и выдачи изделий.

Ковшовый элеваторы представляет собой замкнутое полотно с тяговым органом, огибающим приводной и натяжной барабаны (звёздочки), и прикрепленными к нему ковшами. Несущей и ограждающей частью элеватора является стальной сварной кожух с загрузочным и разгрузочным патрубками. Привод имеет электродвигатель, редуктор, муфты и останов, предотвращающий обратное движение полотна. На элеваторах применяется винтовое или грузовое натяжное устройство. Скорость движения полотна тихоходных элеваторов до 1 м/сек, быстроходных до 4 м/сек. Подача ковшовых элеваторов 5—500 м3/ч, высота подъёма Н не превышает 60 м. Основными параметрами ковшовых элеваторов являются ширина ВК, высота h, вылет А, полезная (до кромки передней стенки) вместимость ковша и расстояние (шаг) между ковшами aк. Быстроходные элеваторы имеют расставленные глубокие и мелкие ковши, для которых aк = (2,5—3) h, a в качестве тягового органа — конвейерную резинотканевую ленту или короткозвенную цепь. На тихоходных элеваторах применяются сомкнутые (ak = h) с бортовыми направляющими остроугольные и со скруглённым днищем ковши, прикрепленные боковыми стенками к двум тяговым цепям.

В данном курсовом проекте представлен ковшовый цепной элеватор с сомкнутыми скругленным ковшами, который используется для перемещения мелкокусковой железной руды на высоту 30м и с производительностью 250т/ч.

**2. Аннотация**

Работа посвящена элеватору. В процессе выполнения данного проекта мы рассчитываем все основные показатели элеватора. Так же по рассчитанным показателям мы выполняем чертежи приводной, натяжной станций и чертеж общего вида с узлами.

Выполняем проект элеватора для пермещения насыпного груза:

Производительность Q = 250т/час;

Вид трассы вертикальная

Высота подъема груза м

Перемещаемый груз руда железная мелкокусковая

плотность транспортируемого грузаρ = 2,8 т/м3.

**3. Определение основных параметров**

Тип элеватора, скорость движения, формы ковшей выбираем в зависимости от характеристик транспортируемого груза, заданной производительности и высоты подъема [1, табл.11.3].

Для перемещения руды железной мелкокусковой рекомендуется элеватор тихоходный с сомкнутыми ковшами типа С, средним коэффициентом заполнения ψ=0,8. Выбираем цепной элеватор в связи с большой заданной производительностью, высотой и весом перемещаемого груза. Скорость цепи υ=0.5 м/с.

**4. Предварительный расчет элеватора**

Определение необходимого линейного объема ковшей

где ψ − коэффициент заполнения ковша: ψ=0,8

 - производительность, т/ч;

 - скорость конвейера, м/с;

 - плотность ,т/час.

 л/м

выбираем скругленные ковши с бортовыми направляющими вместимостью и шагом ковшей 400 мм

при объемной производительности элеватора

и в соответствии с шагом ковшей

Bк=500 мм– ширина ковша

 - емкость ковша

Выбранный ковш проверяем по размеру максимальных кусков

где

- вылет ковша

- ковш проверку прошел.

**5. Разгрузка ковшей**

Разгрузка нашего элеватора самотечная направленная.

Полюсное расстояние равняется

- частота вращения звездочки.

Характер разгрузки ковшей определяется соотношением между полюсным расстоянием и радиусом звездочки

скорость элеватора.

; ,

Условие тихоходного элеватора с самотечно направленной разгрузкой.

Вывод: разгрузка нашего элеватора самотечная направленная.

**6. Приближенный расчет**

Распределенная нагрузка от груза

 Н/м

Максимальное натяжение цепи

 Н/м

где коэффициент запаса

Н

Н

Определим разрывное усилие

Где - коэффициент запаса прочности для элеватора

Выбираем цепь пластинчатую втулочно-роликовую М630 ГОСТ 588-81 с разрывным усилием

 - шаг цепи

 - масса 1м пластинчатой цепи

**7. Тяговый расчет**

а) Определяем натяжения в характерных точках трассы. Наименьшее натяжение тягового элемента будет в нижней точке 2 (рис. 2).

Рис. 2. Трасса элеватора

Принимаем натяжение в точке 2 . При обходе трассы от точки 1 по направлению движения определяем:

 - нагрузка от веса ковшей и цепи

 - усилие зачерпывание груза в башмаке.

Для определения натяжения в точке 4 производим обход против направления движения:

Расчетное натяжение цепи для элеватора: Smax= S3=114383,4Н

Дополнительные динамические нагрузки:

Где m – масса ходовой части с грузом

**8. Определение диаметра звездочки**

По аналогии с применяемыми конструкциями принимаем приводную звездочку с числом зубьев.

 - шаг тяговой цепи, мм;

условие выполняется

Частота вращения звездочки

Полюсное расстояние

Диаметр отклоняющих звездочек и звездочек натяжных устройств:

число зубьев

Проверка прочности тяговой цепи

,

совпадает с интервалом n=8...10

 - коэффициент неравномерности нагружения между цепями

i=2 – коэффициент, зависящий от количества цепей в элеваторе

Прочность обеспечена.

