

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

А.Н. Холодилин

РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

Рекомендовано ученым советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по программам высшего образования по направлениям подготовки:

18.03.02. Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии,

15.03.02. Технологические машины и оборудование

Оренбург
2017

УДК 664.004.3(076.5)
ББК 36.81-5я7
Х 73

Рецензент - доктор технических наук, профессор П.В. Медведев

Холодили́н, А.Н.
Х 73 Расчет конвейеров: учебное пособие / А.Н. Холодили́н;
Оренбургский гос. ун – т. – Оренбург: ОГУ, 2017. – 126 с.
ISBN 978-5-7410-1729-6

Учебное пособие содержит схемы конвейеров, характеристику транспортируемых грузов, примерный перечень вариантов расчетных заданий, методику расчета, примеры расчетов с пояснениями и список рекомендуемой литературы.

Учебное пособие предназначено для выполнения практических занятий и курсовых проектов по дисциплинам «Подъемно – транспортные установки» и «Подъемно – транспортные устройства» для студентов, обучающихся по программам высшего профессионального образования по направлениям подготовки:

18.03.02. Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии, профиль «Машины и аппараты химических производств»;

15.03.02. Технологические машины и оборудование, профиль «Машины и аппараты пищевых производств».

УДК 664.004.3(076.5)
ББК 36.81-5я7

ISBN 978-5-7410-1729-6

© Холодили́н А.Н., 2017
© ОГУ, 2017

Содержание

1 Схемы трасс конвейеров с тяговым элементом.....	4
2 Характеристика транспортируемых грузов.....	5
3 Расчетные задания.....	7
4 Методика расчета ленточного конвейера.....	8
5 Пример расчета ленточного конвейера.....	29
6 Методика расчета пластинчатого конвейера.....	48
7 Пример расчета пластинчатого конвейера.....	59
8 Методика расчета скребкового конвейера.....	73
9 Пример расчет скребкового конвейера.....	79
10 Методика расчета ковшевого элеватора.....	91
11 Пример расчета ковшевого элеватора.....	98
12 Методика расчета винтового конвейера.....	109
12.1 Расчетные задания.....	115
13 Пример расчета винтового конвейера.....	115
14 Содержание курсового проекта.....	123
Список использованных источников.....	126

1 Схемы трасс конвейеров с тяговым элементом

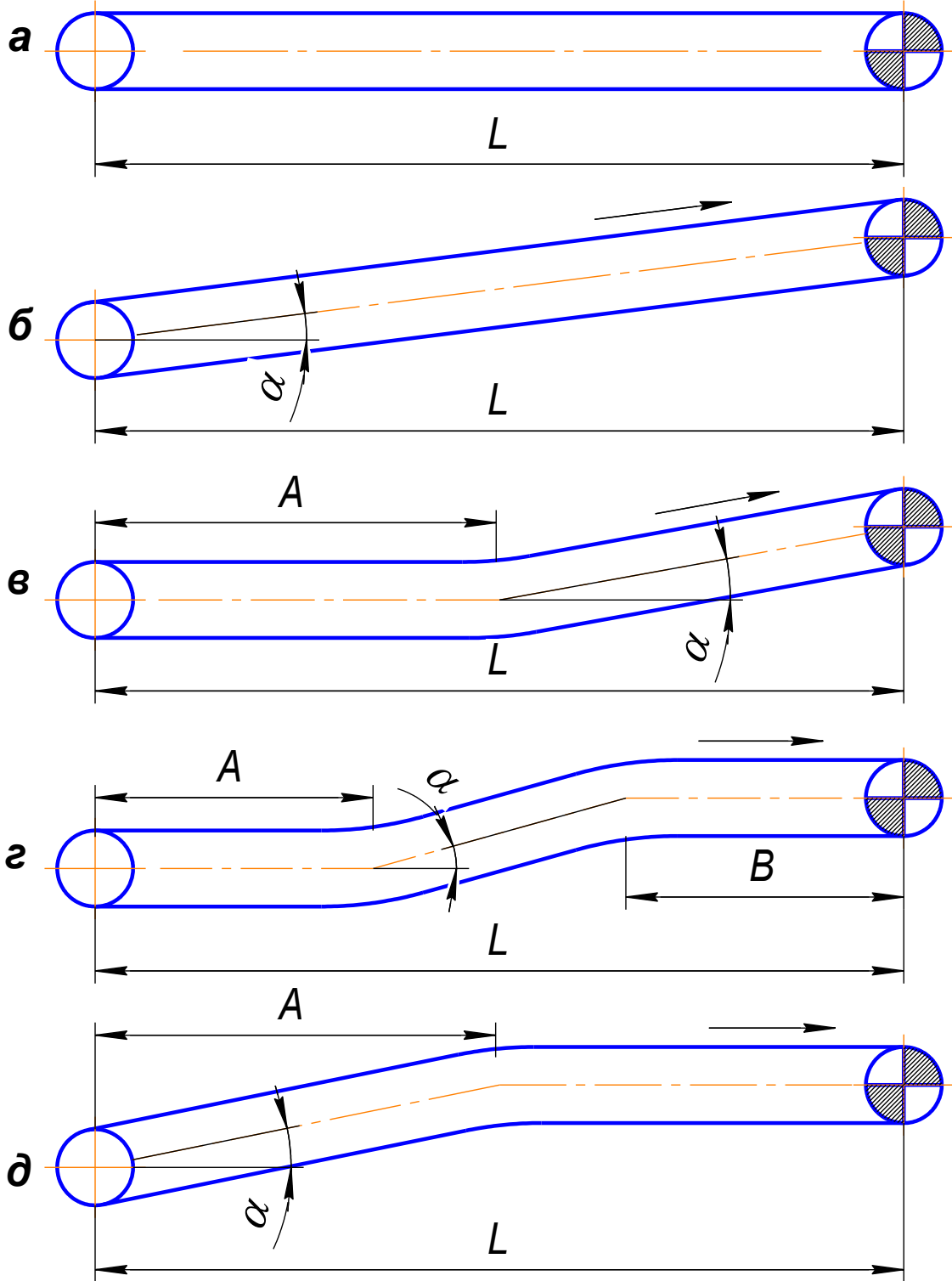
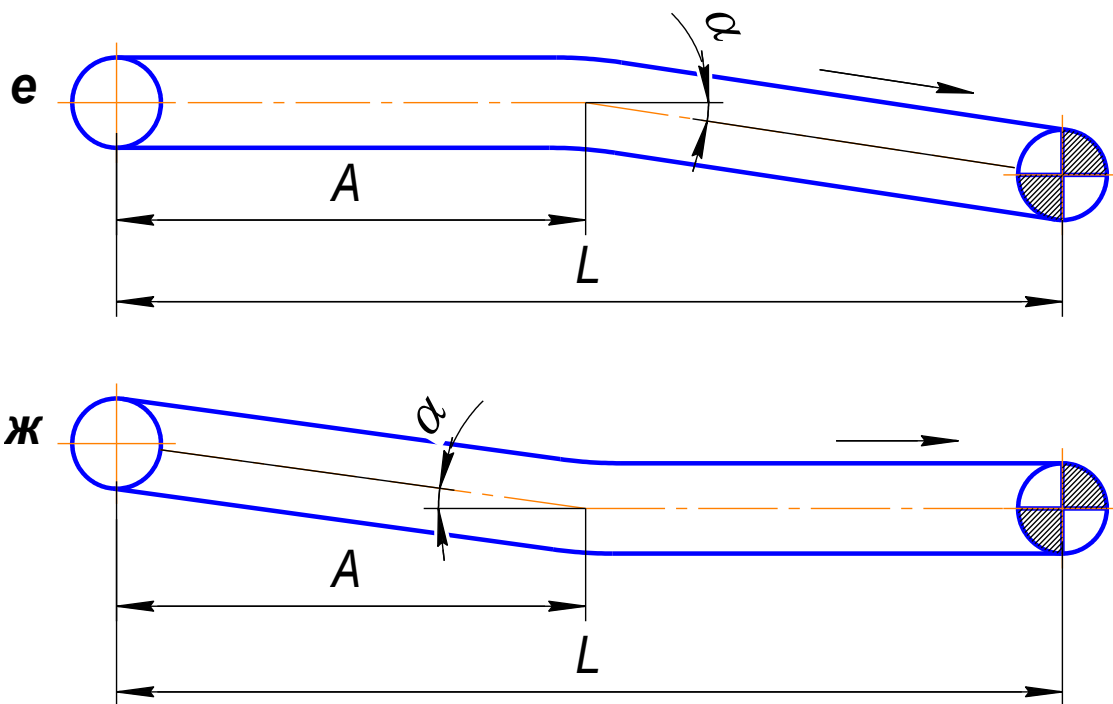


Рисунок 1.1 - Схемы трасс



а – горизонтального, б – наклонного, в – горизонтально-наклонного, г – горизонтально – наклонно - горизонтального, д – наклонно – горизонтального, е – горизонтально-наклонного, ж – наклонно-горизонтального.

Рисунок 1.1 – Лист 2

2 Характеристика транспортируемых грузов

Таблица 2.1 – Сыпучий продукт

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Насыпная плотность $\rho_H; \text{кг/м}^3$.	720	980	940	890	840	820	760	720	680	620
Угол естественного откоса, β^0 .	36	34	32	29	32	28	34	31	29	27
Коэффициент трения, f	0,42	0,36	0,28	0,3	0,34	0,24	0,32	0,34	0,27	0,36

Таблица 2.2 – Кусковой продукт

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Эквивалентный диаметр: $d_{\text{э}}, \text{м.}$	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
Насыпная плотность $\rho_{\text{н}}; \text{кг/м}^3.$	996	880	840	720	660	620	560	430	480	420
Угол естественного откоса, β° .	44	42	36	40	30	28	34	26	28	32
Коэффициент трения, f .	0,38	0,32	0,28	0,36	0,4	0,26	0,24	0,34	0,32	0,3

Таблица 2.3 – Тарный груз

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Пластмассовые ящики: габариты, масса, кг.	600 x 400 x 410				430 x 345 x 285			500 x 300 x 264		
	50	40	30	20	25	35	50	35	20	30
Бумажные кули: габариты, масса, кг.	850 x 600 x 150				600 x 350 x 100			400 x 250 x 100		
	50	35	25	15	50	35	25	30	20	10
Картонные коробки: габариты, масса кг.	500 x 626 x 300				500 x 500 x 250			317 x 285 x 162		
	45	40	35	20	45	35	25	40	30	20
Пластмассовые канистры: габариты, масса кг.	300x300x400				400x400x500			350x350x400		
	40	35	30	25	60	40	30	50	35	30

3 Расчетные задания

Таблица 3.1 – Примерный перечень вариантов расчетных заданий

№ Вари- анта	Тип конвей- ера	Схема трас- сы	Геометрические параметры конвейера				Расчетная произво- дитель- ность Q, т/ч	Харак- теристика груза	
			L,м.	A, м	B, м	$\alpha,^\circ$.		Табл.	Вари- ант
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	пла- стинча- тый	б	60	-	-	15	50	2.3 ящики	8
2	ленточ- ный	в	45	15	-	5	75	2.1	6
3	скреб- ковый	д	50	30		22	40	2.2	1
4	ковше- вый	б	10	-	-	90	25	2.1	3
5	пластин- чатый	а	45	-	-	-	20	2.3 короб- ки	5
6	пластин- чатый	в	100	30	-	5	30	2.3 кули	4
7	полощ- ный	б	30	-	-	75	25	2.3 кули	2
8	ленточ- ный	г	100	25	40	10	45	2.3 ящики	3
9	ленточ- ный	б	35	-	-	15	35	2.3 короб- ки	10
10	скребко- вый	б	75	-	-	15	35	2.2	6
11	пластин- чатый	е	40	15	-	5	32	2.2	6
12	пластин- чатый	д	30	10	-	7	45	2.1	3
13	ленточ- ный	е	80	35	-	3	60	2.2	6
14	ленточ- ный	г	100	30	20	5	100	2.1	4
15	ленточ- ный	ж	120	30	-	12	140	2.1	3

4 Методика расчета ленточного конвейера

4.1 По роду груза и расчетной производительности выбираем скорость транспортирования и определяем ширину ленты B_L , м.

Таблица 4.1 – Рекомендуемая скорость

Перемещаемый продукт	Скорость ленты: v , м/с.
1	2
Легкосыпучий груз	0,8 – 1,2
Сыпучий продукт	2,0 – 4,5
Кусковые грузы	1,0 – 2,0
Овощи, фрукты	0,5 – 1,0
Мешки	0,6 – 1,2
Ящики	0,5 – 1,0
Штучные грузы до 20 кг	1,2 – 1,6

При транспортировании сыпучих и кусковых грузов,

$$B_L = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{v \cdot \rho_H \cdot K_H \cdot K_1}} + 0,05 \right), \quad (4.1)$$

где Q – расчетная производительность, т/ч;

v – скорость движения ленты, м/с;

ρ_H – насыпная плотность груза, кг/м³;

K_H – коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза, и зависящий от угла наклона конвейера в месте загрузки;

K_1 – коэффициент, учитывающий тип роликовых опор.

Таблица 4.2 – Значения коэффициента K_H

Угол наклона конвейера, α° .	0 - 10	10 - 15	15 - 20	20 - 25
1	2	3	4	5
Коэффициент K_H	1	0,95	0,9	0,85

Для штучных грузов, ширину ленты $B_{л}$, м. определяем

$$B_{л} = H + (0,1 - 0,2), \quad (4.2)$$

где H – ширина штучного груза (может быть принят максимальный размер груза), м.

В зависимости от вида транспортируемого груза, по ГОСТ 22645 – 77 выбираем роликовые опоры рабочей ветви, и определяем угол откоса насыпи груза.

Таблица 4.3 – Значения коэффициента K_1 , учитывающего тип роликовых опор

Тип роликовых опор	Угол наклона роликов, α_p^0 .	Угол откоса насыпи груза на ленте при ее движении, $\varphi = (0,35 - 0,5) \cdot \beta$	
		15	20
1	2	3	4
Прямые	-	0,24	
Желобчатая двухроликовая	15	0,45	0,535
Желобчатая трехроликовая	30	0,47	0,55
	45	0,55	0,625
	60	0,585	0,655

Полученное расчетное значение ширины ленты округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 20 – 85.

Ширина ленты по ГОСТ 20 – 85.

Ширина ленты, мм. ... 300 400 500 650 800 1000 1200 1400 1600

Число прокладок, шт. 3-4 3-5 3-6 3-7 4-8 5-10 6-12 7-12 8-12

4.2 Определяем массу одного метра ленты $q_{л}$, кг/м,

$$q_{л} = 12 \cdot B_{л}, \quad (4.3)$$

где $B_{л}$ – ширина ленты, м.

4.3 Выбираем тип роликовых опор холостой ветви, которые установлены
ГОСТ 22645 - 77.

Таблица 4.4 – Прямые роликовые опоры

Диаметр, мм	Ширина ленты, мм	Масса, кг
1	2	3
89	400	6,0
89	500	7,5
89	650	10,5
102	400	7,7
102	500	9,8
102	650	10,5
102	800	14
108	800	19,0
108	1000	21,5
108	1200	26,0

Таблица 4.5 – Желобчатые роликовые опоры

Обозначение	Ширина ленты, мм	α_P^0	Масса q_P , кг
1	2	3	4
РЖ – 40 – 30	400	30	10,5
РЖ – 40 – 45	400	45	10,7
РЖ – 40 – 60	400	60	10,8
РЖ – 50 – 30	500	30	12,0
РЖ – 50 – 45	500	45	12,1
РЖ – 50 – 60	500	60	12,2
РЖ – 65 – 30	650	30	13,6
РЖ – 65 – 45	650	45	13,8
РЖ – 65 – 60	650	60	13,9
РЖ – 80 – 30	800	30	18,0
РЖ – 80 – 45	800	45	18,4
РЖ – 80 – 60	800	60	18,9
РЖ – 100 – 30	1000	30	23,4
РЖ – 100 – 45	1000	45	24,2
РЖ – 100 – 60	1000	60	25,2
РЖ – 120 – 30	1200	30	27,0
РЖ – 120 – 45	1200	45	27,6
РЖ – 120 - 60	1200	60	28,4

Таблица 4.6 – Расстояние между роликовыми опорами (мм)

Ширина ленты, мм	Холостая ветвь	Рабочая ветвь с желобчатой лентой
1	2	3
400	2700 - 4000	1400 - 1700
500	2400 - 3600	1300 - 1600
650	2100 - 3300	1350 - 1500
800	1800 - 3000	1200 - 1350
1000 - 1200	1500 - 2700	1050 - 1200

Определяем погонную массу роликовых опор, рабочей q_P^P и холостой q_P^X ветви, кг/м

$$q_P^P = q_P / l_P, \quad (4.4)$$

$$q_P^X = q_P / l_X, \quad (4.5)$$

где q_P – масса роликовых опор, кг;

l_P и l_X – расстояние между роликовыми опорами рабочей и холостой ветви, м.

4.4 Определим массу груза q_G , кг/м, на одном метре ленты

- для сыпучего продукта
$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v}; \quad (4.6)$$

- для штучных грузов
$$q_{ГШ} = m / l, \quad (4.7)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

v – скорость тягового элемента, м/с;

m – масса штучного груза, кг;

l – расстояние между грузами на ленте, м,

$$l = 3,6 \cdot \frac{m}{Q} \cdot v. \quad (4.8)$$

4.5 Рассчитываем необходимые геометрические параметры конвейера и проводим тяговый расчет, предварительно разбив контур трассы (рисунок 4.1) на участки по видам сопротивлений.

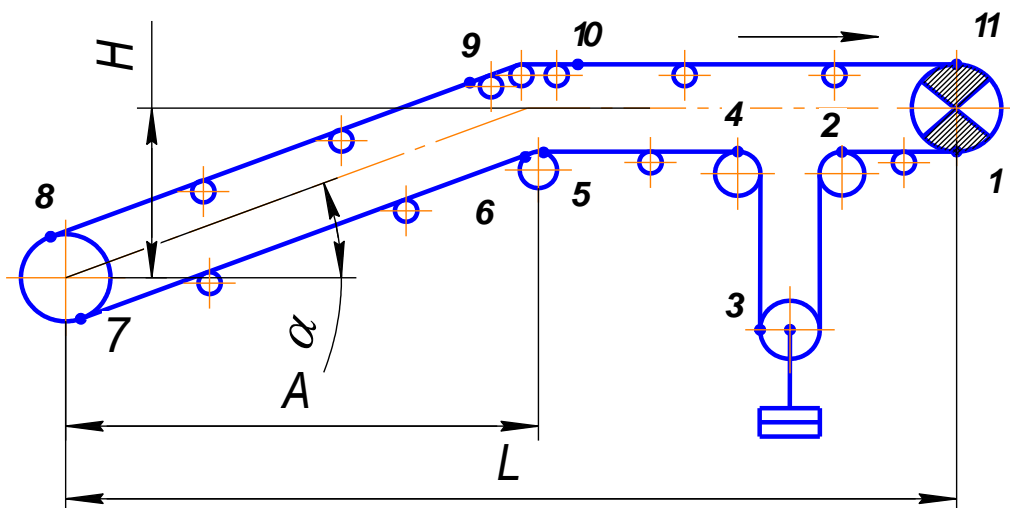


Рисунок 4.1 – Разбивка контура трассы на участки

Участок 1 – 1.

Натяжение тягового элемента в точке один F_1 , Н, принимаем

$$F_1 = F_{CB}, \quad (4.9)$$

где F_{CB} – натяжение тягового элемента в точке сбегаания ленты с приводного барабана, Н.

Натяжение тягового элемента в точке два F_2 , Н,

$$F_2 = F_1 + W_{1-2}, \quad (4.10)$$

где W_{1-2} – сила сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке 1 - 2 холостой ветви, Н,

$$W_{1-2} = g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot l_{1-2} \cdot w_{XP}, \quad (4.11)$$

где g – ускорение свободного падения, m/s^2 ;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, кг/м;

l_{1-2} – длина прямого участка холостой ветви, (выбирается конструктивно) м;

w_{XP} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви.

Подставив уравнение (4.11) в (4.10) получим

$$F_2 = F_1 + g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot l_{1-2} \cdot w_{XP}, \quad (4.12)$$

Участок 2-3.

Так как на этом участке лента движется вниз, натяжение тягового элемента в точке три F_3 , H ,

$$F_3 = \xi_B \cdot F_2 - g \cdot q_L \cdot l_{2-3}, \quad (4.13)$$

где ξ_B – коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

g – ускорение свободного падения, m/c^2 ;

q_L – масса одного метра ленты, kg/m ;

l_{2-3} – длина участка (выбирается конструктивно), m .

Таблица 4.7 – Коэффициенты сопротивления w_{XP} , w_{PP} , роликовых опор

Условия работы конвейера	Роликовые опоры	
	желобчатые	прямые
1	2	3
В чистом и сухом помещении	0,02	0,018
В отапливаемом помещении с незначительным содержанием абразивной пыли	0,025	0,022
Передвижные и переносные конвейеры при хороших условиях работы	0,035	0,03
В не отапливаемых помещениях, с повышенной влажностью, или на открытом воздухе (возможно, большое количество пыли)	0,04	0,035

Таблица 4.8 – Коэффициент сопротивления ξ_B

Угол обхвата барабана лентой, α^0	< 90	90	180
1	2	3	4
ξ_B	1,03	1,04	1,06

Участок 3 – 4.

Натяжение тягового элемента в точке четыре F_4 , Н,

$$F_4 = \xi_B \cdot F_3 + g \cdot q_L \cdot l_{3-4}, \quad (4.14)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

l_{3-4} – длина участка (выбирается конструктивно), м.

Участок 4 – 5.

Натяжение тягового элемента в точке пять F_5 , Н, с учетом силы сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке холостой ветви

$$F_5 = \xi_B \cdot F_4 + W_{4-5}, \quad (4.15)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

W_{4-5} – сила сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке 4 - 5 холостой ветви, Н,

$$W_{4-5} = g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot l_{4-5} \cdot w_{XP}, \quad (4.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, кг/м;

l_{4-5} – длина прямого участка холостой ветви, м;

w_{XP} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви.

Подставив (4.16) в (4.15), получим

$$F_5 = \xi_B F_4 + g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot l_{4-5} \cdot w_{XP}. \quad (4.17)$$

Участок 5 – 6.

Натяжение тягового элемента в точке шесть F_6 , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании поворотного барабана

$$F_6 = \xi_B \cdot F_5, \quad (4.18)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана.

Участок 6 – 7.

