Проектный расчет ленточного конвейера

Курсовой проект

Уфа 2006

ОГЛАВЛЕНИЕ

РЕФЕРАТ

ОПИСАНИЕ И НАЗНАЧЕНИЕ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТОКОСТЬ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

ВЫВОДЫ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

#### РЕФЕРАТ

Курсовой проект 23 с., рисунков 6 , 2 источника, 3 листа А1 графического материала..

Курсовой проект по ПТУ посвящен расчету на прочность и жесткость основных узлов и деталей. Цель работы - формирование навыков расчёта и конструирования привода машин, и эффективное использование на производстве.

В ходе выполнения курсового проекта использовались материалы многих технических дисциплин: инженерная графика, теоретическая механика, сопротивление материалов, детали машин, материалы многих справочников и стандарты. Выполнение курсового проекта явилось важным этапом в получение практических навыков самостоятельного решения сложных инженерно - технических задач.

#### ОПИСАНИЕ И НАЗНАЧЕНИЕ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Ленточные конвейеры широко применяются для перемещения зерна и продуктов его переработки в горизонтальном и наклонном направлениях.

В ленточных конвейерах продукт непрерывно подают на ленту через приемное устройство. Рабочее сторона ленты имеет желобчатую форму, соответствующую форме рабочих роликовых опор, что позволяет увеличить производительность конвейера по сравнению с прямыми роликами почти в два раза.

Лента получают движение от приводного барабана. Для натяжения ленты используют барабан. Холостая ветвь ленты движется по горизонтальным роликовым опорам. Все узлы конвейера монтируют на железобетонной или металлической станины.

Приемное или загрузочное устройство предназначено обеспечивать наиболее полную загрузку конвейера и предотвращать россыпи продукта, так как направление и скорость поступающего продукта и ленты не совпадают. Загрузочное устройство представляет собой прямоугольную металлическую коробку (лоток) без дна и передней стенки со скопленными к низу стенками.

Конвейерная лента приводится в движение от приводного устройства или приводной станции. Для привода ленточного конвейера применяют электродвигатель с синхронной частотой вращения 1000 … 1500 об/мин. Частота вращения привода барабана не более 200 об/мин. Поэтому для передачи движения от электродвигателя приводному барабану конвейера необходимо специальное приводное устройство, либо клиноременная передача, либо различные редукторы.

Лента должна быть полностью натянута для нормальной передачи движения от электродвигателя через приводной барабан. Для натяжения ленты применяет грузовое и винтовое натяжные станции.

Лента является основным рабочим органом конвейера. Применяются резинотканевые ленты без резиновых обкладок, с одной или двумя обкладками. Длина ленточного конвейера, как правило, не превышает 100 м, а угол наклона 20 0.

Для разгрузки зерна с ленточного конвейера на приводном барабане устанавливают сбрасывающую коробку, представленную собой сварной металлический кожух, к которому присоединяют самотечную трубу. Для удаления образовавшейся при падении зерна пыли сбрасывающие коробки аспирируют. Для разгрузки зерна по всей длине прямого участка конвейера применяют передвижные тележки с ручным приводом и с приводом от электродвигателя.

Принцип действия ленточного конвейера основан на сцепление ленты с приводным барабаном, что обеспечивает ей движение, а тем самым и перемещение груза, находящегося на рабочей ветви ленты.

#### РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТОКОСТЬ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

1



Рисунок 1. Кинематическая схема ленточного конвейера.

ПО ДАННЫМ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ УСТАНАВЛИВАЕМ ФИЗИКО – МЕХАНИЧЕСКИЕ

Плотность зерна пшеницы ρ = 800 кг/м3 ( Табл. 80 / 1 / ). Угол естественного откоса слоя груза в движение φ = 0.35φ0. Угол естественного откоса слоя груза в покое φ0 = 300. φ = 0,35 \* 300 = 10,5 ( Табл. 83 / 1 / ). Коэффициент трения зерна по резине в покое f0 = 0,55. Коэффициент трения зерна по резине в движение

f = (0,7 … 0,9 )f0 = 0,8\*0,55 = 0,44, ( Табл. 85, 86 / 1 / ).

ВЫБОР СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗА

Принимаем

υ = 2,5 м/с ( Табл. 81 / 1 / ).