**9. Определение мощности и выбор двигателя**

Тяговое усилие на приводных звездочках

При коэффициенте запаса и КПД привода мощность двигателя

По полученному значению мощности выбираем двигатель серии АИР180М4:

,

Определяем крутящий момент на приводном валу

**10. Расчет и выбор редуктора**

Определяем частоту вращения приводного вала.

Для передачи крутящего момента от электродвигателя к приводному валу используем редуктор и зубчатую передачу

Выбираем редуктор Ц2-500 с передаточным числом i=32,42, мощностью

, крутящем моментом на выходном валу ,

диаметром быстроходного вала , диметром тихоходного вала .

Передаточное число зубчатой передачи принимаем

Общее передаточное число принимаем

Определяем фактическую скорость вращения звездочки

Погрешность

Определим частоту вращения

**11. Расчет и выбор тормоза**

Тормоз устанавливаем на приводном валу, что в значительной мере уменьшает величину тормозного момента.

Определим статический тормозной момент

где - коэффициент возможного уменьшения сопротивления движению, , принимаем

Тормозной момент на валу двигателя

Расчетный тормозной момент

где - коэффициент запаса торможения, принимаем

Выбираем тормоз ТКГ-300 с тормозным моментом с диаметром шкива мм

**12. Выбор муфт**

Между электродвигателем и тормозом устанавливаем упругую втулочно–пальцевую муфту.

Муфту выбираем в зависимости от расчетного момента

где - коэффициент безопасности, принимаем

 - коэффициент условий работы, принимаем

Выбираем МУВП с вращающим моментом , диаметром тормозного шкива , диаметрами валов 50…70мм

**13. Расчет приводного вала**

Рис.3

,,

Определяем реакции опор

Действие силы

Действите силы

Определяем диаметры сечений вала

Материал вала - сталь 40 ХН:

опора А:

звездочка 1:

С учетом ослабления сечения шпоночными пазами увеличиваем диаметр вала на 10%

звездочка 2:

С учетом ослабления сечения шпоночными пазами увеличиваем диаметр вала на 10%

С учетом рассчитанных данных конструируем вал, назначая диаметры по нормальному ряду размеров. В целях унификации принимаем диметры вала в опорах одинаковыми и равными большему: 180 мм. Диаметры вала под звездочками также принимаем одинаковыми и равными 210 мм. Диаметр упорного буртика принимаем равным 240мм, диаметр вала между звездочками - 210 мм.

**14. Расчет подшипников приводного вала**

Схема для расчета подшипников см. рис. 3 данного курсового проекта.

Радиальная нагрузка на опору A:

Радиальная нагрузка на опору B:

Опорой приводного вала на раму являются двухрядные сферические роликоподшипники. Расчет ведем по наиболее нагруженному подшипнику. На подшипник действуют только радиальные усилия, равные .

Предварительно принимаем роликовые радиальные двухрядные подшипники №3526 . ГОСТ 5721-85

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

,

где – коэффициент долговечности.

Номинальная эквивалентная нагрузка определяется по зависимости

,

где – кинематический коэффициент, учитывающий снижение долговечности при неподвижном внутреннем кольце подшипника; – коэффициент безопасности при нагрузке с незначительными толчками; ,2 – температурный коэффициент при . Тогда

 и

Расчетная долговечность проверяем по динамической грузоподъёмности:

,

где – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы;

 – коэффициент, учитывающий совместное влияние качества металла и условий эксплуатации; – частота вращения приводного вала – показатель степени для роликоподшипников.

, что удовлетворяет требованиям.

Проверяем выбранный подшипник по статической грузоподъёмности:

,

.

**15. Расчет шпоночных соединений приводных звездочек**

Основным для соединений с призматическими шпонками является условный расчет на смятие.

Шпонка под ступицами приводного звездочки: для вала диаметром по ГОСТ 23360-78 предназначена шпонка со следующими размерами: ширина шпонки ; высота шпонки ; глубина паза на валу ; длина шпонки .

Если принять для упрощения, что нормальные напряжения в зоне контакта распределены равномерно и плечо главного вектора давления равно , то

,

где – рабочая длина шпонки; – глубина врезания шпонки в ступицу колеса; – допускаемое напряжение смятия для шпонки, изготовленной из стали 45 [1, с. 89].

Принимаем длину шпонки равную в соответствии с длиной ступицы. Тогда . По формуле проверяем напряжения в зоне контакта.

 ≤ ,

Проверку прочности шпонок на срез обычно не проводят, так как это условие соблюдается при использовании стандартных сечений шпонок.

Шпонка под зубчатой муфтой: для вала диаметром по ГОСТ 23360-78 предназначена шпонка со следующими размерами: ширина шпонки ; высота шпонки ; глубина паза на валу ; длина шпонки .