Натяжение тягового элемента F_7 , Н, в точке семь, с учетом силы сопротивления перемещению ленты на наклонном участке холостой ветви

$$F_7 = F_6 + W_{6-7}, \quad (4.19)$$

где W_{6-7} – сила сопротивления перемещению ленты на наклонном участке 6 – 7 холостой ветви, Н,

$$W_{6-7} = g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot (L - B) \cdot w_{XP} - g \cdot q_L \cdot H, \quad (4.20)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м ;

q_P^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, кг/м ;

$(L - B)$ – длина горизонтальной проекции наклонного участка холостой ветви, м ;

w_{XP} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви;

$H = A \cdot \text{tg} \alpha$ - высота подъема наклонного участка конвейера, м .

Подставив (4.20) в (4.19), находим

$$F_7 = F_6 + g \cdot (q_L + q_P^X) \cdot (L - B) \cdot w_{XP} - g \cdot q_L \cdot H. \quad (4.21)$$

Участок 7 – 8.

Натяжение тягового элемента в точке восемь F_8 , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании натяжного барабана,

$$F_8 = \xi_B \cdot F_7, \quad (4.22)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана.

Участок 8 – 9.

Натяжение в точке девять F_9 , H , с учетом сил сопротивления возникающих: при перемещении ленты в пункте загрузки и на наклонном участке рабочей ветви конвейера

$$F_9 = F_8 + W_{ЗАГР} + W_{8-9}, \quad (4.23)$$

где $W_{ЗАГР}$ – сила сопротивления в месте загрузки, H ;

W_{8-9} – сила сопротивления, на наклонном участке рабочей ветви конвейера, H ,

$$W_{ЗАГР} = \frac{C \cdot v \cdot Q}{3,6}; \quad (4.24)$$

где $C = 1,3 - 1,5$ коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта и стенки воронки, и , зависящий от физико-механических свойств груза;

v – скорость движения ленты, м/с;

Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

$$W_{8-9} = g \cdot (q_L + q_P^P + q_G) \cdot (L - B) \cdot w_{PP} + g \cdot (q_L + q_G) \cdot H, \quad (4.25)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^P – погонная масса роликовых опор рабочей ветви, кг/м;

q_G – масса груза на одном метре ленты, кг/м;

l_{8-9} – длина наклонного участка рабочей ветви, м;

α – угол наклона конвейера, град;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви;

$H = A \cdot \operatorname{tg} \alpha$ - высота подъема наклонного участка конвейера, м.

Подставляя (4.24) и (4.25) в уравнение (4.23) получим,

$$F_9 = F_8 + \frac{C \cdot v \cdot Q}{3,6} + g \cdot (q_L + q_P^P + q_G) \cdot (L - B) \cdot w_{PP} + g \cdot (q_L + q_G) \cdot H, \quad (4.26)$$

Участок 9 – 10.

Натяжение в точке десять F_{10} , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании роликовых опор,

$$F_{10} = F_9 \cdot e^{\delta \cdot W_{PP}}, \quad (4.27)$$

где δ – угол огибания лентой роликовых опор, рад;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви.

Участок 10 – 11.

Натяжение тягового элемента в точке одиннадцать F_{11} , Н, с учетом сил сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера,

$$F_{11} = F_{10} + W_{10-11}, \quad (4.28)$$

где W_{10-11} – сила сопротивления, на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера, Н,

$$W_{10-11} = g \cdot (q_L + q_P^P + q_G) \cdot B \cdot w_{PP}, \quad (4.29)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^P – погонная масса роликовых опор рабочей ветви, кг/м;

q_G – масса груза на одном метре ленты, кг/м;

l_{10-11} – длина горизонтального участка рабочей ветви, м;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви.

Подставляя выражение (4.29) в (4.28), найдем натяжение тягового элемента F_{11} , в точке одиннадцать, Н,

$$F_{11} = F_{10} + g \cdot (q_L + q_P^P + q_G) \cdot B \cdot w_{PP}. \quad (4.30)$$

При отсутствии скольжения ленты по барабану, зависимость между натяжениями набегающей и сбегающей ветви по уравнению Эйлера можно записать так

$$F_{HB} = F_{CB} \cdot e^{f \cdot \alpha_B}. \quad (4.31)$$

где f – коэффициент трения ленты о приводной барабан;

α_B – угол обхвата приводного барабана лентой, град.;

F_{HB} – натяжение тягового элемента в точке набегания на приводной барабан, Н;

F_{CB} – натяжение тягового элемента в точке сбегания ленты с приводного барабана, Н.

Таблица 4.9 – Значения коэффициентов трения ленты о барабан

Барабан	Атмосфера	Коэффициент трения f	Значение $e^{f \cdot \alpha_B}$ При $\alpha_B = 180^\circ$
1	2	3	4
Чугунный или стальной	Очень влажная	0,1	1,37
С резиновой футеровкой	То же	0,15	1,6
Чугунный или стальной	Влажная	0,2	1,87
С резиновой футеровкой	То же	0,25	2,18
Чугунный или стальной	Сухая	0,3	2,56
С резиновой футеровкой	То же	0,4	3,51

Так как $F_{HB} = F_{11}$, а $F_{CB} = F_1$, то

$$F_{11} = e^{f \cdot \alpha_B} \cdot F_1. \quad (4.32)$$

Составив систему уравнений, рассчитаем натяжения в конечных точках участков, и, определим максимальное усилие.

4.6 Необходимая величина минимального натяжения ленты, F_{\min} , Н, на рабочей ветви конвейера,

$$F_{\min} = F_8. \quad (4.33)$$

$$[F_{\min}] \geq (4 - 5) \cdot g \cdot (q_G + q_L) \cdot l_P, \quad (4.34)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_G – масса груза на одном метре ленты, кг/м;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

l_P – расстояние между роликами рабочей ветви конвейера, м.

4.7 Тяговое усилие на приводном барабане , F_0 , Н,

$$F_0 = F_{\max} - F_1. \quad (4.35)$$

где F_{\max} – максимальное натяжение тягового элемента в контуре трассы,

Н;

F_1 - натяжение тягового элемента, в точке один, Н.

4.8 При определении диаметров барабанов конвейера (приводного, натяжного, поворотного и отклоняющего) необходимо учитывать, что внутренние слои ленты подвергаются сжатию, а наружные – растяжению. Между слоями возникают касательные напряжения, которые зависят от диаметра барабана.

Максимальное натяжение ленты возникает на приводном барабане, поэтому его диаметр должен быть наиболее рациональным.

При использовании резинотканевых лент, диаметр приводного барабана, D_B , мм и толщину ленты, можно рассчитать следующим образом

$$D_B = K_B \cdot K_T \cdot Z, \quad (4.36)$$

где Z – число тканевых прокладок в ленте, шт;

K_T – коэффициент зависящий от прочности тканевых прокладок, мм/шт;

K_B – коэффициент, зависящий от типа барабана:

- $K_B = 1,0 - 1,1$ – для приводного барабана;
- $K_B = 0,8 - 0,9$ – для для натяжного барабана;
- $K_B = 0,5$ – для отклоняющего.

Требуемое число тканевых прокладок в ленте

$$Z = \frac{F_{\max} \cdot K_L}{\sigma_P}, \quad (4.37)$$

где $F_{\max} = F_{11}$ -максимальное тяговое усилие, Н;

K_L – коэффициент запаса прочности ленты;

σ_P - предел прочности тканевой прокладки ленты на разрыв, Н/мм.

Таблица 4.10 – Коэффициент запаса прочности ленты K_L

Лента	Вид трассы конвейера	
	горизонтальная	наклонная
Бельтинговая	10	11 – 12
Синтетическая	9	10
Резинотроссовая	8	9 - 10

Таблица 4.11 – Характеристика резиноканевых лент по ГОСТ 20 - 85

Параметры	Ленты							
	с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфирных и хлопковых)		с основой и утком из полиамидных нитей				с основой из полиэфирных, утком из полиамидных нитей	
	БКНЛ-65	БКНЛ-65-2	ТА-100; ТК-100	ТК – 200 -2	ТА-300; ТК-300	ТА-400; ТК-400; МК-400/120-3	ТЛК – 200	ТЛК - 300
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Предел прочности ткани по основе, σ_p , Н/мм	65	65	100	200	300	400	200	300
Коэффициент K_T , мм/шт.	125 – 140	125 – 140	140 – 160	170 – 180	180 – 190	190 – 200	170 – 180	180 – 190
Толщина прокладки, δ_0 , мм	1,2	1,2	1,1	1,6	1,9	3,0	1,6	1,9
Число прокладок	3 - 5	3 – 5	3 - 6	3 - 6	3 - 8	3 - 8	3 - 6	3 - 8

Продолжение таблицы 4.11

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Толщина* обкладки, мм: δ_2/δ_1	1/3	2/4	2/4	2/6	2/6	2/6	2/6	2/6
Ширина ленты	100; 200; 300; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 2000; 2500; 2750; 3000 мм							
* - В числителе дана толщина нижней обкладки, а в знаменателе - верхней.								

П р и м е ч а н и я

1. Ткани ГА – с применением анида; ТК – с применением капрона; ТЛ – с применением лавсана; ТЛК – с применением лавсана и капрона; БКНЛ – с применением хлопка и лавсана.

2. Пример условного обозначения ленты конвейерного типа 2, общего назначения, шириной 650 мм с тремя прокладками из ткани ТК -100, с рабочей обкладкой толщиной 3 мм из резины класса Б:

Лента 2х650х3ТК – 100х3 Б ГОСТ 20 - 85

Правильность выбора диаметра барабана проверяют по среднему давлению $q_{CP} = 100 - 110$ кПа

$$D_B \geq \frac{360^0 \cdot F_0}{q_{CP} \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f \cdot B_{Л}}, \quad (4.38)$$

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, кПа;

α – угол обхвата барабана лентой, град;

f – коэффициент сцепления ленты с барабаном;

$B_{Л}$ – ширина ленты, м.

и округляют до ближайшего размера из нормального ряда в соответствии с ГОСТ 22644 - 77.

Толщину ленты δ , мм, находим

$$\delta = \delta_0 \cdot Z + \delta_1 + \delta_2, \quad (4.39)$$

где δ_0 – толщина прокладки, мм;

δ_1 - толщина верхней (рабочей) обкладки, мм;

δ_2 - толщина нижней обкладки, мм.

Значения δ_0, δ_1 и δ_2 приведены в таблице 4.11.

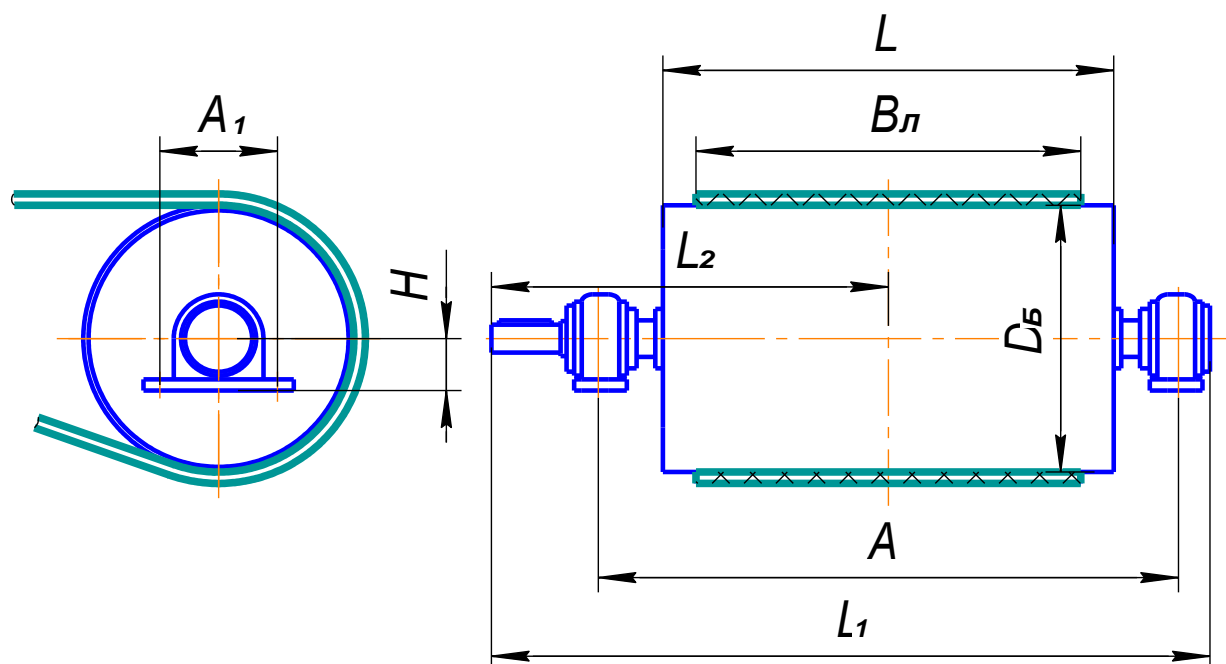


Рисунок 4.2 – Схема приводного барабана

Таблица 4.12 – Значения параметров приводного барабана

Ширина ленты $B_{л}$, мм	Размеры, мм							Масса кг
	$D_{б}$	A	A_1	L	L_1	L_2	H	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
400	250	730	170	500	917	500	120	53
	400	730	270	500	990	557	195	127
500	250	850	210	600	1225	565	155	90
	400	850	210	600	1110	617	155	130
	500	1100	240	600	1200	665	175	140
650	400	1000	270	750	1520	622	185	175
	500	1100	270	750	1140	647	195	222
	630	1260	270	750	1290	722	195	240
	670	1260	270	750	1520	852	195	341
800	500	1300	340	950	1678	940	240	335
	630	1300	340	950	1700	1000	240	385
	800	1350	340	950	1860	1040	240	480
	1000	1500	470	950	1878	1072	240	685
1000	500	1500	390	1150	1770	1200	280	475
	630	1500	390	1150	1850	1240	280	760
	800	1720	390	1150	2158	1300	280	840
1200	800	1920	390	1350	2358	1300	280	910
	1000	1950	470	1350	2460	1372	340	1300

Помимо формулы (4.36), при определении диаметра барабана D_B , мм, можно воспользоваться формулой

$$D_B = K_M \cdot Z, \quad (4.40)$$

где Z – число тканевых прокладок в ленте, шт;

K_M – коэффициент, зависящий от типа ленты:

$K_M = 125 - 200$ – для резинотканевой ленты;

$K_M = 100 - 150$ – для лент из комбинированных тканей;

$K_M = 150 - 300$ – для лент из синтетических материалов.

Полученная расчетная величина округляется до ближайшего значения в соответствии с ГОСТом.

4.9 В тех случаях, когда длина конвейера $L < 35$ метров, устанавливают механические натяжные устройства, состоящие из пары винт – гайка (винтовые натяжные устройства), а при большей длине – грузовые.

Пару винт – гайка, устанавливают на обоих концах оси натяжного барабана, таким образом, чтобы она работала на растяжение или сжатие. Гайки крепятся к раме натяжной станции, а винты обеспечивают перемещение ползунов, в которых крепятся концы оси натяжного барабана. Перемещение ползунов может осуществляться одним или двумя винтами.

Ход натяжного устройства назначают, в соответствии с рекомендациями [1], равным 1,5 шага цепи,

$$L_H = 1,5 \cdot t_{Ц}, \quad (4.41)$$

При расчете винтового натяжного устройства, определяется средний диаметр резьбы винта и высота гайки.

Расчетное значение среднего диаметра резьбы винта, определяется следующим образом,

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot [q] \cdot \psi}}, \quad (4.42)$$

где F_H – осевое усилие натяжения, Н, в соответствии с рисунком 4.1, $F_H = 0,5(F_7 + F_8)$;

$\psi = 1,5 - 2,0$ – коэффициент запаса;

$[q]$ – допускаемое напряжение в паре винт - гайка, зависящее от материала пары:

- для закаленной стали по бронзе – 10 – 13 МПа;
- для незакаленной стали по бронзе – 8 – 10 МПа;
- по антифрикционному чугуну – 6 – 7 МПа;
- по серому чугуну 4 – 5 МПа.

По расчетному значению диаметра резьбы d_B , м, выбирают стандартную трапецеидальную или упорную резьбу.

Расчетное значение высоты гайки,

$$H_G = \psi \cdot d_B, \quad (4.43)$$

остальные размеры гайки выбирают в соответствии со стандартом.

Если отношение длины l винта к расчетному значению среднего диаметра резьбы d_B , $l / d_B > 10$ - винты, работающие на сжатие, необходимо проверяются на устойчивость:

$$n_Y = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_1^4}{F_H \cdot l^2 \cdot 64} \geq [n_Y]. \quad (4.44)$$

где $[n_Y] = 2,5 - 4,0$, - допускаемый запас устойчивости;

d_1 – внутренний, стандартный диаметр резьбы винта, м;

E – модуль упругости материала винта, Па;

l – длина натяжного винта, м.

При невыполнении данного условия, выбирают винт большего диаметра.

Расчет грузового натяжного устройства сводится к определению массы груза, подвешиваемого к натяжному барабану конвейера.

Масса натяжного груза, G_{HG} , кг,

$$G_{HG} = [(F_2 + F_3) / g] - G_B, \quad (4.45)$$

где F_2 – натяжение тягового элемента в точке два, Н;

F_3 – натяжение тягового элемента в точке три, Н;

g - ускорение свободного падения, м/с²;

G_B – масса натяжного барабана с подшипниками, кг.

4.10 Потребляемая мощность электродвигателя, N , кВт, для привода конвейера

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{ПП}}, \quad (4.46)$$

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, Н;

v – скорость движения ленты, м/с;

$\eta_{ПП}$ - КПД привода.

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

4.11 Определяем частоту вращения, n_B , мин⁻¹, приводного барабана

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B}, \quad (4.47)$$

где v – скорость движения ленты, м/с;

D_B – диаметр приводного барабана, м,

и крутящий момент, M_B , Н м, на валу приводного барабана,

$$M_B = F_0 \cdot (D_B / 2). \quad (4.48)$$

4.12 Определяем требуемое передаточное отношение, U , редуктора

$$U = \frac{n_{ЭД}}{n_B}, \quad (4.49)$$

где $n_{ЭД}$ - частота вращения вала электродвигателя, мин⁻¹;

n_B – частота вращения приводного барабана, мин⁻¹.

4.13 По передаточному отношению и величине крутящего момента, на приводном барабане, выбираем стандартный редуктор и рассчитываем отклонение, Δ , %, передаточного отношения редуктора от требуемого

$$\Delta = \frac{U - U_{РЕД}}{U_{РЕД}} \cdot 100\% . \quad (4.50)$$

где U – расчетное передаточное отношение;

$U_{РЕД}$ – передаточное отношение редуктора.

Это отклонение не должно превышать 5 %.

4.14 Рассчитываем диаметр вала приводного барабана.

Воспользуемся приближенным методом расчета валов на прочность.

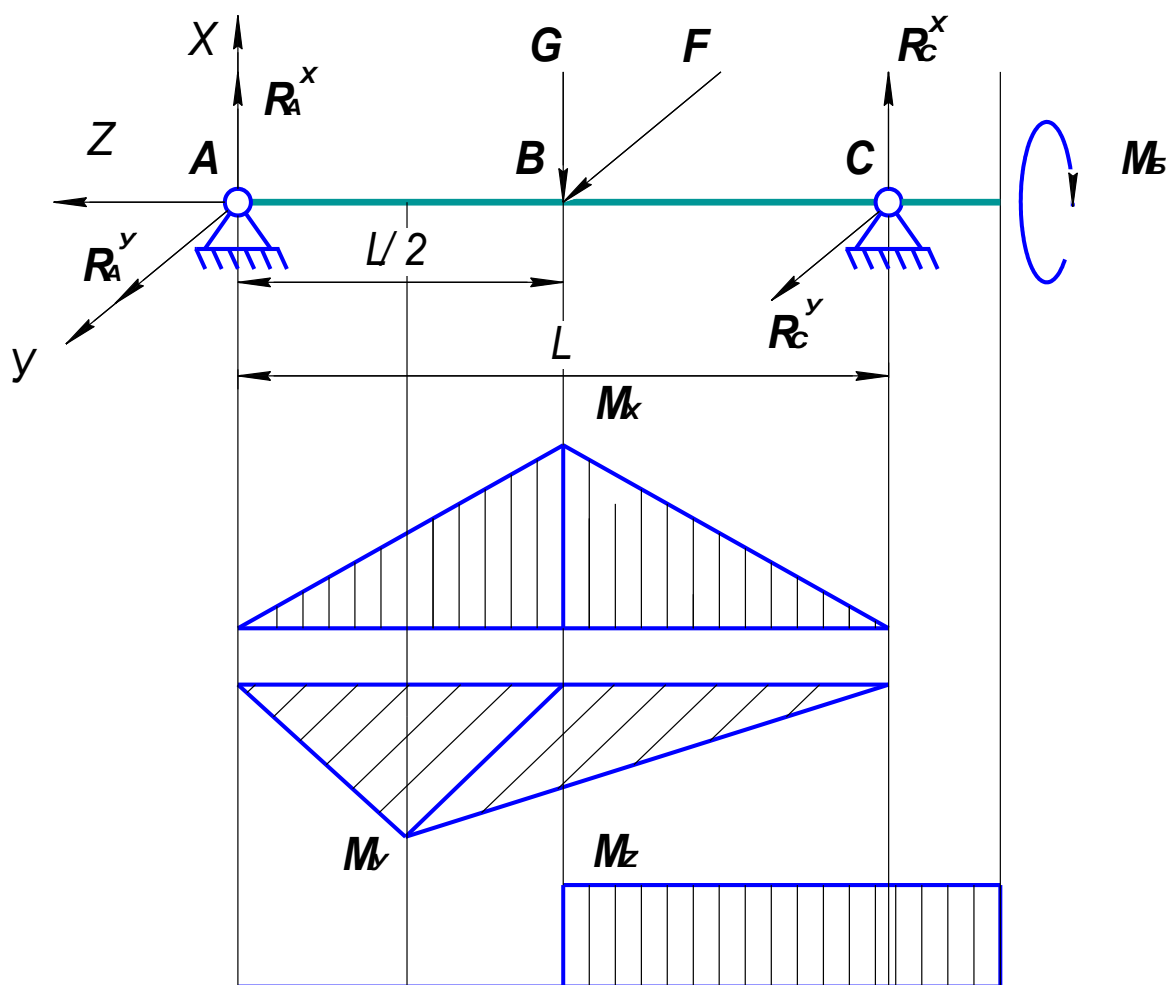


Рисунок 4.3 – Расчетная схема и эпюры изгибающих моментов

Учитывая характер нагрузок, действующих на вал приводного барабана (вес барабана G , тяговое усилие F и крутящий момент на валу барабана M_B), проведем расчет на совместное действие кручение и изгиб.

$$F = \frac{F_{HB} + F_{CB}}{2}. \quad (4.51)$$

Приближенный расчет выполняют как проектировочный, на основе которого устанавливают диаметры характерных сечений вала по эквивалентному моменту.