ПРОВЕРКА ВОЗМОЖНОСТИ ТРАНСПОРТИРОВКИ ГРУЗА ПОД ЗАДАННЫМ УГЛОМ НАКЛОНА КОНВЕЙЕРА

Угол трения груза по резине

γ` = arctg f = arctg 0,44 = 23,70 .

γ` = 23,70 ; γ = γ` - 4 = 23,70 – 40 = 19,70

Т.к. β = 190 < γ = 19,7 ,

то осыпание груза против направления движения не происходит.

ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ОПОР ЛЕНТЫ

Принимаем роликоопоры желобчатой формы с целью увеличения производительности конвейера и уменьшения потерь транспортирующего груза.



Рисунок 2. Желобчатая роликовая опора.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ ЛЕНТЫ В ИЗ УСЛОВИЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ (ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ)

Для конвейера с желобчатой формой роликооопор с углом наклона боковых роликов 20 0 ширины ленты по формуле:

, (1.1)



где Q – массовая производительность, т/ч;

ν – скорость движения ленты, м/с;

С – коэффициент, учитывающий уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера к горизонту , для β = 190 C = 0.9

ρ – плотность груза, т/м3;

φ - Угол естественного откоса слоя груза при движение;



По ГОСТ 20 – 85\* (Табл. 90, | 1 |) принимаем В = 400 мм.

ПО ДАННЫМ ТАБЛИЦЫ ГОСТ 20 – 85\* ( Табл. 90, / 1 / ) ПРИНИМАЕМ ТИП ЛЕНТЫ, ЧИСЛО ЕЁ ПРОКЛАДОК И ПРОЧНОСТЬ ТКАНИ ОДНОЙ ПРОКЛАДКИ

Принимаем толщину прокледки δ0 = 1,4 мм (Табл. 90, / 1 /), толщину резиновых обкладок с рабочей стороны δ1 = 2 мм, с нерабочей стороны δ2 = 1,0 мм.

Материал ленты БКНЛ – 65.

ОПРЕДЕЛЯЕМ ТОЛЩИНУ РЕЗИНОТКАНЕВОЙ ЛЕНТЫ

δ = iδ + δ1 + δ2, (1.2)

где i – число прокладок; принимаем i = 3 (Табл. 90, / 1 /);

δ0 – толщина прокладки; δ1 – толщина резиновой обкладки с рабочей стороны ленты; δ2 – толщина резиновой обкладки с опорной стороны ленты.

δ = 3\* 1,4 + 2 + 1 = 7,2 мм

ОПРЕДЕЛЯЕМ ПОГОННЫЕ МАССЫ ГРУЗА И ЛЕНТЫ

(1.3)



, (1.4)



где ρл – плотность ленты, кг/м3. Принимаем

ρл = 1200 кг/м3.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГОННЫХ МАСС ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ РОЛИКОПОР

Для рабочей ветви конвейера:

, (1.5)



где Gр – масса ролика рабочей ветви;

lр – расстояние между роликами.

Для нерабочей (холостой) ветви:

, (1.6)



где Gх – масса ролика рабочей ветви; lx – расстояние между роликами.

Принимаем

Gр = 10,5 кг (Табл. 92, / 1 /).

Принимаем

Gх = 10,5 кг (Табл. 91, / 1 /).

Принимаем

lр = 0,4 м

lх = 0,8 м



ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПО УЧАСТКАМ КОНВЕЙЕРА



Рисунок 3. Схема к расчёту сопротивлений движению конвейера.

Сопротивление при загрузки зерна на рабочую ветвь ленты определяется по приближенной зависимости:

, (1.7)



где υ0 – начальная скорость движения ленты.