Если принять для упрощения, что нормальные напряжения в зоне контакта распределены равномерно и плечо главного вектора давления равно , то

,

где – рабочая длина шпонки; – глубина врезания шпонки в ступицу колеса; – допускаемое напряжение смятия для шпонки, изготовленной из стали 45 [1, с. 89].

Принимаем длину шпонки равную в соответствии с длиной ступицы. Тогда . По формуле проверяем напряжения в зоне контакта.

≤.

Проверку прочности шпонок на срез обычно не проводят, так как это условие удовлетворяется при использовании стандартных сечений шпонок.

**16. Расчет оси звездочек натяжной станции**

Рис 3

,,

Материал оси - сталь 40:

Определяем диаметр сечения оси под звездочкой.

С учетом ослабления сечения шпоночным пазом увеличиваем диаметр оси на 20%

Принимаем диаметр оси равный 190мм.

**17. Расчет подшипников оси натяжного устройства**

Схема для расчета подшипников см. рис. 3 данного курсового проекта.

Радиальная нагрузка на опору A:

Радиальная нагрузка на опору B:

Опорой приводной оси на раму являются двухрядные сферические роликоподшипники. Расчет ведем по наиболее нагруженному подшипнику. На подшипник действуют только радиальные усилия, равные .

Предварительно принимаем роликовые радиальные двухрядные подшипники №3626 . ГОСТ 5721-85

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

,

где – коэффициент долговечности.

Номинальная эквивалентная нагрузка определяется по зависимости

,

где – кинематический коэффициент, учитывающий снижение долговечности при неподвижном внутреннем кольце подшипника; – коэффициент безопасности при нагрузке с незначительными толчками; – температурный коэффициент при . Тогда

 и б

Расчетная долговечность проверяем по динамической грузоподъёмности:

,

где – коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы; – коэффициент, учитывающий совместное влияние качества металла и условий эксплуатации; – частота вращения приводной оси – показатель степени для роликоподшипников.

, что удовлетворяет требованиям.

Проверяем выбранный подшипник по статической грузоподъёмности:

,

.

**18. Расчет шпоночных соединений оси натяжного устройства**

Основным для соединений с призматическими шпонками является условный расчет на смятие.

Шпонка под ступицами оси: для оси диаметром по ГОСТ 23360-78 предназначена шпонка со следующими размерами: ширина шпонки ; высота шпонки ; глубина паза на валу ; длина шпонки .

Если принять для упрощения, что нормальные напряжения в зоне контакта распределены равномерно и плечо главного вектора давления равно , то

,

где – рабочая длина шпонки; – глубина врезания шпонки в ступицу колеса; – допускаемое напряжение смятия для шпонки, изготовленной из стали 45 [1, с. 89].

Принимаем длину шпонки равную в соответствии с длиной ступицы. Тогда . По формуле проверяем напряжения в зоне контакта.

 ≤ ,

Проверку прочности шпонок на срез обычно не проводят, так как это условие соблюдается при использовании стандартных сечений шпонок.

**19. Расчет натяжного устройства**

Применим грузовое натяжное устройство

Усилие в натяжном устройстве определяется по формуле:

Масса натяжного груза грузового натяжного устройства определяется по формуле

 кг

Ход в натяжном устройстве равен

**20. Разгрузка зубчатой передачи**

Принимаем зубчатую передачу с передаточным числом i=5. Принимаем диаметр шестерни в, тогда диаметр колеса

Межосевое расстояние

Ширина шестерни

Ширина колеса

Назначаем нормальный модуль по соотношению

Принимаем

Для изготовления колес применим марку стали 40, с твердостью зубьев колес

Допустимое контактное натяжение

где - предел выносливости по контактным напряжениям,

 - коэффициент безопасности

 - коэффициент долговечности

 - эквивалентная частота нагружения

 для зубчатых колес

Допускаемое напряжение

где

 - коэффициент запаса

, ,

т. к. , то

Проверка передачи на контактную выносливость зубьев:

где - коэффициент нагрузки

Проверка передачи на изгибную выносливость зуба

где - коэффициент концентрации нагрузки

 - коэффициент формы зуба

 - коэффициент, учитывающий угол наклона зубьев

Диаметры окружностей вершин зубьев

Диаметры окружностей впадин зубьев

Рис. 5. а) схема действия сил в зубчатом зацеплении; б) параметры зубчатых колес

**Список литературы**

Конвейеры: Справочник/Р. А. Волков, А. Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. 367 с.

Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3–е изд. , перераб. – М. : Машиностроение, 1983. – 487 с., ил.

Зенков Р. Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Подъемно-траспортные машины и оборудование”/Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н.Колобов, - 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.

Справочник по кранам под общ. ред. М.М. Гохберга.-М.: Машиностроение, 1988.-т1-536 с.-т2-569с

Барышев А.И., Стеблянко В.Г., Хомичук В.А. Механизация ПРТС работ. Курсовое и дипломное проектирование транспортирующих машин: Учебное пособие/ Под общей редакцией А.И. Барышева - Донецк: ДонГУЭТ, 2003 - 471 с., ил.