Составим расчетную схему, т.е. план сил действующих на вал и определим реакции опор.

Точки опор обозначим буквами А и С, расстояние между опорами - L.

Определим реакции опор в точках А и С.

Сумма моментов относительно точки А:

$$\sum M_A^Y = 0: \quad G \cdot L / 2 - R_C^X \cdot L = 0, \quad (4.52)$$

$$R_C^X = \frac{G}{2}. \quad (4.53)$$

$$\sum M_A^X = 0: \quad F_0 \cdot L / 2 - R_C^Y \cdot L = 0, \quad (4.54)$$

$$R_C^Y = \frac{F_0}{2}. \quad (4.55)$$

Так как силы G и F₀ расположены симметрично опор, реакции опор в точках А и С будут равны, т. е.

$$R_A^X = R_C^X = \frac{G}{2}. \quad (4.56)$$

$$R_A^Y = R_C^Y = \frac{F_0}{2}. \quad (4.57)$$

Изгибающие моменты в сечении В относительно осей X и Y,

$$M_X = \frac{R_C^Y \cdot L}{2} = \frac{F_0 \cdot L}{4}; \quad (4.58)$$

$$M_y = \frac{R_C^X \cdot L}{2} = \frac{G \cdot L}{4}. \quad (4.59)$$

Определим величину эквивалентного момента

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + 0,75M_B^2}. \quad (4.60)$$

Диаметр вала приводного барабана

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{Э}}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (4.61)$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n}$ - допускаемое напряжение материала вала, Па;

σ_{τ} – предел текучести материала вала, Па;

$n=2 - 4$ – запас прочности по статической несущей способности.

Полученное расчетное значение округляем в большую сторону до ближайшего стандартного значения. Исходя из анализа условий работы изделия, производим подбор подшипников.

4.15 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты

Определим крутящий момент $M_{\text{ЭД}}$, Н м, на валу электродвигателя

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}}. \quad (4.62)$$

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем муфту, которую подбираем по номинальному крутящему моменту.

Расчетный момент $M_{\text{РАСЧ}}$, Н м, муфты

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}}. \quad (4.63)$$

По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем [2] муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

4.16 По методике, изложенной выше, рассчитываем диаметр оси концевой (не приводной) барабана и выбираем тип подшипников. В соответствии с расчетными данными выбираем параметры не приводной барабана.

4.17 Составляем кинематическую схему приводной станции.

5 Пример расчета ленточного конвейера

Рассчитать наклонно – горизонтальный ленточный конвейер по следующей схеме и исходным данным

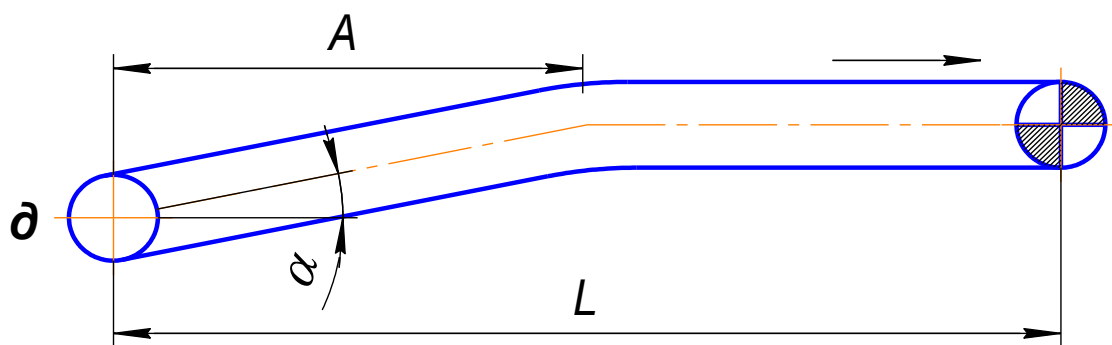


Рисунок 5.1 – Схема ленточного конвейера

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчетов

№ Варианта	Тип конвейера	Схема трассы	Геометрические параметры конвейера			Расчетная производительность Q, т/ч	Характеристика груза	
			L, м.	A, м.	$\alpha, ^\circ$		Насып плот-сть $\rho_n, \text{кг/м}^3$	Угол откоса $\beta, \text{град.}$
1	2	3	4	5	6	7	8	19
1	ленточный	д	120	30	12	140	920	36

5.1 По роду груза (сыпучий продукт) и расчетной производительности $Q = 140$ т/ч, по таблице 4.1, принимаем скорость транспортирования $v = 2,5$ м/с, и определяем ширину ленты B_L , м.

$$B_{Л} = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{v \cdot \rho_H \cdot \kappa_H \cdot \kappa_1}} + 0,05 \right), \quad (5.1)$$

где ρ_H – насыпная плотность груза, кг/м³;

κ_H - коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза, и зависящий от угла наклона конвейера в месте загрузки;

κ_1 - коэффициент, учитывающий тип роликовых опор.

По таблице 4.2, принимаем $\kappa_H = 0,95$.

В зависимости от вида транспортируемого груза, по ГОСТ 22645 – 77, выбираем [1] желобчатые трехроликовые опоры рабочей ветви с углом наклона роликов $\alpha_p = 30^0$. По таблице 4.3 принимаем коэффициент $\kappa_1 = 0,51$, тогда ширина ленты,

$$B_{Л} = 1,1 \left(\sqrt{\frac{140}{2,5 \cdot 920 \cdot 0,95 \cdot 0,51}} + 0,05 \right) = 0,44 \text{ м}$$

Ширину ленты выбираем по ГОСТ 20 – 85.

Принимаем ширину ленты $B_{Л} = 500$ мм.

5.2 Определяем массу одного метра ленты $q_{Л}$, кг/м,

$$q_{Л} = 12 \cdot B_{Л}, \quad (5.2)$$

где $B_{Л}$ – ширина ленты, м.

$$q_{Л} = 12 \cdot 0,5 = 6 \text{ кг} / \text{ м}.$$

5.3 Выбираем тип роликовых опор холостой и рабочей ветвей, которые установлены ГОСТ 22645 - 77. Холостой ветви – РН – 50, массой 9,8 кг, рабочей РЖ – 50 – 30, массой 12,0 кг.

Определяем погонную массу роликовых опор, рабочей q_P^P и холостой q_P^X ветви, кг/м,

$$q_P^P = q_P / l_P, \quad (5.3)$$

$$q_P^X = q_P / l_X, \quad (5.4)$$

где q_p – масса роликовых опор, кг;

l_p и l_x – расстояние между роликовыми опорами рабочей и холостой ветви, м.

В соответствии с таблицей 4.6, расстояние между роликовыми опорами рабочей ветви принимаем равным 1,5 м, а холостой ветви – 3 м, следовательно,

$$q_p^P = \frac{12}{1,5} = 8,0 \text{ кг / м};$$

$$q_p^X = \frac{9,8}{3} = 3,3 \text{ кг / м}.$$

5.4 Определим массу груза q_G , кг/м, на одном метре ленты

$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v}, \quad (5.5)$$

где Q – расчетная производительность, т/ч;

v – скорость движения ленты, м/с.

$$q_G = \frac{140}{3,6 \cdot 2,5} = 15,6 \text{ кг / м}.$$

5.5 Рассчитываем необходимые геометрические параметры конвейера и проводим тяговый расчет, предварительно разбив контур трассы (рисунок 5.2) на участки по видам сопротивлений.

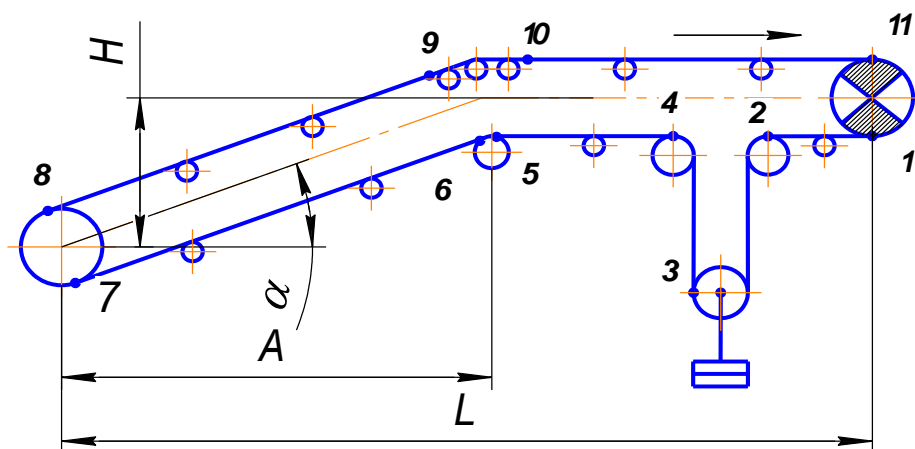


Рисунок 5.2 – Разбивка контура трассы на участки

Участок 1 – 1.

Натяжение тягового элемента в точке один F_1 , Н, принимаем

$$F_1 = F_{CB}, \quad (5.6)$$

где F_{CB} – натяжение тягового элемента в точке сбегающей ленты с приводного барабана, Н.

Натяжение тягового элемента в точке два F_2 , Н,

$$F_2 = F_1 + W_{1-2}, \quad (5.7)$$

где W_{1-2} – сила сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке 1 - 2 холостой ветви, Н,

$$W_{1-2} = g \cdot (q_{ЛЛ} + q_{Р}^X) \cdot l_{1-2} \cdot w_{XP}, \quad (5.8)$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$;

$q_{ЛЛ}$ – масса одного метра ленты, $кг/м$;

$q_{Р}^X$ – погонная масса роликовых опор холостой ветви, $кг/м$;

l_{1-2} – длина прямого участка холостой ветви, $м$;

w_{XP} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви.

Подставив уравнение (5.8) в (5.7) получим

$$F_2 = F_1 + g \cdot (q_{ЛЛ} + q_{Р}^X) \cdot l_{1-2} \cdot w_{XP}. \quad (5.9)$$

Приводная станция нуждается в обслуживании, поэтому, для нее нужна площадка, размер которой позволил бы подойти к ней с любой стороны. Этот размер должен быть минимум 800 мм. Поэтому, длину участка 1 – 2 принимаем исходя из конструктивных соображений равным 2 м. Коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви, для конвейеров, работающих на открытом воздухе, в соответствии с таблицей 4.7, принимаем равным 0,035.

$$F_2 = F_1 + 9,8 \cdot (6,0 + 3,3) \cdot 2 \cdot 0,035 = F_1 + 6,4Н.$$

Участок 2-3.

На этом участке лента движется вниз, следовательно, появляется знак «-» и натяжение тягового элемента в точке три F_3 , Н, рассчитывается следующим образом.

$$F_3 = \xi_B \cdot F_2 - g \cdot q_L \cdot l_{2-3}, \quad (5.10)$$

где ξ_B – коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

$l_{2-3} = 1,0$ м - длину участка выбираем конструктивно.

Коэффициент сопротивления ξ_B , при огибании поворотного барабана, в соответствии с таблицей 4.8 равен 1,06.

$$F_3 = 1,06 \cdot F_1 + 1,06 \cdot 6,4 - 9,8 \cdot 6,0 \cdot 1,0 = 1,06F_1 - 52,0H.$$

Участок 3 – 4.

Натяжение тягового элемента в точке четыре F_4 , Н,

$$F_4 = \xi_B \cdot F_3 + g \cdot q_L \cdot l_{3-4}, \quad (5.11)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

l_{3-4} – длина участка (выбирается конструктивно), м.

Коэффициент сопротивления ξ_B , при огибании поворотного барабана, в соответствии с таблицей 4.8, равен 1,04.

$$F_4 = 1,04 \cdot (1,06F_1 - 52,0 + 9,8 \cdot 6,0 \cdot 1,0) = 1,1 \cdot F_1 + 6,8H$$

Участок 4 – 5.

Натяжение тягового элемента в точке пять F_5 , Н, с учетом силы сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке холостой ветви

$$F_5 = F_4 + W_{4-5}, \quad (5.12)$$

где W_{4-5} – сила сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке 4 - 5 холостой ветви, Н,

$$W_{4-5} = g \cdot (q_{Л} + q_{P}^X) \cdot l_{4-5} \cdot w_{XP}, \quad (5.13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

$q_{Л}$ – масса одного метра ленты, кг/м;

q_{P}^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, кг/м;

l_{4-5} – длина прямого участка холостой ветви, м;

w_{XP} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви.

Подставив (5.13) в (5.12), получим

$$F_5 = \xi_B F_4 + g \cdot (q_{Л} + q_{P}^X) \cdot l_{4-5} \cdot w_{XP}. \quad (5.14)$$

Диаметр натяжного барабана принимаем равным, диаметру приводного барабана, следовательно, длина участка l_{4-5} ,

$$l_{4-5} = L - A - l_{1-2} - 0,5 = 120 - 30 - 1 - 0,5 = 88,5 \text{ м.}$$

$$F_5 = 1,1F_1 + 6,8 + 9,8 \cdot (6 + 3,3) \cdot 88,5 \cdot 0,035 = 1,1 \cdot F_1 + 289,1 \text{ Н}$$

Участок 5 – 6.

Натяжение тягового элемента в точке шесть F_6 , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании поворотного барабана

$$F_6 = \xi_B \cdot F_5, \quad (5.15)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана.

Коэффициент сопротивления ξ_B , при огибании поворотного барабана, в соответствии с таблицей 4.8 равен 1,03.

$$F_6 = 1,03 \cdot (1,1F_1 + 289,1) = 1,13F_1 + 297,8 \text{ Н}$$

Участок 6 – 7.

Натяжение тягового элемента F_7 , Н, в точке семь, с учетом силы сопротивления перемещению ленты на наклонном участке холостой ветви

$$F_7 = F_6 + W_{6-7}, \quad (5.16)$$

где W_{6-7} – сила сопротивления перемещению ленты на наклонном участке 6 – 7 холостой ветви, Н,

$$W_{6-7} = g \cdot (q_{Л} + q_{Р}^X) \cdot l_{6-7} \cdot w_{ХР} \cdot \cos \alpha - g \cdot q_{Л} \cdot l_{6-7} \cdot \sin \alpha, \quad (5.17)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

$q_{Л}$ – масса одного метра ленты, кг/м;

$q_{Р}^X$ – погонная масса роликовых опор холостой ветви, кг/м;

l_{6-7} – длина наклонного участка холостой ветви, м;

$w_{ХР}$ – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви;

α – угол наклона трассы конвейера, град.

Подставив (5.17) в (5.16), находим

$$F_7 = F_6 + g \cdot (q_{Л} + q_{Р}^X) \cdot l_{6-7} \cdot w_{ХР} \cdot \cos \alpha - g \cdot q_{Л} \cdot l_{6-7} \cdot \sin \alpha, \quad (5.18)$$

Произведение $l_{6-7} \cdot \cos \alpha = A = 30$ м; - горизонтальная проекция наклонного участка конвейера, а

$$l_{6-7} \cdot \sin \alpha = H = A \cdot \operatorname{tg} \alpha = 30 \cdot 0,19 = 5,72 \text{ м},$$

вертикальная проекция наклонного участка (высота подъема).

$$F_7 = 1,13 \cdot F_1 + 297,8 + 9,8 \cdot 9,3 \cdot 30 \cdot 0,035 - 9,8 \cdot 6,0 \cdot 5,72 = 1,13 \cdot F_1 + 57,2 \text{ Н}$$

Участок 7 – 8.

Натяжение тягового элемента в точке восемь F_8 , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании натяжного барабана,

$$F_8 = \xi_B \cdot F_7, \quad (5.19)$$

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана.

Коэффициент сопротивления ξ_B , при огибании поворотного барабана, в соответствии с таблицей 4.8 равен 1,06.

$$F_8 = 1,06 \cdot (1,13 \cdot F_1 + 57,2) = 1,2 \cdot F_1 + 60,6H.$$

Участок 8 – 9.

Натяжение в точке девять F_9 , Н, с учетом сил сопротивления возникающих: при перемещении ленты в пункте загрузки и на наклонном участке рабочей ветви конвейера

$$F_9 = F_8 + W_{ЗАГР} + W_{8-9}, \quad (5.20)$$

где $W_{ЗАГР}$ – сила сопротивления в месте загрузки, Н;

W_{8-9} – сила сопротивления, на наклонном участке рабочей ветви конвейера, Н,

$$W_{ЗАГР} = \frac{C \cdot v \cdot Q}{3,6}; \quad (5.21)$$

где $C = 1,3 - 1,5$ коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта и стенки воронки, и , зависящий от физико-механических свойств груза;

v – скорость движения ленты, м/с;

Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

$$W_{8-9} = g \cdot (q_L + q_P^P + q_\Gamma) \cdot A \cdot w_{PP} + g \cdot (q_L + q_\Gamma) \cdot H, \quad (5.22)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^P – погонная масса роликовых опор рабочей ветви, кг/м;

q_Γ – масса груза на одном метре ленты, кг/м;

A – горизонтальная проекция наклонного участка рабочей ветви, м;

α – угол наклона конвейера, град;

H – высота подъема наклонного участка конвейера, м;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви.

Подставляя (5.21) и (5.22) в уравнение (5.20) получим,

$$F_9 = F_8 + \frac{C \cdot v \cdot Q}{3,6} + g \cdot (q_L + q_P^P + q_\Gamma) \cdot A \cdot w_{PP} + g \cdot (q_L + q_\Gamma) \cdot H, \quad (5.23)$$

Коэффициент сопротивления роликовых опор w_{PP} рабочей ветви, в соответствии с таблицей 4.7, принимаем равным 0,04.

$$F_9 = 1,2 \cdot F_1 + 60,6 + \frac{1,4 \cdot 2,5 \cdot 140}{3,6} + 9,8 \cdot 29,6 \cdot 30 \cdot 0,04 + \\ + 9,8 \cdot 21,6 \cdot 5,72 = 1,2 \cdot F_1 + 1755,6H$$

Участок 9 – 10.

Натяжение в точке десять F_{10} , Н, с учетом сопротивления, возникающего при огибании роликовых опор,

$$F_{10} = F_9 \cdot e^{\delta \cdot w_{PP}}, \quad (5.24)$$

где δ – угол огибания лентой роликовых опор, рад;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви.

$$F_{10} = (1,2 \cdot F_1 + 1755,6) \cdot e^{0,008} = 1,21 \cdot F_1 + 1773,2H.$$

Участок 10 – 11.

Натяжение тягового элемента в точке одиннадцать F_{11} , Н, с учетом сил сопротивления перемещению ленты на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера,

$$F_{11} = F_{10} + W_{10-11}, \quad (5.25)$$

где W_{10-11} – сила сопротивления, на горизонтальном участке рабочей ветви конвейера, Н,

$$W_{10-11} = g \cdot (q_L + q_P^P + q_\Gamma) \cdot l_{10-11} \cdot w_{PP}, \quad (5.26)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

q_P^P – погонная масса роликовых опор рабочей ветви, кг/м;

q_G – масса груза на одном метре ленты, кг/м;

l_{10-11} – длина горизонтального участка рабочей ветви, м;

w_{PP} – коэффициент сопротивления роликовых опор рабочей ветви.

Подставляя выражение (2.26) в (2.25), найдем натяжение тягового элемента F_{11} , в точке одиннадцать, Н,

$$F_{11} = F_{10} + g \cdot (q_L + q_P^P + q_G) \cdot l_{10-11} \cdot w_{PP}. \quad (5.27)$$

$$F_{11} = 1,21 \cdot F_1 + 1773,2 + 9,8 \cdot 29,6 \cdot 90 \cdot 0,04 = 1,21 \cdot F_1 + 2817,5H.$$

При отсутствии скольжения ленты по барабану, зависимость между натяжениями набегающей и сбегающей ветви по уравнению Эйлера можно записать так

$$F_{HB} = F_{CB} \cdot e^{f \cdot \alpha_B}. \quad (5.28)$$

где f – коэффициент трения ленты о приводной барабан;

α_B – угол обхвата приводного барабана лентой, град.;

F_{HB} – натяжение тягового элемента в точке набегания на приводной барабан, Н;

F_{CB} – натяжение тягового элемента в точке сбегания ленты с приводного барабана, Н.

Так как $F_{HB} = F_{11}$, а $F_{CB} = F_1$, то

$$F_{11} = e^{f \cdot \alpha_B} \cdot F_1. \quad (5.29)$$

В соответствии с таблицей 4.9, принимаем

$$e^{f \cdot \alpha_B} = 2,56,$$

$$F_{11} = 2,56 \cdot F_1.$$

Составив систему уравнений, рассчитаем натяжения в конечных точках участков, и, определим максимальное усилие.

$$F_{11} = 2,56 \cdot F_1$$

$$F_{11} = 1,21 \cdot F_1 + 2817,5,$$

$$F_1 = \frac{2817,5}{1,35} = 2087,0 \text{ Н}.$$

$F_2 = 2093,4 \text{ Н}; F_3 = 2160,2 \text{ Н}; F_4 = 2302,1 \text{ Н}; F_5 = 2584,8 \text{ Н}; F_6 = 2656,1 \text{ Н};$
 $F_7 = 2415,5 \text{ Н}; F_8 = 2565,0 \text{ Н}; F_9 = 4260,0 \text{ Н}; F_{10} = 4298,5 \text{ Н}; F_{11} = 5342,8 \text{ Н}.$

5.6 Необходимая величина минимального натяжения ленты, F_{\min} , Н, на рабочей ветви конвейера,

$$F_{\min} = F_8. \quad (5.30)$$

$$[F_{\min}] \geq (4-5) \cdot g \cdot (q_{\Gamma} + q_{\text{Л}}) \cdot l_{\text{P}}, \quad (5.31)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_{Γ} – масса груза на одном метре ленты, кг/м ;

$q_{\text{Л}}$ – масса одного метра ленты, кг/м ;

l_{P} – расстояние между роликами рабочей ветви конвейера, м .

$$2565,0 \geq 5 \cdot 9,8 \cdot (15,6 + 6,0) \cdot 1,5,$$

$$2565,0 \geq 1587,$$

условие выполняется.