При υ0 = 0, получим

(1.8)



Сопротивление движению на горизонтальной части рабочей ветви:

(1.9)



где ωр – коэффициент сопротивления движению рабочей ветви. Принимаем ωр = 0,04



Сопротивление движению наклонного участка рабочей ветви:

(1.10)



Сопротивление движению наклонного участка нерабочей ветви:

, (1.11)



где ωх – коэффициент сопротивления движению нерабочей ветви. Принимаем

ωх = 0,035



Сопротивление движению нерабочей ветви на горизонтальном участке:

(1.12)



ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАТЯЖЕНИЯ ЛЕНТЫ В ХАРАКТЕРНЫХ ТОЧКАХ КОНВЕЙЕРА МЕТОДОМ ОБХОДА ПО КОНТУРУ

Для определения усилий натяжения ленты обход по контуру рекомендуется начинать с точки 1 (рисунок 3). В этой точке действует усилие натяжения с приводного барабана ветви ленты, т.е. F1 = Fнб. Из условия равновесия натяжения ленты в точке 2 равно:

(1.13)



Натяжение ленты в точке 3:

(1.14)



где С1 – коэффициент, учитывающий сопротивление на перегиб ленты при огибании натяжного барабана и трения в подшипниках. Для барабана с углом обхвата лентой < 900.

С1 = 1,03 … 1,05.



Натяжение ленты в точке 4:

(1.15)



Натяжение ленты в точке 5:

, (1.16)



где С2 – коэффициент, учитывающий сопротивление на перегиб ленты при огибании натяжного барабана и трения в подшипниках. Для барабана с углом обхвата лентой > 1800. С2 = 1,06 … 1,1.



Натяжение ленты в точке 6:

(1.17)



Натяжение ленты в точке 6:

(1.18)



В зависимости (19) два неизвестных F1 и F7, для определения этих усилий известна зависимость Л.Эйлера:

, (1.19)



где е – экспонента;

f – коэффициент трения между лентой и барабаном;

принимаем f = 0,25.

α – угол обхвата лентой приводного барабана;

принимаем α = π.

Совместим решение уравнений (18) и (19) определяем усилия F1 и F7.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОКРУЖНОЙ СИЛЫ НА ПРИВОДНОМ БАРАБАНЕ

(1.20)



ПРОВЕРКА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ЛЕНТЫ

(1.21)



где i – число прокладок ленты;

Fразр – разрывное усилие одной прокладки ленты, приходящиеся на единицу её ширины;

[S] – допускаемый запас прочности ленты.

Рекомендуется для бельтинговых лент [S] =9 … 12

Fразр = 65 для ленты БКНЛ – 65.



ПРОВЕРКА ПРОВИСАНИЯ ЛЕНТЫ НА ПРОЛЕТАХ МЕЖДУ РОЛИКАМИ

Для рабочей ветви:

(1.22)



где lр – расстояние между роликами рабочей ветви;

[fр] – допускаемое значение провисания ленты рабочей ветви. Принимаем [fр] = 0,03 м.



Для холостой ветви:

(1.23)



где lх – расстояние между роликами холостой ветви;

[fх] – допускаемое значение провисания ленты холостой ветви. Принимаем [fх] = 0,03 м.



ОПРЕДЕЛЯЕМ МОЩНОСТЬ ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА И ВЫБИРАЕМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ

(1.24)



где Ки – коэффициент учитывающий затраты мощности для преодоления сил инерции при пуске; Ки = 1,2 … 1,25

Ке – коэффициент учитывающий потери мощности на перегиб ленты на приводном барабане и трение в опорах; Ке = 1,1 … 1,15

η – КПД передаточного механизма привода, η = 0,85 … 0,9



Принимаем электродвигатель серии 4А с повышенным скольжением 4АС 71 А4 УЗ (Табл. 27 / 1 /).

Рg = 0,6 кВт

ng = 1350 мин -1

Ip = 0,0052 кг ·м3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ДЛЯ РЕЗИНОВЫХ ЛЕНТ

, (1.25)



где К – коэффициент диаметра барабана К = 125 … 140.

Принимаем Дпб = 400 мм



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПРИВОДА И ПОДБОР РЕДУКТОРА

, (1.26)



где ng и nб – частота вращения, соответственно двигателя и барабана

(1.27)



Принимаем редуктор типа Ц2 (Табл. 33 / 1 /). Ц2У – 125

Up = 12,5

Ттр = 500 Н·м

ηр = 0,97

Проверка по передаточному числу

(1.28)



(1.29)



РАСЧЕТ ВАЛА ПРИВОДНОГО БАРАБАНА И ВЫБОР ПОДШИПНИКА

Выбор муфты.

Расчетный момент муфты:

(1.30)



Принимаем муфту типа МУВП (Табл. 55, /1/ )

Д = 100 мм

Д1 = 71 мм

Окружное усилие передаваемое муфтой

(1.31)



Силы, действующие на вал.