5.7 Тяговое усилие на приводном барабане, F_0 , Н,

$$F_0 = F_{\max} - F_1. \quad (5.32)$$

где F_{\max} – максимальное натяжение тягового элемента в контуре трассы, Н;

F_1 – натяжение тягового элемента, в точке один, Н.

$$F_0 = 5342,8 - 2087,0 = 3255,8 \text{ Н}.$$

5.8 При использовании резинотканевых лент, диаметр приводного барабана, $D_{\text{Б}}$, мм и толщину ленты, можно рассчитать следующим образом

$$D_B = K_B \cdot K_T \cdot Z, \quad (5.33)$$

где Z – число тканевых прокладок в ленте, шт;

K_T – коэффициент зависящий от прочности тканевых прокладок, мм/шт;

$K_B = 1,0 - 1,1$ – для приводного барабана.

В соответствии с таблицей 4.10, коэффициент K_T принимаем равным 130.

Требуемое число тканевых прокладок в ленте

$$Z = \frac{F_{\max} \cdot K_L}{\sigma_P}, \quad (5.34)$$

где $F_{\max} = F_{11}$ -максимальное тяговое усилие, Н;

K_L – коэффициент запаса прочности ленты;

σ_P - предел прочности тканевой прокладки ленты на разрыв, Н/мм.

В соответствии с таблицей 4.10, коэффициент запаса прочности ленты K_L принимаем равным 10, а предел прочности тканевой прокладки ленты на разрыв, в соответствии с таблицей 4.11, $\sigma_P = 65$ Н/мм. При ширине ленты 500мм,

$$Z = \frac{5342,8 \cdot 10}{65 \cdot 500} = 1,64.$$

минимальное число прокладок принимаем равным трем.

$$D_B = 1,1 \cdot 130 \cdot 3 = 429 \text{ мм},$$

В соответствии с таблицей 4.12, принимаем барабан диаметром 500мм, шириной 600мм, с ориентировочной, в соответствии с таблицей 4.12, массой 140 кг. Расстояние между подшипниковыми опорами 1100 мм.

Правильность выбора диаметра барабана проверяют по среднему давлению $q_{CP} = 100 - 110$ кПа

$$D_B \geq \frac{360^0 \cdot F_0}{q_{CP} \cdot \pi \cdot \alpha \cdot f \cdot B_L}, \quad (5.35)$$

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, кПа;

α – угол обхвата барабана лентой, град;

f – коэффициент сцепления ленты с барабаном;

B_L – ширина ленты, м.

Коэффициент сцепления ленты с барабаном, в соответствии с таблицей 4.9, равен $f = 0,3$.

$$D_B \geq \frac{360 \cdot 3255,8}{110 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 180 \cdot 0,3 \cdot 0,5} = 0,125 \text{ м.}$$

$$0,4 > 0,125$$

условие выполняется.

Толщину ленты δ , мм, находим

$$\delta = \delta_0 \cdot Z + \delta_1 + \delta_2, \quad (5.36)$$

где δ_0 – толщина прокладки, мм;

δ_1 – толщина верхней (рабочей) обкладки, мм;

δ_2 – толщина нижней обкладки, мм.

Значения δ_0, δ_1 и δ_2 приведены в таблице 4.11.

$$\delta = 1,2 \cdot 3 + 4 + 2 = 9,6 \text{ мм.}$$

5.9 Масса натяжного груза, $G_{НГ}$, кг,

$$G_{НГ} = [(F_2 + F_3) / g] - G_B, \quad (5.37)$$

где F_2 – натяжение тягового элемента в точке два, Н;

F_3 – натяжение тягового элемента в точке три, Н;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

G_B – масса натяжного барабана с подшипниками, кг.

$$G_{НГ} = \frac{2093,4 + 2160,2}{9,8} - 140 = 294,0 \text{ кг.}$$

5.10 Потребляемая мощность электродвигателя, N , кВт, для привода конвейера

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{\text{ПР}}}, \quad (5.38)$$

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, Н;

v – скорость движения ленты, м/с;

$\eta_{\text{ПР}}$ - КПД привода.

$$N = \frac{3255,8 \cdot 2,5}{1000 \cdot 0,85} = 9,57 \text{ кВт}.$$

По каталогу [5] выбираем марку электродвигателя АИР160М8, мощностью 11,0 кВт, частотой вращения 750 мин^{-1} .

5.11 Определяем частоту вращения, n_B , мин^{-1} , приводного барабана

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B}, \quad (5.39)$$

где v – скорость движения ленты, м/с;

D_B – диаметр приводного барабана, м,

$$n_B = \frac{60 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 0,4} = 119,4 \text{ мин}^{-1},$$

и крутящий момент, M_B , Н м, на валу приводного барабана,

$$M_B = F_0 \cdot (D_B / 2). \quad (5.40)$$

$$M_B = 3255,8 \cdot 0,2 = 651,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.12 Определяем требуемое передаточное отношение, U , редуктора

$$U = \frac{n_{\text{ЭД}}}{n_B}, \quad (5.41)$$

где $n_{\text{ЭД}}$ - частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{Б}}$ – частота вращения приводного барабана, мин^{-1} .

$$U = \frac{750}{119,4} = 6,3.$$

5.13 По передаточному отношению и величине крутящего момента, на приводном барабане, выбираем стандартный одноступенчатый редуктор [5] ЦУ - 160 с передаточным отношением $U_{\text{РЕД}} = 6,3$ и номинальным крутящим моментом на тихоходном валу редуктора 1000 Нм.

Рассчитываем отклонение, Δ , %, передаточного отношения редуктора от потребного

$$\Delta = \frac{U - U_{\text{РЕД}}}{U_{\text{РЕД}}} \cdot 100\% . \quad (5.42)$$

где U – расчетное передаточное отношение;

$U_{\text{РЕД}}$ – передаточное отношение редуктора.

$$\Delta = \frac{6,3 - 6,3}{6,3} \cdot 100 = 0\% .$$

5.14 Диаметр вала электродвигателя [5] составляет 42 мм, а валов редуктора: тихоходного – 45 мм; быстроходного – 55 мм.

5.15 Определяем крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}} , \quad (5.43)$$

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot 5,5}{750} = 70,03 \text{ Н} \cdot \text{м} . \quad (5.44)$$

Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу электродвигателя $M_{\text{ЭД}} = 70,03 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$M_{РАСЧ} = 1,2 \cdot M_{ЭД}, \quad (5.45)$$

$$M_{РАСЧ} = 1,2 \cdot 70,03 = 84,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По диаметрам валов редуктора и электродвигателя, выбираем [2] муфту упругую с торообразной оболочкой, передающую номинальный крутящий момент 80 Нм.

Муфта 80 – 1 - 42 – 1 ГОСТ 50892 – 96.

5.16 Рассчитываем [3] диаметр вала приводного барабана.

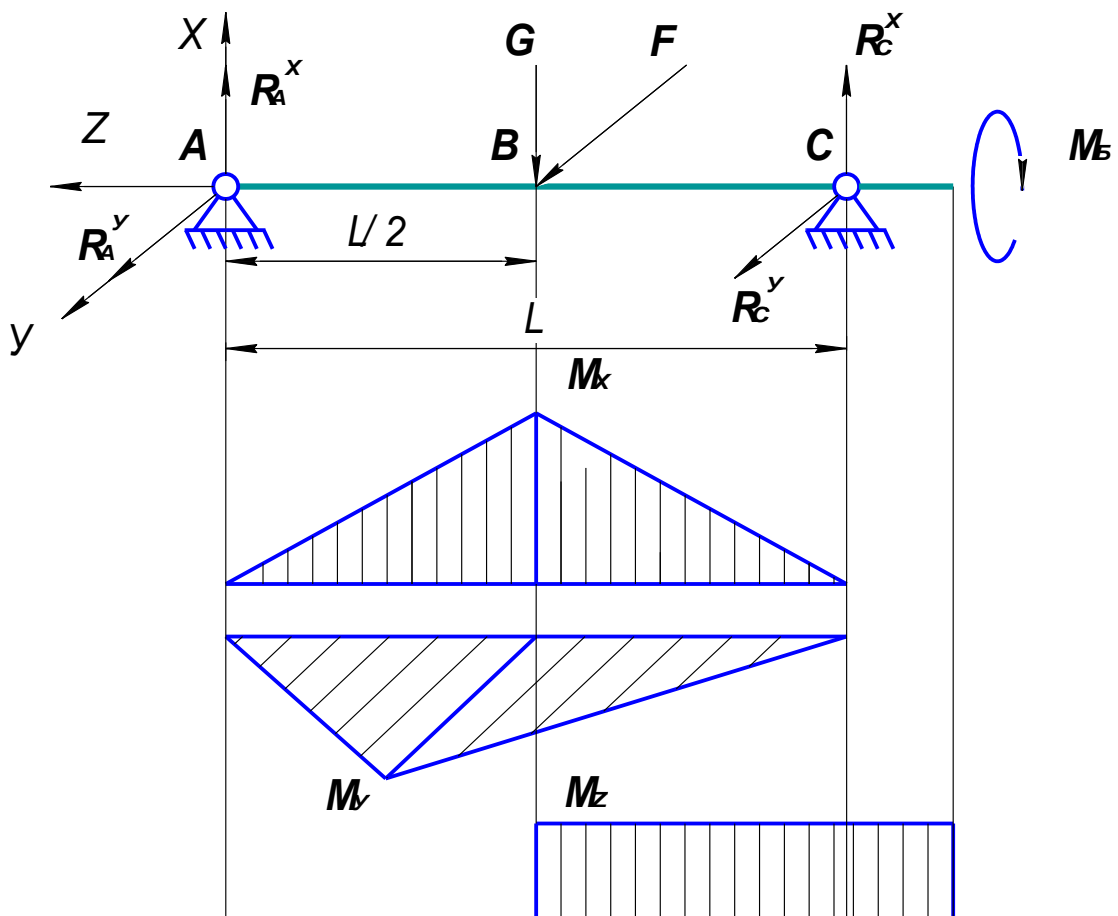


Рисунок 5.3 – План сил, действующих на вал

В соответствии с рисунком 5.3, на вал приводного барабана действуют:

- в вертикальной плоскости - сила тяжести $G_B = 1400 \text{ Н}$, от веса приводного барабана;

- в горизонтальной плоскости сила F , H , – от сил действующих в точках набегания и сбегания с приводного барабана,

$$F = \frac{F_{HB} + F_{CB}}{2}, \quad (5.46)$$

$$F = \frac{5342,8 + 2087,0}{2} = 3714,9H.$$

Расчетное значение крутящий момент $M_B = 651,2$ Нм.

Расстояние между подшипниковыми опорами, в соответствии с таблицей 4.12, $L = 1,1$ м.

Определим реакции опор в точках А и В.

Сумма моментов относительно точки А:

$$\sum M_A^X = 0: G_B \cdot L / 2 - R_B^X \cdot L = 0, \quad (5.47)$$

$$R_A^Y = R_B^Y = \frac{G_B \cdot (L / 2)}{L}, \quad (5.48)$$

$$R_A^Y = R_B^Y = \frac{1400 \cdot 0,55}{1,1} = 700H.$$

$$\sum M_A^Y = 0: F \cdot L / 2 - R_B^Y \cdot L = 0, \quad (5.49)$$

$$R_A^X = R_B^X = \frac{F \cdot (L / 2)}{L}, \quad (5.50)$$

$$R_A^X = R_B^X = \frac{3714,9 \cdot 0,55}{1,1} = 1857,5H.$$

Так как силы расположены симметрично опор, реакции опор в точках А и В будут равны.

Моменты относительно осей X и Y,

$$M_X = (R_B^Y \cdot L) / 2 = (G_B \cdot L) / 4, \quad (5.51)$$

$$M_X = 1400 \cdot 0,275 = 385,0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_Y = (R_B^X \cdot L) / 2 = (F \cdot L) / 4, \quad (5.52)$$

$$M_Y = 1857,5 \cdot 0,275 = 510,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Определим величину эквивалентного момента

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + 0,75 \cdot M_B^2}, \quad (5.53)$$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{148225,0 + 260916,64 + 318046,08} = 852,75 \text{ Нм}.$$

Выбираем материал вала [3] приводного барабана – сталь 45, с характеристикой материала $\sigma_B = 560 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\sigma_{\tau} = 280 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Диаметр вала приводного барабана

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (5.54)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{852,75}{0,1 \cdot 93,3 \cdot 10^6}} = 0,045 \text{ м}.$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n} = \frac{280}{3} = 93,3 \text{ МПа}$;

$n=3$ – запас прочности по статической несущей способности.

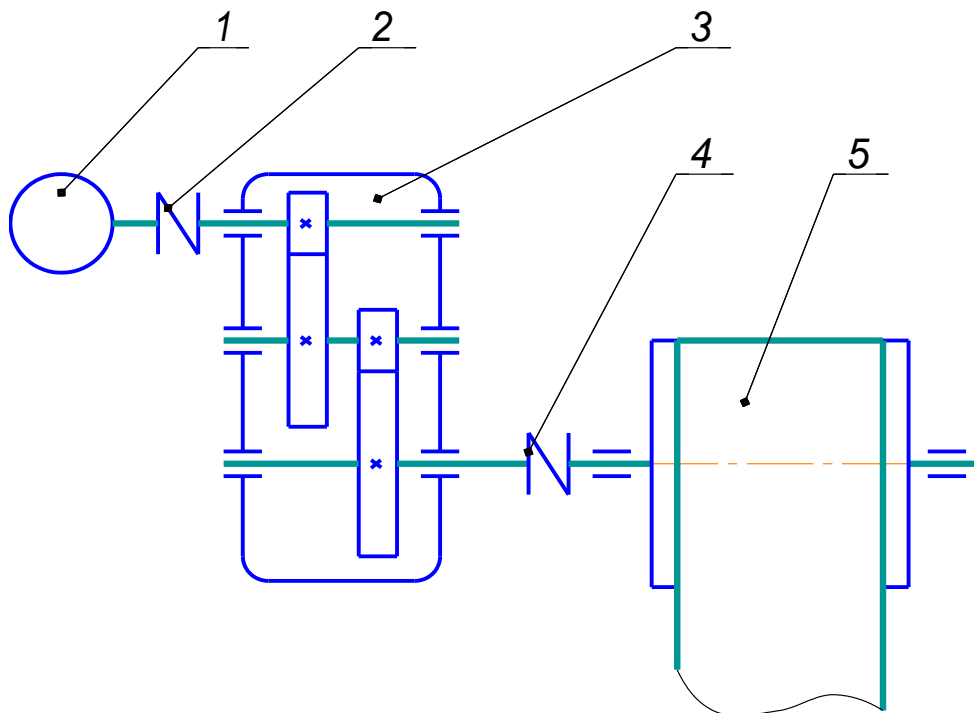
Принимаем диаметры валов в точках А и В – под подшипники 45 мм.

На вал действуют, в основном, радиальные нагрузки и скорость его вращения не велика, а расстояние между опорами больше одного метра. Следовательно, при монтаже, высока вероятность перекоса осей подшипниковых узлов и оси вала, поэтому, выбираем шарикоподшипники [5] 1509 ГОСТ 28428 – 90 радиальные сферические двухрядные серии диаметров 5.

5.17 По диаметрам валов редуктора и приводного барабана, в соответствии с номинальным крутящим моментом на тихоходном валу редуктора, выбираем [2] муфту упругую втулочно - пальцевую 710 - 45 – 1 ГОСТ 21424 – 93.

5.18 Для унификации изделия, диаметр оси не приводного барабана, принимаем равным валу приводного барабана.

5.19 Составляем кинематическую схему приводной станции.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта;
5 – приводной барабан ленточного конвейера.

Рисунок 5.4 – Кинематическая схема приводной станции

6 Методика расчета пластинчатого конвейера

6.1 Исходя из характеристики груза выбираем, скорость тягового элемента, вид настила и рассчитываем его ширину:

- ширина настила B_H , м, без бортов

$$B_H = \sqrt{\frac{Q}{0,64 \cdot v \cdot \rho_H \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (6.1)$$

- ширина настила B_{HB} , м, с бортами

$$B_{HB} = \sqrt{\frac{Q}{0,9 \cdot v \cdot \rho_H \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{4 \cdot h_B^2 \cdot \varphi^2}{s^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} - \frac{2 \cdot h_B \cdot \varphi}{s \cdot \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (6.2)$$

- ширина настила $B_{HШ}$, м, для штучных грузов

$$B_{HШ} = B_{\Gamma} + (0,1 \dots 0,15) \text{ м}, \quad (6.3)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

v – скорость тягового элемента, м/с;

s – коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза, при его поступлении на наклонный участок конвейера;

ρ_H – насыпная плотность продукта, кг/м³;

α – угол поворота трассы конвейера, град;

h_B – высота борта, м;

$\varphi = 0,65 - 0,8$ – коэффициент заполнения сечения настила по высоте бортов;

B_{Γ} – ширина груза, м.

Скорость тягового элемента выбираем в зависимости от вида транспортируемого груза, настила и шага цепи.

Основные параметры и размеры пластинчатых конвейеров выбирают из следующих рядов:

Ширина настила, мм	400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600
Высота борта (внутренний размер) h_B , мм	80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 365; 400; 450; 500
Шаг тяговой цепи, мм	80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800
Число зубьев звездочек	6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13
Скорость тягового элемента v , м/с	0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0

Таблица 6.1 – Пластинчатые стационарные конвейеры общего назначения

Тип конвейера и обозначения	Область применения
1	2
Плоский разомкнутый ПР Плоский сомкнутый ПС	Для транспортирования штучных грузов. Для транспортирования тарно – штучных грузов.
Без бортовой волнистый В	Для транспортирования средних и тяжелых тарно – штучных и насыпных грузов температурой до 300 °С, требующих повышенной защищенности ходовой части от просыпи. Возможность работы при угле наклона до 30°.
Бортовой волнистый БВ	Для транспортирования насыпных грузов. Возможность работы при угле наклона до 30°.
Коробчатый мелкий КМ Коробчатый глубокий КГ	Для транспортирования насыпных грузов. То же.

Таблица 6.2 – Значения коэффициентов s

Угол наклона, град.	Настил	
	без бортов	с бортами
1	2	3
До 10	1	1
10 - 20	0,9	0,95
свыше 20	0,85	0,9

6.2 Выбираем тип тягового элемента согласно ГОСТ 588 - 81.

6.3 Определяем погонные массы: сыпучего продукта $q_{Г}$, кг/м; штучного груза $q_{ГШ}$, кг/м; настила $q_{Н}$, кг/м, (приходящиеся на 1 м длины конвейера).

От груза:

- для сыпучего продукта $q_{\Gamma} = \frac{Q}{3,6 \cdot v};$ (6.4)

- для штучных грузов $q_{\GammaШ} = m / l,$ (6.5)

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

v – скорость тягового элемента, м/с;

m – масса груза, кг;

l - расстояние между грузами на настиле, м,

$$l = 3,6 \cdot \frac{m}{Q} \cdot v, м. \quad (6.6)$$

От настила $q_H = 60 \cdot B_H + A_H,$ (6.7)

где B_H – ширина настила, м;

A_H – коэффициент, зависящий от параметров настила.

Таблица 6.3 – Значения коэффициента A_H

Настил	Ширина настила B _H , м		
	0,4 - 0,5	0,65 - 0,80	свыше 0,8
1	2	3	4
Легкий (при ρ _n < 1 т/м ³)	40	50	70
Средний (при ρ _n = 1–2 т/м ³)	60	70	100
Тяжелый (при ρ _n > 2 т/м ³)	80	110	150

6.4 Разбиваем контур трассы конвейера (рисунок 6.1) на участки, по видам сопротивлений.

6.5 Проводим тяговый расчет, который сводится к определению величины натяжений в характерных точках трассы конвейера. Расчет начинают с точки, с минимальным натяжением тягового элемента. В горизонтальных конвейерах она находится в точке сбегания цепи с приводной звездочки. При наличии

наклонных участков, для нахождения точки с F_{\min} необходимо предварительно определить силу сопротивления W_{1-2}, H , на участке 1-2.

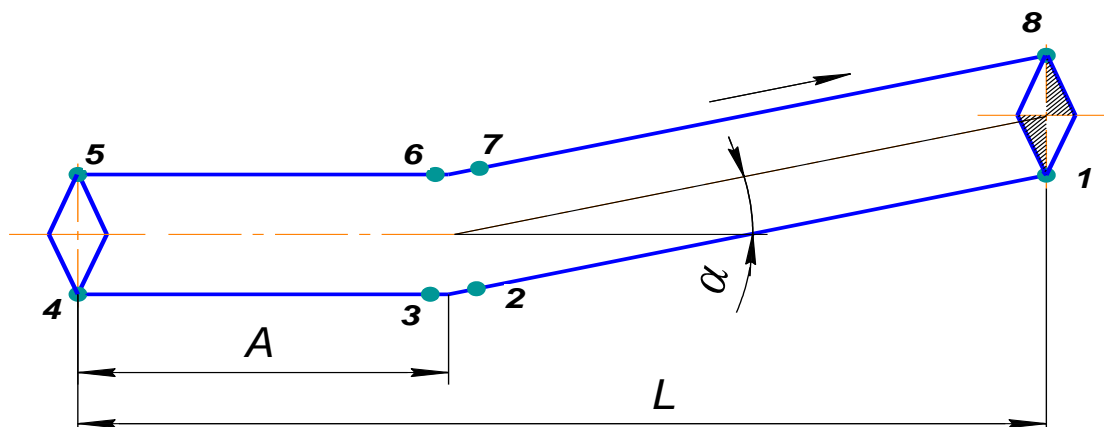


Рисунок 6.1 - Схема трассы пластинчатого конвейера

Участок 1 – 2.

Сила сопротивления W_{1-2}, H , на наклонном участке холостой ветви

$$W_{1-2} = g \cdot q_H \cdot (L - A) \cdot w - g \cdot q_H \cdot H, \quad (6.8)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_H – погонная масса настила, кг/м ;

L – длина конвейера, м ;

A – длина горизонтального участка конвейера, м ;

w - коэффициент сопротивления тягового элемента, зависящий от типа цепи конвейера;

H – высота подъема наклонного участка конвейера, м ,

$$H = (L - A) \cdot \text{tg}\alpha, \quad (6.9)$$

где α – угол наклона конвейера, град.

Если сопротивление на участке 1-2 имеет отрицательный знак, то

$$F_2 < F_1, \quad (6.10)$$

т. е. натяжение тягового элемента в точке два F_2 , Н, будет меньше, чем в точке один F_1 , Н, т.е. - минимальным. Минимальное натяжение цепи - (тягового элемента) выбираем из диапазона $F_{\min}=1,0 - 3,0$ кН.

Таблица 6.4 – Коэффициенты сопротивления w , для пластинчатых цепей

Тип цепи конвейера	Обозначение цепи	Условия работы конвейера		
		хорошие	средние	тяжелые
1	2	3	4	5
Втулочная, втулочно-роликовая	В,ВР	0,20 - 0,25	0,30- 0,35	0,40 - 0,45
Втулочно-катковая с гладкими катками (подшипники скольжения)	ВК	0,06 - 0,07	0,08 -0,10	0,10 - 0,13
Втулочно-катковая с гребнями на катках	ВК	0,07 - 0,08	0,09 -0,10	0,12 - 0,13
Втулочно-катковая с подшипниками качения	ВКП	0,013 - 0,02	0,02 -0,03	0,028 -0,045

Принимаем

$$F_2 = F_{\min}, \quad (6.11)$$

тогда

$$F_1 = F_2 - W_{1-2}. \quad (6.12)$$

Подставив выражение (6.8) в (6.12), получим

$$F_1 = F_2 - [g \cdot q_H \cdot (L - A) \cdot w - g \cdot q_H \cdot H], \quad (6.13)$$

Участок 2-3.

Натяжение цепи в точке три F_3 , Н, при перемещении тягового элемента по криволинейным направляющим с коэффициентом сопротивления w

$$F_3 = F_2 \cdot e^{w \cdot \alpha}, \quad (6.14)$$

где w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

α – угол наклона конвейера, рад.

Участок 3-4.

Натяжение цепи конвейера F_4 , Н, в точке четыре, с учетом силы сопротивления W_{3-4} , Н, возникающей, на горизонтальном участке холостой ветви

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \quad (6.15)$$

$$W_{3-4} = g \cdot q_H \cdot A \cdot w. \quad (6.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_H – погонная масса настила, кг/м ;

A – длина горизонтального участка конвейера, м ;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера.

Подставив уравнение (6.16) в (6.15) получим,

$$F_4 = F_3 + g \cdot q_H \cdot A \cdot w. \quad (6.17)$$

Участок 4 – 5.

Натяжение тягового элемента в точке пять F_5 , Н, с учетом сопротивления, возникающего на поворотной звездочке.

$$F_5 = \xi_{3B} \cdot F_4, \quad (6.18)$$

где $\xi_{3B} = 1,04 - 1,07$ - обобщенный коэффициент сопротивления вращению звездочек.

Участок 5-6.

Натяжение тягового элемента в точке шесть F_6 , Н, с учетом силы сопротивления W_{5-6} , Н, на прямолинейном горизонтальном участке рабочей ветви конвейера

$$F_6 = F_5 + W_{5-6}, \quad (6.19)$$

$$W_{5-6} = g \cdot (q_{\Gamma} + q_H) \cdot A \cdot w. \quad (6.20)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_{Γ} – погонная масса груза, кг/м ;

q_H – погонная масса настила, кг/м;

A – длина горизонтального участка конвейера, м;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера.

Подставив (6.20) в (6.19) получим,

$$F_6 = F_5 + g \cdot (q_G + q_H) \cdot A \cdot w, \quad (6.21)$$

Участок 6-7.

Натяжение тягового элемента в точке семь F_7, H , возникающего в результате перемещения тягового элемента по криволинейным направляющим на рабочей ветви конвейера

$$F_7 = F_6 \cdot e^{w \cdot \alpha}. \quad (6.22)$$

где w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

α – угол наклона конвейера, рад.

Участок 7-8.

Натяжение в точке восемь F_8, H , с учетом силы сопротивления W_{7-8}, H , возникающей в результате перемещения тягового элемента по наклонному участку рабочей ветви конвейера

$$F_8 = F_7 + W_{7-8}, \quad (6.23)$$

$$W_{7-8} = g \cdot (q_G + q_H) \cdot (L - A) \cdot w + g \cdot (q_G + q_H) \cdot H. \quad (6.24)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_G – погонная масса груза, кг/м;

q_H – погонная масса настила, кг/м;

L – длина конвейера, м;

A – длина горизонтального участка конвейера, м;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

H – высота подъема груза, м.

Подставив (6.24) в (6.23) находим,

$$F_8 = F_7 + g \cdot (q_{\Gamma} + q_H) \cdot (L - A) \cdot w + g \cdot (q_{\Gamma} + q_H) \cdot H. \quad (6.25)$$

Максимальное натяжение тягового элемента F_{\max} , Н, будет в точке набегания на приводную звездочку, т. е. в точке восемь F_8 , Н. С учетом динамической нагрузки, расчетная максимальная нагрузка для выбора цепи, определится следующим образом

$$F_{\max} = K_D \cdot F_8, \quad (6.26)$$

где K_D – коэффициент динамической нагрузки:

- при скорости цепи до 0,1 м/с, $K_D = 1$;
- при скорости цепи от 0,1 - 0,3 м/с, $K_D = 1,15$;
- при скорости цепи свыше 0,3 м/с, $K_D = 1,25$.

Исходя из величины максимальной нагрузки, рассчитываем нагрузку, $F_{\max 1}$, Н, действующую на одну цепь,

$$F_{\max 1} = 1,15 \cdot (F_{\max} / 2). \quad (6.27)$$

Рассчитываем величину разрушающей нагрузки

$$F_{PA3} = F_{\max 1} \cdot n, \quad (6.28)$$

где n - коэффициент запаса прочности:

- для горизонтальных конвейеров не ответственного назначения $n = 5 - 7$;
- для конвейеров с наклонными участками трассы $n = 8 - 10$.

По величине F_{PA3} нагрузки, по таблице 6.5, выбираем цепь по ГОСТ 588 – 81, выбираем шаг цепи – $t_{\text{ц}}$, м.

6.6 Величина тягового усилия F_0 , Н, на приводной звездочке

$$F_0 = \xi_{3B} \cdot F_8 - F_1. \quad (6.29)$$

где $\xi_{3B} = 1,04 - 1,07$ - обобщенный коэффициент сопротивления вращению звездочек.

Таблица 6.5 – Цепи тяговые пластинчатые (применительно к ГОСТ 588 – 81)

Обозначение цепи	Разрушающая нагрузка не менее, кН.	Шаг цепи, t _ц , мм.															
		40	50	63	80	100	120	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	
M20	20		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
M28	28		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M40	40		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M56	56		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M80	80		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M112	112		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M160	160		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M224	224		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M315	315		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M450	450		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M630	630		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M900	900		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M1250	1250		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
M1800	1800		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

6.7 Мощность электродвигателя N , кВт, для привода конвейера, при КПД привода $\eta_{\text{ПР}}$, составит

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{\text{ПР}}}. \quad (6.30)$$

где v – скорость тягового элемента, м/с.

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

6.8 Принимаем число зубьев приводной звездочки $Z_{3В}$, шт, и определяем частоту вращения приводного вала n_B , мин⁻¹,

$$n_B = n_{3В} = \frac{60 \cdot v}{Z_{3В} \cdot t_{\text{Ц}}}. \quad (6.31)$$

где $t_{\text{Ц}}$ – шаг цепи, м.

6.9 Передаточное отношение U , и крутящий момент $M_{3В}$, Нм, на валу приводной звездочки

$$U = n_{\text{ЭД}} / n_{3В} \quad (6.32)$$

$$M_{3В} = F_0 \cdot (D_{3В} / 2). \quad (6.33)$$

где $D_{3В}$ – диаметр делительной окружности приводной звездочки, м.

6.10 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора (электродвигателя), выбираем стандартный редуктор.

Отклонение Δ , %, передаточного числа выбранного редуктора $U_{\text{РЕД}}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{\text{РЕД}}}{U_{\text{РЕД}}} \cdot 100\% \quad (6.34)$$

Это отклонение не должно превышать 5 %.

6.11 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

6.12 Рассчитываем диаметр приводного вала и выбираем подшипники.

На приводной вал действуют: вес приводного вала G_B , H , со звездочками, тяговые усилия $F_0/2$, H , приложенные к звездочкам и крутящий момент $M_{зв}$, H_m .

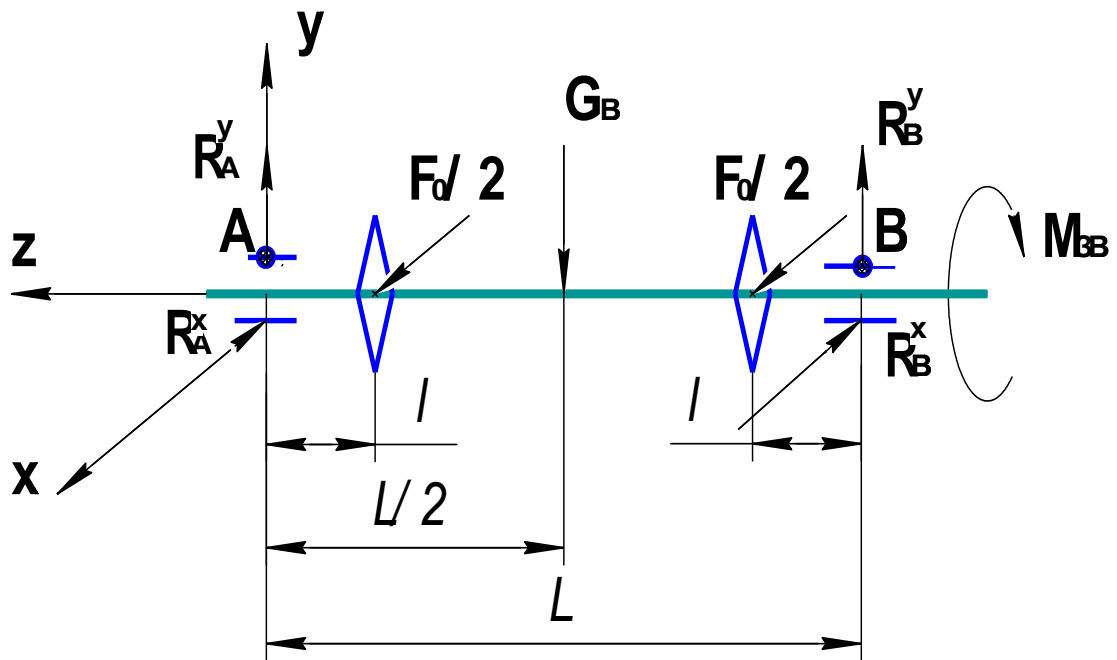


Рисунок 6.2 – Расчетная схема приводного вала

6.13 Рассчитываем диаметр оси натяжной станции и выбираем подшипники.

6.14 Проводим расчет винтового натяжного устройства.

6.15 Составляем кинематическую схему приводного механизма.

7 Пример расчета пластинчатого конвейера

Рассчитать горизонтально – наклонный пластинчатый конвейер по следующей схеме и исходным данным

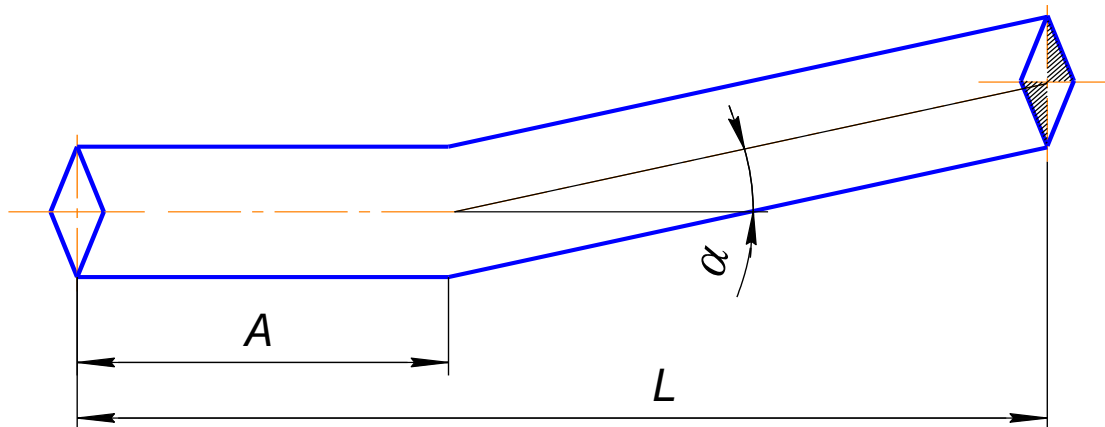


Рисунок 7.1 Схема пластинчатого конвейера

Таблица 7.1 – Исходные данные для расчета

№ Варианта	Тип конвейера	Схема трассы	Геометрические параметры конвейера			Расчетная производительность Q, т/ч	Характеристика груза	
			L, м.	A, м.	$\alpha, ^\circ$		Насып плот-сть $\rho_H, \text{кг/м}^3$	Угол откоса $\beta, \text{град.}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	пластинчатый	в	35	20	8	35	920	26

7.1 Скорость тягового элемента и тип настила выбираем в зависимости от вида транспортируемого груза с учетом производительности. При небольших скоростях увеличиваются габариты конвейера, и его материалоемкость. С увеличением скорости габариты уменьшаются, но при этом возрастает энергоёмкость. Поэтому следует выбирать рациональное соотношение между скоростью и типом настила.

Выбираем настил с подвижными бортами. Скорость тягового элемента, из рекомендуемого ряда, принимаем равной 0,3 м/с.

Рассчитываем ширину настила $B_{НБ}$, м, с бортами,

$$B_{НБ} = \sqrt{\frac{Q}{0,9 \cdot v \cdot \rho_H \cdot s \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{4 \cdot h_B^2 \cdot \varphi^2}{s^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha}} - \frac{2 \cdot h_B \cdot \varphi}{s \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \quad (7.1)$$

где $Q = 35$ т/ч - расчетная производительность конвейера;

$v = 0,3$ м/с - скорость тягового элемента,;

$s = 0,95$ - коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза, при его поступлении на наклонный участок конвейера (таблица 6.2);

$\rho_H = 920$ кг/м³ - насыпная плотность продукта;

$\alpha = 8^\circ$ - угол поворота трассы конвейера;

$h = 0,1$ м - высота бортов настила;

$\varphi = 0,7$ - коэффициент заполнения сечения настила по высоте бортов.

$$B_{НБ} = \sqrt{\frac{35}{0,9 \cdot 0,3 \cdot 920 \cdot 0,95 \cdot 0,13} + \frac{4 \cdot 0,01 \cdot 0,49}{0,9 \cdot 0,017}} - \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 0,7}{0,95 \cdot 0,13} = 0,43 \text{ м},$$

ширину настила, принимаем равной 500 мм.

7.2 Определяем, погонную массу сыпучего продукта $q_{Г}$, и настила $q_{Н}$, кг/м, (приходящиеся на 1 м длины конвейера).

$$\text{От груза} \quad q_{Г} = \frac{Q}{3,6 \cdot v}; \quad (7.2)$$

где Q - расчетная производительность конвейера, т/ч;

v - скорость тягового элемента, м/с.

$$q_{Г} = \frac{35}{3,6 \cdot 0,3} = 32,4 \text{ кг / м}.$$

$$\text{От настила} \quad q_{Н} = 60 \cdot B_{Н} + A_{Н}, \quad (7.3)$$

где $B_{Н}$ - ширина настила, м;

$A_{Н} = 40$ коэффициент, зависящий от параметров настила (таблица 6.3).

$$q_H = 60 \cdot 0,5 + 40 = 70 \text{ кг / м.}$$

7.3 Разбиваем контур трассы конвейера на участки, по видам сопротивлений и проводим тяговый расчет, который сводится к определению величины натяжений в характерных точках трассы конвейера.

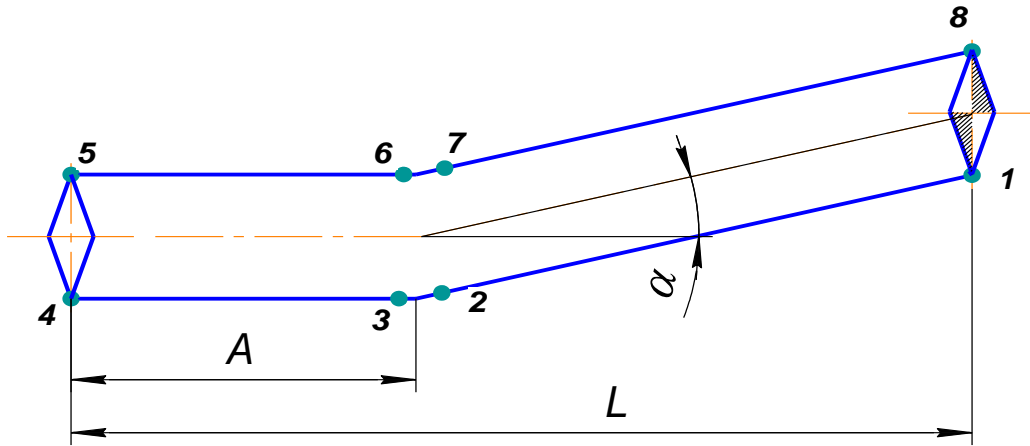


Рисунок 7.2 - Схема трассы пластинчатого конвейера

Расчет начинают с точки, с минимальным натяжением тягового элемента. В горизонтальных конвейерах она находится в точке сбегания цепи с приводной звездочки. При наличии наклонных участков, для нахождения точки с F_{\min} необходимо предварительно определить силу сопротивления W_{1-2} , Н, на участке 1-2.

Участок 1 – 2.

Сила сопротивления W_{1-2} , Н, на наклонном участке холостой ветви

$$W_{1-2} = g \cdot q_H \cdot (L - A) \cdot w - g \cdot q_H \cdot H, \quad (7.4)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_H – погонная масса настила, кг/м ;

$L - A = B$ – длина горизонтальной проекции наклонного участка конвейера, м ;

w – коэффициент, сопротивления тягового элемента, зависящий от типа цепи конвейера (таблица 6.4);

H – высота подъема груза, м,

$$H = B \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.5)$$

где α – угол наклона конвейера, град.

$$W_{1-2} = 9,8 \cdot 70 \cdot 15 \cdot 0,1 - 9,8 \cdot 70 \cdot 1,9 = -274,4H.$$

Сопротивление на участке 1-2 имеет отрицательный знак, следовательно

$$F_2 < F_1, \quad (7.6)$$

т. е. натяжение тягового элемента в точке два F_2 , H , будет меньше, чем в точке один F_1 , H , т.е. - минимальным. Минимальное натяжение цепи - (тягового элемента) принимаем равным $F_{\min} = 1,5$ кН.

Принимаем

$$F_2 = F_{\min}, \quad (7.7)$$

тогда

$$F_1 = F_2 - W_{1-2}. \quad (7.8)$$

Подставив выражение (7.4) в (7.8), получим

$$F_1 = 1500 - (-274,4) = 1774,4H.$$

Участок 2-3.

Натяжение цепи в точке три F_3 , H , при перемещении тягового элемента по криволинейным направляющим с коэффициентом сопротивления w

$$F_3 = F_2 \cdot e^{w \cdot \alpha}, \quad (7.9)$$

где w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

α – угол наклона конвейера, рад.

$$F_3 = 1500 \cdot e^{0,1 \cdot 0,13} = 1500 \cdot 1,01 = 1515,0H.$$

Участок 3-4.

Натяжение цепи конвейера F_4 , Н, в точке четыре, с учетом силы сопротивления W_{3-4} , Н, возникающей, на горизонтальном участке холостой ветви

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \quad (7.10)$$

$$W_{3-4} = g \cdot q_H \cdot A \cdot w. \quad (7.11)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_H – погонная масса настила, кг/м

A – длина прямолинейного участка конвейера;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера.

Подставив уравнение (7.11) в (7.10) получим,

$$F_4 = F_3 + g \cdot q_H \cdot A \cdot w. \quad (7.12)$$

$$F_4 = 1515,0 + 9,8 \cdot 70 \cdot 20 \cdot 0,1 = 2887H.$$

Участок 4 – 5.

Натяжение тягового элемента в точке пять F_5 , Н, с учетом сопротивления, возникающего на поворотной звездочке.

$$F_5 = \xi_{3B} \cdot F_4, \quad (7.13)$$

где $\xi_{3B} = 1,04 - 1,07$ - обобщенный коэффициент сопротивления вращению звездочек.

$$F_5 = 1,05 \cdot 2887,0 = 3031,4H.$$

Участок 5-6.

Натяжение тягового элемента в точке шесть F_6 , Н, с учетом силы сопротивления W_{5-6} , Н, на прямолинейном горизонтальном участке рабочей ветви конвейера

$$F_6 = F_5 + W_{5-6}, \quad (7.14)$$

$$W_{5-6} = g \cdot (q_\Gamma + q_H) \cdot A \cdot w. \quad (7.15)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_{Γ} – погонная масса груза, кг/м ;

q_{H} – погонная масса настила, кг/м ;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера.

Подставив (7.15) в (7.14) получим,

$$F_6 = F_5 + g \cdot (q_{\Gamma} + q_{\text{H}}) \cdot A \cdot w, \quad (7.16)$$

$$F_6 = 3031,4 + 9,8 \cdot (32,4 + 70) \cdot 20 \cdot 0,1 = 5038,44 \text{Н}.$$

Участок 6-7.

Натяжение тягового элемента в точке семь F_7 , Н, возникающего в результате перемещения тягового элемента по криволинейным направляющим на рабочей ветви конвейера

$$F_7 = F_6 \cdot e^{w \cdot \alpha}. \quad (7.17)$$

где w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

α – угол наклона конвейера, рад.

$$F_7 = 5038,44 \cdot 1,02 = 5139,2 \text{Н}.$$

Участок 7-8.

Натяжение в точке восемь F_8 , Н, с учетом силы сопротивления W_{7-8} , Н, возникающей в результате перемещения тягового элемента по наклонному участку рабочей ветви конвейера

$$F_8 = F_7 + W_{7-8}, \quad (7.18)$$

$$W_{7-8} = g \cdot (q_{\Gamma} + q_{\text{H}}) \cdot B \cdot w + g \cdot (q_{\Gamma} + q_{\text{H}}) \cdot H. \quad (7.19)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

q_{Γ} – погонная масса груза, кг/м ;

q_{H} – погонная масса настила, кг/м ;

B – длина горизонтальной проекции наклонного участка, м;

w – коэффициент сопротивления, зависящий от типа цепи конвейера;

H – высота подъема груза, м.