Рисунок 4 Расчетная схема



Расчетная схема в виде балки на шарнирных опорах.



Рисунок 5. Эпюра изгибающих и крутящих моментов

Принимаем

lм = 162 мм; l = 600 мм

Сумма моментов относительно точки В.

(1.32)



Сумма моментов относительно точки А.

(1.33)



Проверка:



Изгибающий момент в точке В равен:

(1.34)



Изгибающий момент в точке А равен:

(1.35)



Крутящий момент равен:

(1.36)



Определение эквивалентного момента по III теории прочности.

(1.37)



Определяем диаметр вала из условия прочности на изгиб.

(1.38)



Для вала изготовленного из материала сталь 45 [σ] = 120 Мпа.

(1.39)



Выбор подшипников качения к валу приводного барабана.

Подшипники качения рассчитывают по динамической грузоподъемности. Наиболее нагружена опора А RA > RB.

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку по формуле:

, (1.40)



где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; X = 1.

ν – коэффициент учитывающий какое кольцо вращается. При вращение внутреннего кольца; v = 1, Кб – коэффициент безопасности, Кб = 1,4;

Кт – температурный коэффициент, Кт = 1, при нагреве до 100 0 С;

Fa – осевая нагрузка, Fa = 0;

Fr – радиальная нагрузка, Н·м Fr = RA = 257 Н·м;



Принимаем подшипники качения шариковые радиальные.

По диаметру вала берём подшипники средней серии (3) 306 для диаметра вала d = 30 мм. (Табл. 24.10 / 3 /).

Подшипник 306 ГОСТ 8338 – 75

Динамическая грузоподъемность Сr = 28.1 кH;

Статическая грузоподъёмность Соr = 14,6 кН.

Требуемая динамическая грузоподъёмность определяется по формуле :

, (1.41)



где L – поминальная долговечность;

а1 – коэффициент качества, а1 = 1;

а2 – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность особых свойств металла деталей подшипника и условий его эксплуатации а2 = 0,8.

Номинальная долговечность определяется по формуле:

, (1.42)



где Lh – расчетная долговечность, ч Lh = 15000 – 20000 ч;

n – частота вращения вала, n = 119 мин –1.



Так как расчетная динамическая грузоподъёмность больше требуемой, то подшипник 306 пригоден.

РАСЧЕТ НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА



Рисунок 6. Расчетная схема



Суммарное усилие:



На натяжное устройство действует крутящий момент Т и сила Fсум изгибающая вал.

Из формулы (1.28 / 2 /), для винтового натяжного устройства находим усилие затяжки винта:

, (1.43)



где Кзат – коэффициент затяжки, Кзат = 3,5 … 4,5

Fв – усилие на винт натяжного устройства

, (1.44),



Расчетное усилие на винт:

, (1.45)



где χ – коэффициент внешней нагрузки. Принимаем

χ = 0,3,



Условие прочности на растяжение винта:

, (1.46)



где [σ] = 80 … 100 МПа;

d1 – внутренний диаметр резьбы.

Из условия прочности на растяжение винта определяем внутренний диаметр резьбы:



Принимаем винт М12

d1 = 10.106 мм, d = 12 мм.

#### ВЫВОДЫ

В результате выполнения курсового проекта были произведены проектные расчеты на прочность и жёсткость основных узлов и деталей ленточного конвейера, а также получены их размеры:

ширина ленты В = 400 мм;

диаметр приводного барабана Дб = 400 мм;

диаметр натяжного барабана Дн = 320 мм;

диаметр вала приводного барабана d = 30 мм.

Выбрали конструкции опор ленты, приводного и натяжного устройства, подобрали электродвигатель, редуктор, муфту.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Проектирование и расчет подъёмно – транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения / Под ред. С.А. Ерохина и А.В. Карпа – М. : Колос, 1999. – 228 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для машиностр. спец. вузов. – 4 – е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с., ил.
3. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / Под ред. С.А. Казака – М.: Высшая школа, 1989 – 319с.
4. Дунаев П.Ф., Леников О.П. Конструирование узлов и деталей машин : Учеб. Пособие для техн. спец. вузов. – 5 изд. перераб. и доп. – М.: Высшая шк., 1998. – 447 с.