Подставив (7.19) в (7.18) находим,

$$F_8 = F_7 + g \cdot (q_{\Gamma} + q_H) \cdot B \cdot w + g \cdot (q_{\Gamma} + q_H) \cdot H. \quad (7.20)$$

$$F_8 = 5139,2 + 9,8 \cdot 102,4 \cdot 15 \cdot 0,1 + 9,8 \cdot 102,4 \cdot 1,9 = 8551,2 \text{ Н}.$$

Максимальное натяжение тягового элемента F_{\max} , Н, будет в точке набегания на приводную звездочку, т. е. в точке восемь F_8 , Н. С учетом динамической нагрузки, расчетная максимальная нагрузка для выбора цепи, определится следующим образом

$$F_{\max} = K_D \cdot F_8, \quad (7.21)$$

где K_D – коэффициент динамической нагрузки:

- при скорости цепи до 0,1 м/с, $K_D = 1$;
- при скорости цепи от 0,1 - 0,3 м/с, $K_D = 1,15$;
- при скорости цепи свыше 0,3 м/с, $K_D = 1,25$.

$$F_{\max} = 1,15 \cdot 8551,2 = 9833,9 \text{ Н}.$$

Исходя из величины максимальной нагрузки, рассчитываем нагрузку, $F_{\max 1}$, Н, действующую на одну цепь,

$$F_{\max 1} = 1,15 \cdot (F_{\max} / 2). \quad (7.22)$$

$$F_{\max 1} = 1,15 \cdot 4916,8 = 5654,5 \text{ Н}.$$

Рассчитываем величину разрушающей нагрузки

$$F_{PA3} = F_{\max 1} \cdot n, \quad (7.23)$$

где n - коэффициент запаса прочности:

- для горизонтальных конвейеров не ответственного назначения $n = 5 - 7$;
- для конвейеров с наклонными участками трассы $n = 8 - 10$.

$$F_{PA3} = 5654,5 \cdot 9 = 50890,2H$$

По величине F_{PA3} нагрузки выбираем (таблица 6.5) цепь ВКР, втулочно – катковую с ребордами на катках М56-4-200-2 по ГОСТ 558 – 81, с шагом цепи – $t_{Ц} = 200$ мм. Для выбранной цепи F_{PA3} по государственному стандарту равна 56 кН.

7.4 Величина тягового усилия F_0 , Н, на приводной звездочке

$$F_0 = \xi_{3B} \cdot F_8 - F_1. \quad (7.24)$$

где $\xi_{3B} = 1,04 - 1,07$ - обобщенный коэффициент сопротивления вращению звездочек.

$$F_0 = 1,05 \cdot 8551,2 - 1500,0 = 7478,8H.$$

7.5 Мощность электродвигателя N , кВт, для привода конвейера, при КПД привода $\eta_{ПР}$, составит

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{ПР}}. \quad (7.25)$$

где v – скорость тягового элемента, м/с.

$$N = \frac{7478,8 \cdot 0,3}{1000 \cdot 0,85} = 2,64кВт.$$

По каталогу [5] выбираем марку электродвигателя АИР112М8 мощностью 3,0 кВт, частотой вращения 750 об/мин и диаметром вала 32 мм.

7.6 Принимаем число зубьев приводной звездочки $Z_{3B} = 8$ шт, и определяем частоту вращения приводного вала n_B , мин⁻¹,

$$n_B = n_{3B} = \frac{60 \cdot v}{Z_{3B} \cdot t_{Ц}}. \quad (7.26)$$

где $t_{Ц}$ – шаг цепи, м.

$$n_B = n_{3B} = \frac{60 \cdot 0,3}{8 \cdot 0,2} = 11,25мин^{-1}.$$

7.7 Передаточное отношение U , и крутящий момент M_{3B} , Нм, на валу приводной звездочки

$$U = n_{ЭД} / n_{3B} \quad (7.27)$$

$$U = \frac{750}{11,25} = 66,67.$$

$$M_{3B} = F_0 \cdot (D_{3B} / 2). \quad (7.28)$$

где D_{3B} - диаметр делительной окружности приводной звездочки, м.

$$D_{3B} = \frac{Z_{3B} \cdot t}{\pi}, \quad (7.29)$$

$$D_{3B} = \frac{8 \cdot 0,2}{3,14} = 0,509 \text{ м.}$$

$$M_{3B} = \frac{7478,8 \cdot 0,509}{2} = 1903,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

7.8 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора (электродвигателя), выбираем [5] трехступенчатый редуктор ЦТН - 6. С передаточным числом 63,98 и мощностью на быстроходном валу (750 об/мин) 4,6 кВт. Диаметры: быстроходного вала 32 мм; тихоходного – 110 мм.

Отклонение Δ , %, передаточного числа выбранного редуктора $U_{РЕД}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{РЕД}}{U_{РЕД}} \cdot 100\% \quad (7.30)$$

$$\Delta = \frac{66,67 - 63,98}{63,98} \cdot 100\% = 4,2\%$$

Это отклонение не превышает 5 %, что вполне допустимо.

7.9 По крутящему моменту, диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфту.

Определяем крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}}, \quad (7.31)$$

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot 3,0}{750} = 38,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем упругую втулочно-пальцевую муфту. Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу электродвигателя $M_{\text{ЭД}} = 38,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}}, \quad (7.32)$$

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot 38,2 = 45,84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем [2] муфту фланцевую 40 – 32 – 11 ГОСТ 20761 – 96.

7.10 Рассчитываем диаметр вала приводной звездочки.

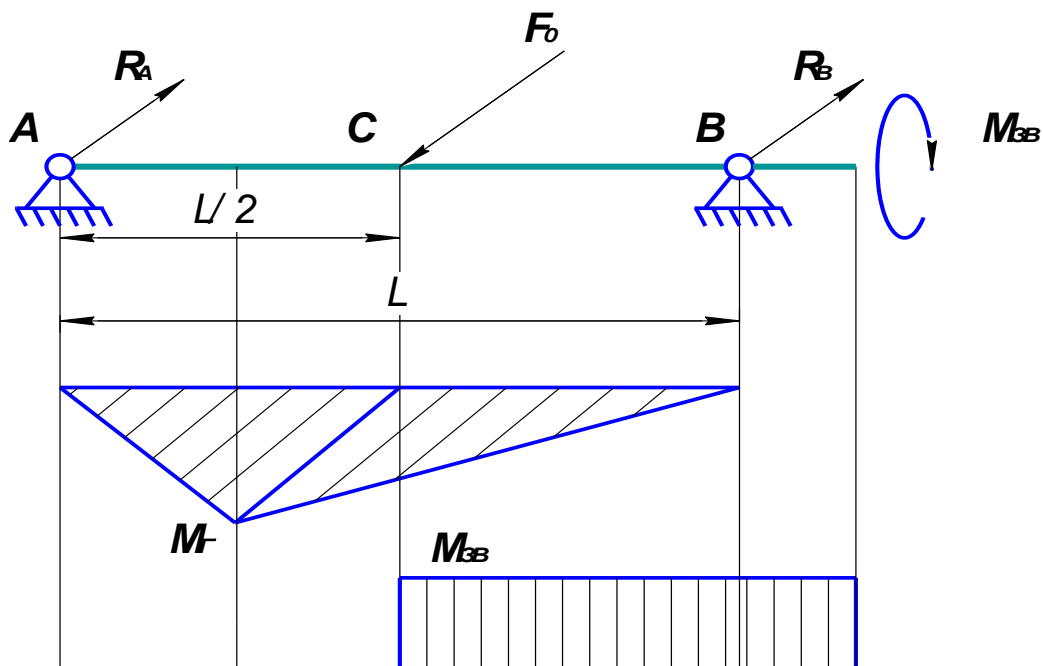


Рисунок 7.3 – Расчетная схема

Сила тяжести приводного вала и звездочек, намного меньше, чем величина тягового усилия F_0 , следовательно, при расчете диаметра вала, силой тяжести можно пренебречь, а погрешность в расчетах, компенсировать, увеличив коэффициент запаса прочности. С учетом принятых допущений, расчетная схема вала, выглядит, в соответствии с рисунком 7.3, следующим образом.

Исходя из конструктивных соображений, на основании эскизных проработок, расстояние между подшипниковыми опорами L , принимаем равным 900 мм.

Тяговое усилие F_0 , H , действует в горизонтальной плоскости, в точках А и В возникают реакции опор R_A , и R_B .

Величина тягового усилия и крутящий момент на приводной звездочке составляют: $F_0 = 7478,8H$, $M_{3B} = 1903,3H \cdot м$,

Определим реакции опор в точках А и В.

$$\sum M_A = 0. \quad R_B \cdot L - F_0 \cdot L / 2 = 0, \quad (7.33)$$

$$R_B = \frac{F_0 \cdot L}{L \cdot 2} = \frac{F_0}{2}, \quad (7.34)$$

$$R_B = \frac{7478,4}{2} = 3739,2H. \quad (7.35)$$

Так как сила F_0 расположена симметрично опор А и В, реакции опор будут равны.

Определим величину момента, действующего в горизонтальной плоскости,

$$M_{\Gamma} = R_B \cdot L / 2 = \frac{F_0 \cdot L}{4}, \quad (7.36)$$

$$M_{\Gamma} = 7478,4 \cdot 0,225 = 1682,64H \cdot м,$$

Величина эквивалентного момента,

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + 0,75 \cdot M_{3B}^2}, \quad (7.37)$$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{2831277,37 + 2716913,17} = 2355,46 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем материал вала [3] приводного барабана – сталь 45, с характеристикой материала $\sigma_B = 560 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\sigma_{\tau} = 280 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Диаметр вала приводного барабана

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (7.38)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2355,46}{0,1 \cdot 93,3 \cdot 10^6}} = 0,063 \text{ м}.$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n} = \frac{280}{3} = 93,3 \text{ МПа}$;

$n=3$ – запас прочности по статической несущей способности.

Принимаем диаметры валов в точках А и В – под подшипники 65 мм.

Так как на вал действуют только радиальные нагрузки и скорость его вращения не велика, выбираем подшипники [5] 1613 ГОСТ 28428 – 90 радиальные сферические двухрядные, серия диаметров 6.

7.11 Для унификации конструкции, диаметр оси натяжной станции принимаем равным диаметру приводного вала.

7.12 Проводим расчет натяжного винтового устройства.

Определим осевое усилие натяжения и хода натяжного устройства.

Усилие натяжения равно

$$F_H = \frac{F_4 + F_5}{2}, \quad (7.39)$$

$$F_H = \frac{2887,0 + 3031,4}{2} = 2959,2 \text{ Н},$$

Ход натяжного устройства назначаем в соответствии с рекомендациями [1] - 1,5 шага цепи,

$$L_H = 1,5 \cdot t_{\text{ц}}, \quad (7.40)$$

$$L_H = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм},$$

длину натяжного винта, принимаем равной 350 мм.

Расчетное значение среднего диаметра резьбы винта, определяется следующим образом,

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot [q] \cdot \psi}}, \quad (7.41)$$

где F_H – осевое усилие натяжения, Н;

$\psi = 1,5 - 2,0$ – коэффициент запаса;

$[q]$ - допускаемое напряжение в паре винт - гайка, МПа:

- для закаленной стали по бронзе – 10 – 13 МПа;
- для незакаленной стали по бронзе – 8 – 10 МПа;
- по антифрикционному чугуноу – 6 – 7 МПа;
- по серому чугуноу 4 – 5 МПа.

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 2959,2}{3,14 \cdot 6 \cdot 1,5}} = 14,5 \text{ мм},$$

Принимаем болт М16.

Расчетное значение высоты гайки

$$H_G = \psi \cdot d_B, \quad (7.42)$$

$$H_G = 1,5 \cdot 14,5 = 21,8 \text{ мм},$$

в соответствии с ГОСТ 5931 – 70, высоту гайки принимаем равной 24мм.

Выбираем конструкцию натяжного устройства, в которой винты работают на сжатие. Отношение длины l винта к расчетному значению среднего диаметра резьбы d_B , $l / d_B > 10$ - следовательно, винт необходимо проверить на устойчивость:

$$n_y = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_1^4}{F_H \cdot l^2 \cdot 64} \geq [n_y]. \quad (7.43)$$

где $[n_v] = 2,5 - 4,0$, - допустимый запас устойчивости;

$E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, модуль упругости для углеродистых сталей, Па;

$d_1 = 0,0135 \text{ м}$, внутренний, диаметр резьбы болта М16;

$l = 0,35 \text{ м}$, длина винта, м.

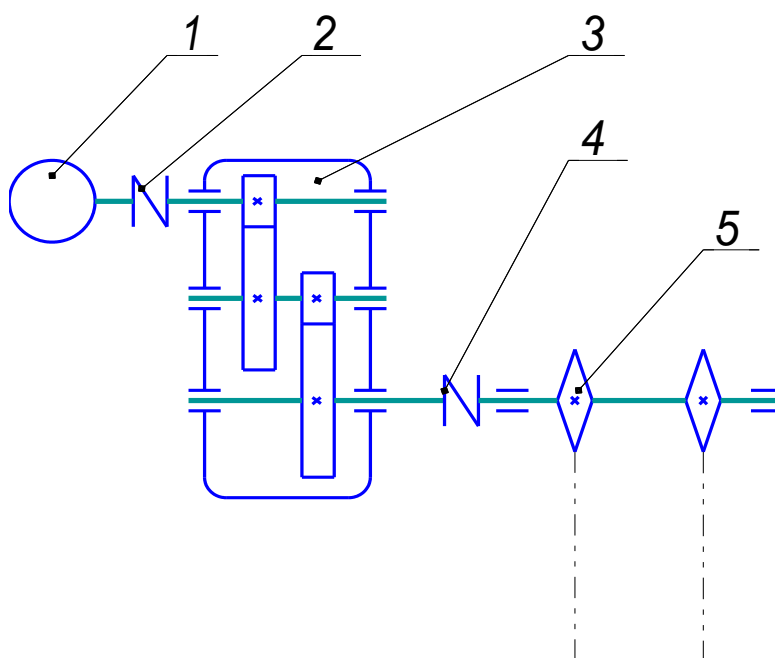
Подставляя полученные выражения, находим,

$$n_v = \frac{3,14^3 \cdot 2,0 \cdot 10^{11} \cdot 0,0135^4}{2959,2 \cdot 0,35^2 \cdot 64} \geq [n_v].$$

$$n_v = 4,9 \geq [n_v].$$

Условие выполняется.

7.13 Составляем кинематическую схему приводного механизма.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта;

5 – приводной вал со звездочками.

Рисунок 7.4 – Кинематическая схема приводной станции

8 Методика расчета скребкового конвейера

Расчет скребкового конвейера начинается с определения размеров желоба, по которому груз перемещается волочением.

8.1 Задаемся отношением ширины $B_{Ж}$, м, к его высоте $h_{Ж}$, м,

$$B_{Ж}/h_{Ж} = K_{Ж}, \quad (8.1)$$

где $K_{Ж} = 2,4 - 4,0$ - коэффициент отношения, для конвейеров со сплошными скребками;

$K_{Ж} = 1,4 - 1,6$ – коэффициент отношения, для конвейеров с контурными скребками.

8.2 Скорость перемещения тягового элемента, для конвейеров со сплошными высокими скребками, принимают с учетом свойств груза и производительности конвейера в пределах $v = 0,1 - 1,0$ м/с, а для конвейеров со сплошными низкими скребками в пределах $v = 0,1 - 0,8$ м/с. Скорость тягового элемента с контурными скребками $v = 0,2 - 0,4$ м/с.

8.3 Высоту желоба $h_{Ж}$, м, для конвейеров со сплошными высокими скребками, определяют по следующей формуле

$$h_{Ж} = \sqrt{\frac{Q}{3,6 \cdot K_{Ж} \cdot K_{Н} \cdot \psi \cdot \rho_{Н} \cdot v}}, \quad (8.2)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

$K_{Н}$ – коэффициент учитывающий наклон конвейера;

ψ – коэффициент заполнения:

- для легкосыпучих грузов $\psi = 0,5 - 0,6$;

- для кусковых грузов $\psi = 0,7 - 0,8$;

$\rho_{Н}$ – насыпная плотность продукта, кг/м³;

v – скорость тягового элемента, м/с.

Таблица 8.1 – Значения коэффициента K_H для скребковых конвейеров

Груз	Угол наклона конвейера, α°				
	0	10	20	30	35
1	2	3	4	5	6
Легкосыпучий	1,00	0,85	0,65	0,50	-
Трудно сыпучий, кусковой	1,00	0,95	0,85	0,75	0,60

Рассчитав высоту желоба $h_{ж}$, м, находим его ширину

$$B_{ж} = K_{ж} h_{ж}, \quad (8.3)$$

и округляем до ближайшей большей величины типовых размеров желоба, соответствующей следующему нормальному ряду 200; 250; 320; 400; 500; 650; 800; 1000; 1200 мм.

8.4 Ширину желоба $B_{ж}$, м, для конвейера со сплошными низкими скребками определяют

$$B_{ж} = \frac{Q}{3,6 \cdot h_c \cdot \rho_H \cdot v \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_H}, \quad (8.4)$$

где h_c - высота скребка :

- для горизонтальных и полого наклонных ($\alpha < 35^\circ$) конвейеров

$h_c = 0,06 - 0,13$ м;

- для круто наклонных ($\alpha > 35^\circ$) конвейеров $h_c = 0,03 - 0,05$ м;

ρ_H – насыпная плотность продукта, кг/м³;

v – скорость тягового элемента, м/с;

$K_1 = 0,85 - 0,90$ – коэффициент, учитывающий объем, занимаемый в слое груза тяговым элементом со скребком;

$K_2 = 1,05 - 1,1$ – коэффициент, учитывающий уплотнение груза;

K_3 – коэффициент, позволяющий оценить отставание груза от тягового элемента:

- для пылевидных грузов $K_3 = 0,75 - 0,80$;

- для сыпучих грузов $K_3 = 0,8 - 0,9$;

K_H – коэффициент учитывающий наклон конвейера.

8.5 По принятым размерам желоба, уточняем значение скорости транспортирования v , м/с,

$$v = \frac{Q}{3,6 \cdot B_{\text{ж}} \cdot h_{\text{с}} \cdot \rho_{\text{н}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{\text{н}}}. \quad (8.5)$$

8.6 Определяем погонные массы от груза q_{Γ} , кг/м, и тягового элемента со скребками $q_{\Gamma\text{Э}}$, кг/м. Если ширина $B_{\text{ж}} < 500$ мм, конвейер выполняется одноцепным.

От груза

$$q_{\Gamma} = \frac{Q}{3,6 \cdot v}. \quad (8.6)$$

От тягового элемента

$$q_{\Gamma\text{Э}} = B_{\text{с}} \cdot k, \quad (8.7)$$

где $B_{\text{с}} = B_{\text{ж}} - (10 - 15)$ мм – ширина скребка, мм;

k – эмпирический коэффициент:

- для одноцепных конвейеров $k = 5 \cdot 10^{-2} - 6 \cdot 10^{-2}$;

- для двухцепных конвейеров $k = 6 \cdot 10^{-2} - 8 \cdot 10^{-2}$.

8.7 Проводим тяговый расчет, который сводится к определению величины натяжений в характерных точках трассы конвейера.

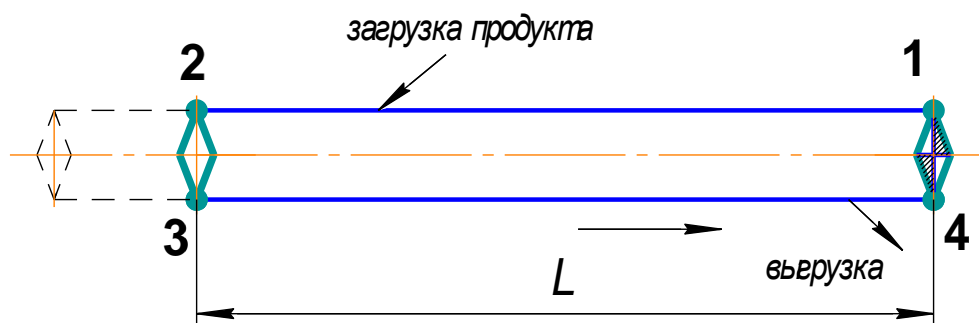


Рисунок 8.1 – Расчетная схема конвейера

Тяговый расчет ведут общеизвестным методом, обхода трассы по контуру, начиная расчет с точки наименьшего натяжения. У горизонтальных конвейеров - F_{min} , Н, в точке 1, сбегания цепи с приводной звездочки (рисунок 8.1),

у наклонных и комбинированных конвейеров - точка с F_{\min} , Н, может быть в точке сбегания цепи с приводной звездочки или в точке пересечения наклонных и горизонтальных участков.

Минимальное натяжение цепи из условий устойчивости скребка принимаем:

- для конвейеров со сплошными низкими скребками $F_{\min} = (1,0 - 3,0)$ кН;
- для конвейеров со сплошными высокими скребками $F_{\min} = (3,0 - 5,0)$ кН.

Участок 1 – 2.

Сила сопротивления W_{1-2} , Н, при перемещении тягового элемента на горизонтальном прямолинейном участке

$$W_{1-2} = g \cdot q_{TЭ} \cdot w \cdot L, \quad (8.8)$$

где g ускорение свободного падения, м/с²;

$q_{TЭ}$ – погонная масса тягового элемента, кг/м;

w – коэффициент сопротивления движению элементов тяговой цепи, (смотри таблицу 5.4);

L – длина конвейера, м.

Тогда натяжение тягового элемента F_2 , Н, в точке два

$$F_2 = F_1 + W_{1-2}, \quad (8.9)$$

с учетом (8.8)

$$F_2 = F_1 + g \cdot q_{TЭ} \cdot w \cdot L. \quad (8.10)$$

Участок 2 – 3.

Сила натяжения F_3 , Н, в точке три, с учетом перемещения тягового элемента по поворотной звездочке с коэффициентом сопротивления ξ_{3B}

$$F_3 = \xi_{3B} \cdot F_2, \quad (8.11)$$

где ξ_{3B} – коэффициент сопротивления:

при угле обхвата звездочки $\alpha_{3B} = 180^\circ$; $-\xi_{3B} = 1,06$;

при угле обхвата $\alpha_{3B} = 90^0$; $-\xi_{3B} = 1,04$;

при угле обхвата - $\alpha_{3B} < 90^0$; $-\xi_{3B} = 1,03$.

Участок 3 – 4.

Сила сопротивления W_{3-4} , Н, перемещению тягового элемента на прямолинейном горизонтальном участке рабочей ветви конвейера

$$W_{3-4} = g \cdot q_{TЭ} \cdot w \cdot L + g \cdot \rho_H \cdot h_G^2 \cdot f \cdot tg^2(45^0 - \beta / 2) \cdot L + g \cdot q_G \cdot f \cdot L, \quad (8.12)$$

Натяжение тягового элемента F_4 , Н, в точке четыре

$$F_4 = F_3 + W_{3-4} = F_3 + g \cdot q_{TЭ} \cdot w \cdot L + g \cdot \rho_H \cdot h_G^2 \times \\ \times f \cdot tg^2(45^0 - \beta / 2) \cdot L + g \cdot q_G \cdot f \cdot L, \quad (8.13)$$

где h_G – высота слоя груза, м:

- для конвейеров с круто наклонными участками ($\alpha = 35^0 - 60^0$) высота слоя груза равна высоте скребка;

- для горизонтальных и полого наклонных конвейеров высота слоя груза рассчитывается по эмпирической формуле $h_G = (0,3 - 0,6) \cdot B_C$, (но не менее высоты скребка h_C). Меньшие значения принимаются для пылевидных грузов, большие – для зернистых.

f – коэффициент трения груза о дно желоба;

β – угол естественного откоса груза, град.

8.8 Определив максимальное натяжение цепи, рассчитываем разрушающую нагрузку F_{PA3P} , Н, с учетом динамических нагрузок

$$F_{PA3P} = 1,15 \cdot F_{\max} \cdot n_{Ц}, \quad (8.14)$$

где $n_{Ц}$ – коэффициент запаса прочности:

- для горизонтальных конвейеров неответственного назначения

$$n_{Ц} = 5 - 7;$$

- для конвейеров с наклонными участками трассы $n_{Ц} = 8 - 10$.

По величине $F_{РАЗР}$, N , выбираем цепь по ГОСТ 588 - 81.

8.9 Величина тягового усилия на приводной звездочке

$$F_0 = \xi_{ЗВ} \cdot F_4 - F_1. \quad (8.15)$$

8.10 Потребная мощность электродвигателя N , кВт, для привода конвейера, при КПД привода $\eta_{ПР}$

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{ПР}}. \quad (8.16)$$

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

8.11 Задаемся числом зубьев приводной звездочки $Z_{ЗВ}$, шт. При этом частота ее вращения $n_{ЗВ}$, мин^{-1} , при работе конвейера

$$n_{ЗВ} = \frac{60 \cdot v}{Z_{ЗВ} \cdot t_{Ц}}, \quad (8.17)$$

где $t_{Ц}$ – шаг цепи, м.

8.12 Крутящий момент $M_{ЗВ}$, Нм, на валу приводной звездочки

$$M_{ЗВ} = F_0 \cdot (D_{ЗВ} / 2). \quad (8.18)$$

где $D_{ЗВ}$ – диаметр делительной окружности приводной звездочки, м.

8.13 Передаточное отношение U , приводной станции

$$U = \frac{n_{ЭД}}{n_{ЗВ}} \quad (8.19)$$

где $n_{ЭД}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

8.14 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора (электродвигателя) выбираем стандартный редуктор.

Отклонение Δ , %, передаточного числа выбранного редуктора $U_{РЕД}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{РЕД}}{U_{РЕД}} \cdot 100\% \quad (8.20)$$

Это отклонение не должно превышать 5 %.

8.15 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

8.16 Рассчитываем диаметр вала приводной звездочки и выбираем подшипники.

8.17 Рассчитываем диаметр оси натяжной станции и выбираем подшипники.

8.18 Проводим расчет винтового натяжного устройства.

8.19 Составляем кинематическую схему приводного механизма.

9 Пример расчета скребкового конвейера

Рассчитать наклонный скребковый конвейер по следующей схеме и исходным данным

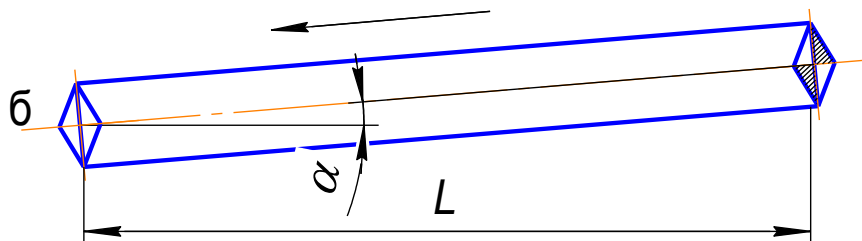


Рисунок 9.1 – Схема скребкового конвейера

Таблица 9.1 – Исходные данные для расчета

№ Варианта	Тип конвейера	Схема трассы	Геометрические параметры конвейера		Расчетная производительность Q, т/ч	Характеристика груза	
			L, м	α, град.		Насып плот-сть ρ _н , кг/м ³	Угол откоса β, град.
1	2	3	4	5	6	7	8
3	скребковый	б	16	10	50	800	26

9.1 При расчете скребкового конвейера задаемся, отношением ширины желоба $B_{Ж}$, м, к его высоте $h_{Ж}$, м,

$$B_{Ж}/h_{Ж} = K_{Ж}, \quad (9.1)$$

где $K_{Ж} = 2,4 - 4,0$ - коэффициент отношения, для конвейеров со сплошными скребками;

Принимаем $K_{Ж} = 2,5$, а скорость перемещения тягового элемента, для конвейеров со сплошными низкими скребками, принимаем [1] с учетом свойств груза и производительности конвейера $v = 0,6$ м/с.

9.2 Ширину желоба $B_{Ж}$, м, для конвейера со сплошными низкими скребками определяем

$$B_{Ж} = \frac{Q}{3,6 \cdot h_C \cdot \rho_H \cdot v \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_H}, \quad (9.2)$$

где $h_C = 0,07$ м, - высота скребка;

$\rho_H = 800$ кг/м³, - насыпная плотность продукта;

$v = 0,6$ м/с, - скорость тягового элемента;

$K_1 = 0,85$ – коэффициент, учитывающий объем, занимаемый в слое груза тяговым элементом со скребком;

$K_2 = 1,05$ – коэффициент, учитывающий уплотнение груза;

$K_3 = 0,85$ – коэффициент для сыпучих грузов, позволяющий оценить отставание груза от тягового элемента;

$K_H = 95$ коэффициент учитывающий наклон конвейера, находим по таблице 8,1.

$$B_{Ж} = \frac{50}{3,6 \cdot 0,07 \cdot 800 \cdot 0,6 \cdot 0,85 \cdot 1,05 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 0,57 \text{ м},$$

и округляем до ближайшей большей величины типовых размеров желоба, соответствующей 650 мм.

Находим высоту желоба

$$h_{\text{ж}} = 650 : 2,5 = 260 \text{ мм.}$$

9.3 По принятым размерам желоба, уточняем значение скорости транспортирования v , м/с,

$$v = \frac{Q}{3,6 \cdot B_{\text{ж}} \cdot h_{\text{с}} \cdot \rho_{\text{н}} \cdot K_{\text{н}} \cdot \psi}. \quad (9.3)$$

где $\psi = 0,6$ коэффициент заполнения для легкосыпучих грузов;

$$v = \frac{50}{3,6 \cdot 0,65 \cdot 0,07 \cdot 800 \cdot 0,95 \cdot 0,6} = 0,67 \text{ м/с.}$$

9.4 Определяем погонные массы от груза q_{Γ} , кг/м, и тягового элемента со скребками $q_{\text{ТЭ}}$, кг/м.

От груза

$$q_{\Gamma} = \frac{Q}{3,6 \cdot v}. \quad (9.4)$$

$$q_{\Gamma} = \frac{50}{3,6 \cdot 0,67} = 20,7 \text{ кг/м.}$$

От тягового элемента

$$q_{\text{ТЭ}} = B_{\text{с}} \cdot k, \quad (9.5)$$

$$q_{\text{ТЭ}} = 640 \cdot 7 \cdot 10^{-2} = 44,8 \text{ кг/м,}$$

где $B_{\text{с}} = B_{\text{ж}} - (10 - 15)$ мм – ширина скребка, мм;

$k = 7 \cdot 10^{-2}$ эмпирический коэффициент для двухцепных конвейеров.

9.5 Проводим тяговый расчет, который сводится к определению величины натяжений в характерных точках трассы конвейера.

Тяговый расчет ведут общеизвестным методом [1], обхода трассы по контуру, начиная расчет с точки наименьшего натяжения. У горизонтальных конвейеров минимальное натяжение тягового элемента - F_{min} , Н, находится в точке 1, сбегания цепи с приводной звездочки (рисунок 9.2). У наклонных и комбинированных конвейеров - точка с F_{min} , Н, натяжением может быть в точке сбе-

гания цепи с приводной звездочки или в точке пересечения наклонных и горизонтальных участков, в данном случае в точке 2.

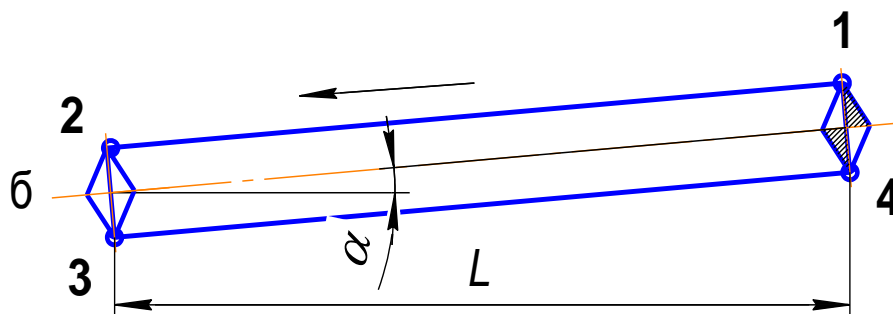


Рисунок 9.2 – Расчетная схема скребкового конвейера

Минимальное натяжение цепи, из условий устойчивости скребка для конвейеров со сплошными низкими скребками, принимаем $F_1 = F_{\min} = 2,0$ кН.

Участок 1 – 2.

Сила сопротивления W_{1-2} , Н, при перемещении тягового элемента на наклонном прямолинейном участке холостой ветви

$$W_{1-2} = g \cdot q_{TЭ} \cdot w \cdot L - g \cdot q_{TЭ} \cdot L \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (9.6)$$

где g ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$q_{TЭ}$ – погонная масса тягового элемента, кг/м ;

$w = 0,3$ - коэффициент сопротивления движению элементов втулочно - роликовой цепи, выбираем по таблице 6.4, для средних условий работы;

L – длина конвейера, м ,

α – угол наклона конвейера.

$$W_{1-2} = 9,8 \cdot 44,8 \cdot 16(0,3 - 0,16) = 983,4 \text{ Н}.$$

Тогда натяжение тягового элемента F_2 , Н, в точке два, с учетом (9.6)

$$F_2 = F_1 + g \cdot q_{TЭ} \cdot L(w - \operatorname{tg} \alpha). \quad (9.7)$$

$$F_2 = 2000 + 983,4 = 2983,4 \text{ Н}.$$

Участок 2 – 3.

Сила натяжения F_3 , Н, в точке три, с учетом перемещения тягового элемента по поворотной звездочке с коэффициентом сопротивления ξ_{3B}

$$F_3 = \xi_{3B} \cdot F_2, \quad (9.8)$$

где $\xi_{3B} = 1,06$ - коэффициент сопротивления, при угле обхвата звездочки, $\alpha_{3B} = 180^0$;

$$F_3 = 1,06 \cdot 2983,4 = 3162,4H.$$

Участок 3 – 4.

Сила сопротивления W_{3-4} , Н, перемещению тягового элемента на прямолинейном наклонном участке рабочей ветви конвейера

$$W_{3-4} = g \cdot q_{TЭ} \cdot L \cdot (w + tg\alpha) + g \cdot q_{Г} \cdot L(f + tg\alpha) + g \cdot \rho_H \cdot h_{Г}^2 \cdot f \cdot tg^2(45^0 - \beta / 2) \cdot L, \quad (9.9)$$

где $h_{Г}$ – высота слоя груза, м;

f – коэффициент трения груза о дно желоба;

β – угол естественного откоса груза, град;

ρ_H – насыпная плотность груза, кг/м³.

Высоту слоя груза $h_{Г}$, находим из условия, $h = 1,5 \cdot h = 1,5 \cdot 0,07 = 0,105$ мм, а коэффициент трения продукта о желоб, принимаем равным $f=0,36$.

$$W_{3-4} = 9,8 \cdot 44,8 \cdot 16 \cdot (0,3 + 0,16) + 9,8 \cdot 20,7 \cdot 16(0,36 + 0,16) + 9,8 \cdot 800 \cdot 0,011 \cdot 0,36 \cdot 0,28 \cdot 16 = 5058,2H.$$

Натяжение тягового элемента F_4 , Н, в точке четыре

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \quad (9.10)$$

$$F_4 = 3162,4 + 5058,2 = 8220,6H.$$

9.6 Определив максимальное натяжение цепи, рассчитываем разрушающую нагрузку F_{PA3P} , Н, с учетом динамических нагрузок

$$F_{PA3P} = 1,15 \cdot F_{\max} \cdot n_{\text{Ц}}, \quad (9.11)$$

где $n_{\text{Ц}} = 9$ - коэффициент запаса прочности для конвейеров с наклонными участками.

$$F_{PA3P} = 1,15 \cdot 8220,6 \cdot 9 = 85083,2 \text{ Н.}$$

По величине F_{PA3P} , Н, по таблице 6.5, выбираем цепь М112, тяговую втулочно - роликовую ГОСТ 588 - 81 с шагом $t_{\text{Ц}} = 160$ мм.

9.7 Величина тягового усилия на приводной звездочке

$$F_0 = \xi_{3B} \cdot F_4 - F_1, \quad (9.12)$$

$$F_0 = 1,06 \cdot 8220,4 - 2000 = 6713,6 \text{ Н.}$$

9.8 Потребная мощность электродвигателя N , кВт, для привода конвейера, при КПД привода $\eta_{\text{ПП}}$

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta_{\text{ПП}}}. \quad (9.13)$$

$$N = \frac{6713,62 \cdot 0,67}{1000 \cdot 0,9} = 4,99 \text{ кВт.}$$

По каталогу [5] выбираем электродвигатель АИР132М8 мощностью 5,5 кВт и частотой вращения 750 об/мин, с диаметром вала 38 мм.

9.9 Задаемся числом зубьев приводной звездочки $Z_{3B} = 8$ шт. При этом частота ее вращения n_{3B} , мин^{-1} , при работе конвейера

$$n_{3B} = \frac{60 \cdot v}{Z_{3B} \cdot t_{\text{Ц}}}, \quad (9.14)$$

где $t_{\text{Ц}}$ – шаг цепи, м.

$$n_{3B} = \frac{60 \cdot 0,67}{8 \cdot 0,16} = 31,4 \text{ об / мин.}$$

9.10 Крутящий момент M_{3B} , Нм, на валу приводной звездочки

$$M_{3B} = \frac{F_0 \cdot Z_{3B} \cdot t_{Ц}}{2 \cdot \pi}, \quad (9.15)$$

$$M_{3B} = \frac{6713,6 \cdot 8 \cdot 0,16}{2 \cdot 3,14} = 1368,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.11 Передаточное отношение U , приводной станции

$$U = \frac{n_{ЭД}}{n_{3B}} \quad (9.16)$$

где $n_{ЭД}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

$$U = \frac{750}{31,4} = 23,9.$$

9.12 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора, выбираем [5] стандартный редуктор ЦДН – 35. Передаточное отношение редуктора 22,8, диаметр быстроходного вала – 35 мм, тихоходного – 70 мм, мощность на быстроходном валу редуктора – 6,6 кВт.

Отклонение Δ , %, передаточного числа выбранного редуктора $U_{РЕД}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{РЕД}}{U_{РЕД}} \cdot 100\% \quad (9.17)$$

$$\Delta = \frac{23,9 - 22,8}{22,8} \cdot 100\% = 4,8\%,$$

$\Delta = 4,8$ %, что вполне допустимо.

9.13 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

Определяем крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}}, \quad (9.18)$$

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot 5,5}{750} = 70 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу электродвигателя $M_{\text{ЭД}} = 70 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}}. \quad (9.19)$$

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}} = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем упругую муфту с торообразной оболочкой, муфта 125 – 1 – 38 - 1 ГОСТ 50892 – 96.

9.14 Рассчитываем диаметр вала приводной звездочки.

Вес приводного вала и звездочек, намного меньше, чем величина тягового усилия F_0 , следовательно, при расчете диаметра приводного вала, силой тяжести можно пренебречь.

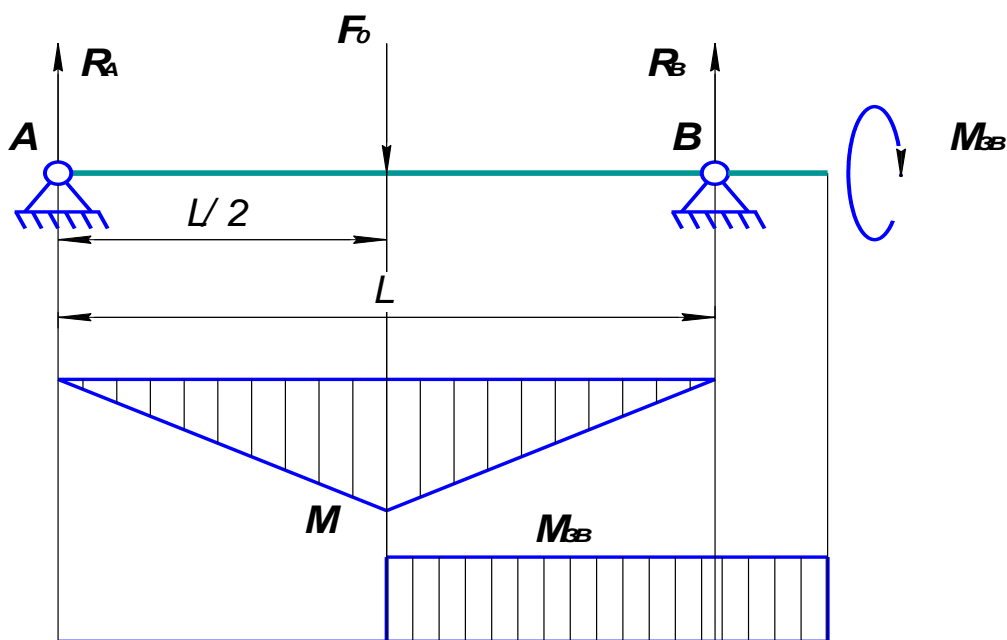


Рисунок 9.3 – Расчетная схема

Ширина желоба 650 мм, подшипниковые корпуса приводного вала, выносятся за стенки желоба, следовательно, можно предположить, что расстояние между подшипниковыми опорами будет равно 750 – 800 мм.

Исходя из выше изложенного, расстояние между подшипниковыми опорами L , принимаем равным 800 мм. Величина тягового усилия и крутящий момент на валу приводной звездочки, соответственно равны,

$$F_0 = 6713,6 \text{ Н}; M_{3B} = 1368,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим реакции опор в точках А и В.

$$\sum M_A = 0. \quad R_B \cdot L - F_0 \cdot L / 2 = 0, \quad (9.20)$$

$$R_B = \frac{F_0 \cdot L}{L \cdot 2} = \frac{F_0}{2}, \quad (9.21)$$

$$R_B = \frac{6713,6}{2} = 3356,8 \text{ Н}.$$

Так как сила F_0 расположена симметрично относительно опор А и В, реакции опор будут равны.

Изгибающий момент,

$$M_{II} = R_B \cdot L / 2 = \frac{F_0 \cdot L}{4}, \quad (9.22)$$

$$M_{II} = 6713,6 \cdot 0,2 = 1342,7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Определим величину эквивалентного момента,

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_{II}^2 + 0,75 \cdot M_{3B}^2}, \quad (9.23)$$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{1802843,29 + 1404388,92} = 1790,9 \text{ Нм}.$$

Выбираем материал вала [3] приводной звездочки – сталь 45, с характеристикой материала $\sigma_B = 560 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\sigma_{\tau} = 280 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Диаметр вала приводной звездочки

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{э}}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (9.24)$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n} = \frac{280}{3} = 93,3 \text{ МПа};$

$n=3$ – запас прочности по статической несущей способности.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1790,9}{0,1 \cdot 93,3 \cdot 10^6}} = 0,057 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметры валов в точках А и В – под подшипники 60 мм.

Так как на вал действуют только радиальные нагрузки и скорость его вращения не велика, выбираем подшипники [5] 313 ГОСТ 8338 – 75 шариковые радиальные однорядные средней серии.

Между редуктором и приводным валом конвейера устанавливаем [2] упругую муфту с торообразной оболочкой, муфта 1250 – 1 – 70 - 1 ГОСТ 50892 – 96.

9.15 Для унификации конструкции, диаметр оси натяжной станции принимаем равным диаметру вала приводной звездочки.

9.16 Проводим расчет натяжного винтового устройства.

Определим осевое усилие натяжения и хода натяжного устройства.

Усилие натяжения равно

$$F_H = \frac{F_2 + F_3}{2}, \quad (9.25)$$

$$F_H = \frac{2983,4 + 3162,4}{2} = 3072,9 \text{ Н,}$$

Ход натяжного устройства назначаем в соответствии с рекомендациями [1] - 1,5 шага цепи,

$$L_H = 1,5 \cdot t_{\text{ц}}, \quad (9.26)$$

$$L_H = 1,5 \cdot 160 = 240 \text{ мм,}$$

длину натяжного винта, принимаем равной 300 мм.

Расчетное значение среднего диаметра резьбы винта, определяется следующим образом,

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot [q] \cdot \psi}}, \quad (9.27)$$

где F_H – осевое усилие натяжения, Н;

$\psi = 1,5 - 2,0$ – коэффициент запаса;

$[q]$ - допускаемое напряжение в паре винт - гайка, МПа:

- для закаленной стали по бронзе – 10 – 13 МПа;

- для незакаленной стали по бронзе – 8 – 10 МПа;

- по антифрикционному чугуноу – 6 – 7 МПа;

- по серому чугуноу 4 – 5 МПа.

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 3072,9}{3,14 \cdot 6 \cdot 1,5}} = 14,7 \text{ мм},$$

Принимаем болт М16.

Расчетное значение высоты гайки

$$H_\Gamma = \psi \cdot d_B, \quad (9.28)$$

$$H_\Gamma = 1,5 \cdot 14,5 = 21,8 \text{ мм},$$

в соответствии с ГОСТ 5931 – 70, высоту гайки принимаем равной 24мм.

Выбираем конструкцию натяжного устройства, в которой винты работают на сжатие. Отношение длины l винта к расчетному значению среднего диаметра резьбы d_B , $l / d_B > 10$ - следовательно, винт необходимо проверить на устойчивость:

$$n_y = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_1^4}{F_H \cdot l^2 \cdot 64} \geq [n_y]. \quad (9.29)$$

где $[n_y] = 2,5 - 4,0$, - допускаемый запас устойчивости;

$E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, модуль упругости для углеродистых сталей, Па;

$d_1 = 0,0135 \text{ м}$, внутренний, диаметр резьбы болта М16;

$l = 0,35 \text{ м}$, длина винта, м.

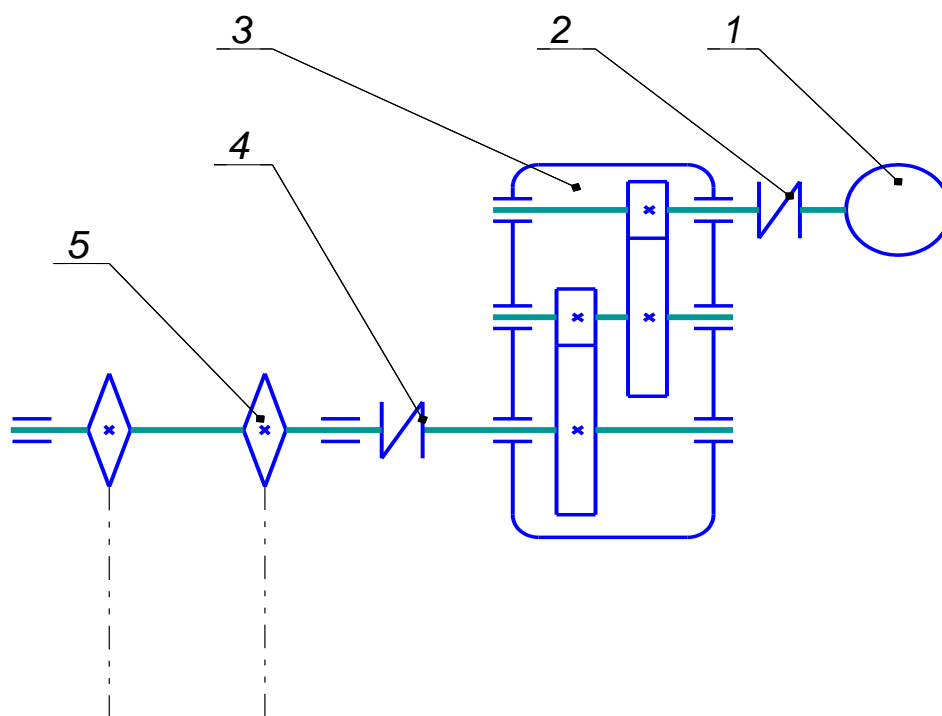
Подставляя полученные выражения, находим,

$$n_y = \frac{3,14^3 \cdot 2,0 \cdot 10^{11} \cdot 0,0135^4}{3072,9 \cdot 0,3^2 \cdot 64} \geq [n_y].$$

$$n_y = 11,6 \geq [n_y].$$

Условие выполняется.

9.17 Составим кинематическую схему приводного механизма скребкового конвейера.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта;

5 – приводной вал со звездочками.

Рисунок 9.4 – Кинематическая схема приводного механизма

10 Методика расчет ковшевого элеватора

10.1 По виду транспортируемого груза задаемся типом ковшей (таблица 10.1) и скоростью ленты (цепи) ковшевого элеватора. Скорость ленты v , м/с, зависит от типа ковшей, способа их наполнения и разгрузки, выбирается из диапазона от 0,6 до 4,0 м/с.

10.2 Определяем расчетную емкость V , л, ковша

$$V = \frac{A \cdot Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_H \cdot \psi}, \quad (10.1)$$

где A - шаг ковшей, м;

Q – расчетная производительность, т/ч;

v – скорость ленты (цепи), м/с;

ρ_H – насыпная плотность продукта, т/м³;

$\psi = 0,75 - 0,85$ - коэффициент заполнения ковшей, выбирают в зависимости от вида груза.

В соответствии со стандартом, шаг ковшей выбираем из следующего ряда: 200; 320; 400; 500; 630 мм, и рассчитываем емкость ковшей. По емкости, выбираем тип ковша (таблица 10.1) и его технические характеристики.

10.3 Для выбранного ковша уточняем скорость v , м/с, ленты (цепи)

$$v = \frac{A \cdot Q}{3,6 \cdot V \cdot \rho_H \cdot \psi}. \quad (10.2)$$

10.4 Определяем погонные массы $q_{Г}$, кг/м, для груза

$$q_{Г} = \frac{Q}{3,6 \cdot v}; \quad (10.3)$$

для тягового элемента $q_{ТЭ}$, кг/м, – ленты с ковшами,

$$q_{ТЭ} = q_{Л} + m_{К} / A, \quad (10.4)$$

Таблица 7.1 – Техническая характеристика ковшей

Параметры ковшей	Типы ковшей		
	мелкий	средний	глубокий
1	2	3	4
Погонная емкость V/A, л/м	0,5; 0,66; 1,17; 1,87; 3,5; 5,4; 8,4	1,65; 2,5; 3,25; 4	1; 1,3; 2; 3,24; 5; 8; 12,6; 19; 28,6;40;56,25
Емкость ковша V, л	0,1; 0,2; 0,35; 0,7; 1,4; 2,7; 4,2	0,5; 1; 1,3; 1,6	0,2; 0,4; 0,6; 1,3; 2; 4; 6,3; 12; 18; 32; 45
Ширина B _к , мм	100; 125; 160; 200; 250; 320; 400	100; 125; 150; 160	100; 125; 160; 200; 250;320;400;500;650;800;1000
Вылет A _к , мм	50; 65; 75; 95; 120;145; 170	90; 125; 125; 125	75; 90; 105; 125; 140;175;195;235;250;285; 310
Высота h _к , мм	65; 85; 100; 130; 160; 190; 220	105; 150; 150; 150	80; 95; 110; 135; 150;190;210;255;275;325; 355
Радиус закругления r, мм	25; 30; 35; 40; 55; 70; 85	30; 40; 40; 40	25; 30; 35; 40; 45; 55; 60; 75; 80; 85; 95
Ориентировочная масса m _к , кг	0,8; 0,9; 1,1; 1,2; 1,4; 1,8; 2,6	1,1; 1,2; 1,25; 1,4	1; 1,1; 1,15;1,25;1,48; 2; 3; 5,3; 8; 11; 18

где q_L – погонная масса ленты кг/м;

m – масса ковша, кг.

Погонная масса ленты,

$$q_L = 12 \cdot B_L, \quad (10.5)$$

где B_L – ширина ленты принимается на 25 – 150 мм шире, чем ширина ковша и выбирается в соответствии со стандартом, м.

В качестве ленты применяют плоские резинотканевые ремни с прокладками из комбинированных и синтетических тканей и резиновыми обкладками или без них. Допускается использование соответствующих резинотканевых лент по ГОСТ 20 - 85. Параметры тягового элемента подбирают, исходя из условий работы норрии и тягового расчета.

10.5 Проводим тяговый расчет, в соответствии с рисунком 10.1.

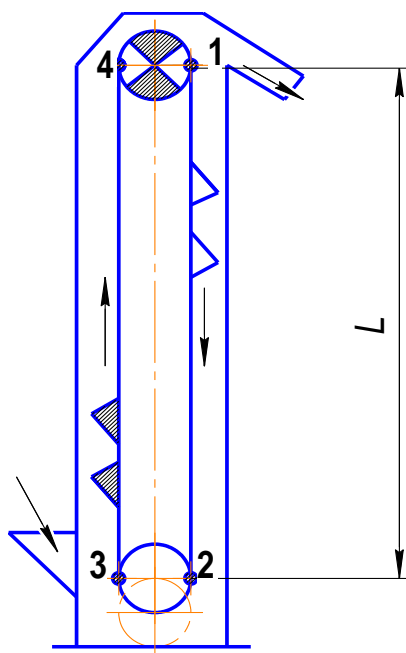


Рисунок 7.1 – Расчетная схема элеватор

Начинаем с точки минимального натяжения, т. е. точки два $F_{\min} = F_2$, Н, набегания ленты (цепи) на нижний натяжной барабан. Величину этого натяжения принимают ($F_{\min} = 1,0 - 2,0$ кН) или определяют в конце расчета.

Натяжение тягового элемента (ленты, цепи) в точке три F_3 , Н, с учетом сил сопротивления, возникающих при огибании лентой натяжного барабана и при зачерпывании груза

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + W_{2-3}, \quad (10.6)$$

где ξ - коэффициент сопротивления, возникающий при огибании лентой натяжного барабана (смотри таблицу 4.8);

W_{2-3} – сила сопротивления, возникающая при зачерпывании, Н,

$$W_{2-3} = K_3 \cdot q_{\Gamma}. \quad (10.7)$$

где K_3 – коэффициент сопротивления при зачерпывании:

- для порошкообразных и мелкокусковых $K_3 = 12,5 - 25$ (Нм)/кг;
- для среднекусковых $K_3 = 20 - 40$ (Нм)/кг.

Подставив уравнение (7.8) в (7.7) получим,

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + K_3 \cdot q_{\Gamma}. \quad (10.8)$$

Натяжение тягового элемента F_4 , Н, в точке четыре с учетом силы сопротивления, возникающей на рабочей ветви

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \quad (10.9)$$

где W_{3-4} – сила сопротивления на рабочей ветви, Н.

$$W_{3-4} = (q_{\Gamma} + q_{TЭ}) \cdot g \cdot L, \quad (10.10)$$

где L – высота норы, м.

Подставляя (10.10) в (10.9), получим

$$F_4 = F_3 + (q_{\Gamma} + q_{TЭ}) \cdot g \cdot L. \quad (10.11)$$

Натяжение тягового элемента F_1 , Н, в точке один

$$F_1 = F_2 + W_{1-2}, \quad (10.12)$$

где W_{1-2} – сила сопротивления холостой ветви, Н,

$$W_{1-2} = q_{TЭ} \cdot g \cdot L. \quad (10.13)$$

Подставляя (10.13) в (10.12), находим

$$F_1 = F_2 + (q_{TЭ} \cdot g \cdot L). \quad (10.14)$$

Уточняем величину силы натяжения F_1 , H , из условия не пробуксовывания ленты на приводном барабане, в соответствии с формулой Эйлера

$$\frac{F_{HB}}{F_{CB}} = \frac{F_4}{F_1} \leq e^{\alpha \cdot f}. \quad (10.15)$$

Значение $e^{\alpha f}$ – смотри в таблице 4.9.

10.6 По величине максимального натяжения ленты $F_{\max} = F_4$, H , рассчитываем число прокладок в ленте

$$Z = \frac{n_L \cdot F_{\max}}{K_P \cdot B_L}, \quad (10.16)$$

где $n_L = 8 - 12$, коэффициент запаса прочности ленты;

B_L – ширина ленты, мм;

K_P – предел прочности на разрыв одного см. ширины одной прокладки ленты.

10.7 Определяем размеры барабана.

Диаметры приводных барабанов ковшовых элеваторов выбирают в пределах 250 - 1250 мм из следующих соображений.

Соотношение B , между полюсным расстоянием и радиусом барабана (звездочки), определяющее характер разгрузки ковшей,

$$B = \frac{h_K}{r_B} = \frac{g \cdot r_B}{v^2}, \quad (10.17)$$

где h_K – высота ковша, м;

r_B – радиус барабана, м;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v – скорость ленты (звездочки), м/с.

В зависимости от значения B диаметр барабана $D_{Б,м}$, принимают:
для быстроходных ковшовых элеваторов с центробежной разгрузкой, когда B меньше единицы,

$$D_{Б} = 2 \frac{B \cdot v^2}{g} \leq 0,204 \cdot v^2; \quad (10.18)$$

для тихоходных ковшовых элеваторов с гравитационной разгрузкой, когда B больше трех

$$D_{Б} \geq 0,6 \cdot v^2, \quad (10.19)$$

или рассчитывают по следующей приближенной формуле,

$$D_{Б} \geq 125 \cdot Z. \quad (10.20)$$

Ширину $V_{Б}$, мм, рассчитывают следующим образом

$$V_{Б} = V_{Л} + (20 - 50)\text{мм}. \quad (10.21)$$

10.8 Частота вращения барабана $n_{Б}$, мин^{-1} ,

$$n_{Б} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{Б}}. \quad (10.22)$$

10.9 Определяем окружное усилие F_0 , Н, на приводном барабане и потребляемую мощность N , кВт, электродвигателя для привода элеватора:

$$F_0 = \xi F_4 - F_1, \quad (10.23)$$

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta}. \quad (10.24)$$

где η – КПД передачи.

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

10.10 Крутящий момент $M_{Б}$, Н м, на валу приводного барабана

$$M_{Б} = F_0 \cdot (D_{Б} / 2). \quad (10.25)$$

10.11 Передаточное отношение приводной станции

$$U = \frac{n_{\text{ЭД}}}{n_{\text{Б}}}. \quad (10.26)$$

где $n_{\text{ЭД}}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{Б}}$ – частота вращения приводного барабана, мин^{-1} .

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_{\text{Б}}}. \quad (10.27)$$

10.12 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора (электродвигателя), выбираем стандартный редуктор.

Отклонение Δ , %, передаточного числа выбранного редуктора $U_{\text{РЕД}}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{\text{РЕД}}}{U_{\text{РЕД}}} \cdot 100\% \quad (10.28)$$

Это отклонение не должно превышать 5 %.

10.13 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

10.14 Рассчитываем диаметр вала приводного барабана и выбираем подшипники.

10.15 Рассчитываем натяжную станцию, диаметр вала барабана и выбираем подшипники.

Усилие натяжного устройства $F_{\text{Н}}$, Н, рассчитывают в зависимости от F_{min} :

$$F_{\text{Н}} \geq 2 \cdot F_{\text{min}}. \quad (10.29)$$

10.16 Составляем кинематическую схему приводного механизма.

11 Пример расчета ковшевого элеватора

Таблица 11.1 – Исходные данные для расчета

№ Варианта	Тип тягового элемента	Скорость тягового элемента, м/с	Высота конвейера L, м.	Расчетная производительность Q, т/ч	Характеристика сыпучего продукта	
					Насып плот-сть ρ_H , т/м ³	Угол откоса β , град.
1	2	3	4	5	6	7
1	ленточный	1,6	15	30	0,82	32

11.1 По виду транспортируемого груза задаемся типом ковшей и скоростью ленты ковшевого элеватора. Скорость ленты v , м/с, зависит от типа ковшей, способа их наполнения и разгрузки, выбирается из диапазона от 0,6 до 4,0 м/с. Принимаем $v = 1,6$ м/с, шаг ковшей, в соответствии с рекомендуемым рядом [1], принимаем равным 320 мм, тогда емкость ковша,

$$V = \frac{A \cdot Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_H \cdot \psi}, \quad (11.1)$$

где V - емкость ковша, л;

A - шаг ковшей, м;

Q – расчетная производительность, т/ч;

v – скорость ленты, м/с;

ρ_H – насыпная плотность продукта, т/м³;

$\psi = 0,75 - 0,85$ - коэффициент заполнения ковшей, выбирают в зависимости от вида груза.

$$V = \frac{0,32 \cdot 30}{3,6 \cdot 1,6 \cdot 0,82 \cdot 0,8} = 2,54 \text{ л,}$$

11.2 По расчетной емкости, выбираем тип ковша (таблица 10.1) и его технические характеристики. Для полученной емкости наиболее подходящими яв-

ляются мелкие ковши общего назначения емкостью $V = 2,7$ л, шириной $B_K = 320$ мм, с вылетом $A_K = 145$ мм, высотой $h_K = 190$ мм, радиус закругления $r = 70$ мм, ориентировочная масса $m_K = 1,8$ кг.

11.3 Для выбранного ковша уточняем скорость v , м/с, ленты

$$v = \frac{A \cdot Q}{3,6 \cdot V \cdot \rho_H \cdot \psi}, \quad (11.2)$$

$$v = \frac{0,32 \cdot 30}{3,6 \cdot 2,54 \cdot 0,82 \cdot 0,8} = 1,6 \text{ м / с.}$$

11.4 Определяем погонные массы:

- q_G , кг/м, для груза

$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v}; \quad (11.3)$$

$$q_G = \frac{30}{3,6 \cdot 1,6} = 5,2 \text{ кг / м;}$$

- q_L , кг/м – погонная масса ленты

$$q_L = 12 \cdot B_L, \quad (11.4)$$

где $B_L = 0,4$ м, ширина ленты, принимается в зависимости от ширины ковша,

$$q_L = 12 \cdot 0,4 = 4,8 \text{ кг / м,}$$

Погонная масса тягового элемента $q_{TЭ}$, кг/м, – ленты с ковшами,

$$q_{TЭ} = q_L + m_K / A, \quad (11.5)$$

где q_L – погонная масса ленты кг/м;

m_K – масса ковша, кг;

A – шаг ковшей, м.

Тогда погонная масса тягового элемента

$$q_{TЭ} = 4,8 + 1,8 / 0,32 = 10,4 \text{ кг / м.}$$

11.5 Расчет трассы ковшевого элеватора, начинаем с точки с минимальным натяжением тягового элемента. Эта точка, в соответствии с рисунком 11.1, находится в точке 2. Величину натяжения F_{\min} , принимаем $F_{\min} = F_2 = 1,0$ кН.

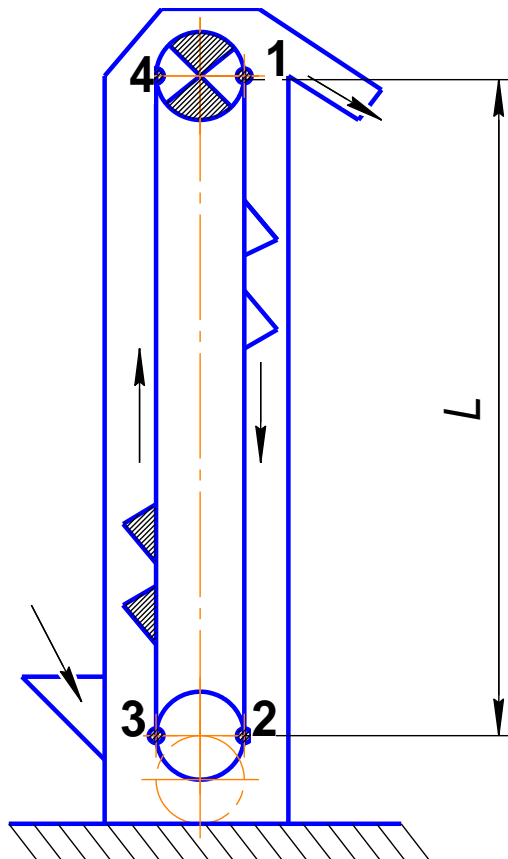


Рисунок 11.1 – Расчетная схема элеватор

Участок 2 – 3.

Натяжение тягового элемента (ленты) в точке три F_3 , Н, с учетом сил сопротивления, возникающих при огибании лентой натяжного барабана и зачерпывании груза,

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + W_{2-3}, \quad (11.6)$$

где $\xi = 1,06$ - коэффициент сопротивления, возникающий при огибании лентой натяжного барабана;

W_{2-3} – сила сопротивления, возникающая при зачерпывании, Н,

$$W_{2-3} = K_3 \cdot q_{\Gamma}. \quad (11.7)$$

где $K_3 = 20$ (Нм)/кг - коэффициент сопротивления при зачерпывании зернистого груза.

Подставив уравнение (11.7) в (11.6) получим,

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + K_3 \cdot q_{\Gamma}. \quad (11.8)$$

$$F_3 = 1,06 \cdot 1000 + 20 \cdot 5,2 = 1164 \text{ Н}.$$

Участок 3 – 4.

Натяжение тягового элемента F_4 , Н, в точке четыре с учетом силы сопротивления, возникающей на рабочей ветви

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \quad (11.9)$$

где W_{3-4} – сила сопротивления на рабочей ветви, Н.

$$W_{3-4} = (q_{\Gamma} + q_{TЭ}) \cdot g \cdot L, \quad (11.10)$$

где L – высота нории, м.

Подставляя (11.10) в (11.9), получим,

$$F_4 = F_3 + (q_{\Gamma} + q_{TЭ}) \cdot g \cdot L. \quad (11.11)$$

$$F_4 = 1164 + (5,2 + 10,4) \cdot 9,8 \cdot 15 = 3457,2 \text{ Н}.$$

Участок 1 – 2.

Натяжение тягового элемента F_1 , Н, в точке один

$$F_1 = F_2 + W_{1-2}, \quad (11.12)$$

где W_{1-2} – сила сопротивления холостой ветви, Н,

$$W_{1-2} = q_{TЭ} \cdot g \cdot L. \quad (11.13)$$

Подставляя (11.13) в (11.12), находим

$$F_1 = F_2 + q_{TЭ} \cdot g \cdot L. \quad (11.14)$$

$$F_1 = 1000 + 10,4 \cdot 9,8 \cdot 15 = 2528,8 \text{ Н.}$$

Уточняем величину силы натяжения F_1 , Н, из условия не пробуксовывания ленты на приводном барабане, в соответствии с формулой Эйлера

$$\frac{F_{НБ}}{F_{СБ}} = \frac{F_4}{F_1} \leq e^{\alpha \cdot f}. \quad (11.15)$$

где $e^{\alpha f} = 2,56$ – выбираем по таблице 4.9.

$$\frac{3457,2}{2528,8} \leq e^{\alpha \cdot f}.$$

$$1,4 \leq 2,56,$$

условие выполняется.

11.6 По величине максимального натяжения ленты $F_{\max} = F_4$, Н, рассчитываем число прокладок в ленте

$$Z = \frac{n_{Л} \cdot F_{\max}}{K_p \cdot B_{Л}}, \quad (11.16)$$

где $n_{Л} = 8 - 12$, коэффициент запаса прочности ленты;

$B_{Л}$ – ширина ленты, мм;

K_p – предел прочности на разрыв одного см. ширины одной прокладки ленты.

Выбираем ленту с прокладками из ткани БКНЛ-65 с $K_p = 65$, Н/см [6].

$$Z = \frac{10 \cdot 3457,2}{65 \cdot 400} = 1,33,$$

Принимаем число прокладок $Z = 3$.

11.7 Диаметр приводного барабана ковшевых элеваторов, выбирают из диапазона 250 – 1250 мм и рассчитывают по следующей приближенной формуле,

$$D_B \geq 125 \cdot Z, \quad (11.17)$$

$$D_B = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

Диаметр барабана, принимаем равным 400 мм.

Ширину B_B , мм, рассчитывают следующим образом

$$B_B = B_{\text{л}} + (20 - 50) \text{ мм.} \quad (11.18)$$

$$B_B = 400 + 50 = 450 \text{ мм.}$$

11.8 Частота вращения барабана n_B , мин^{-1} ,

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B}. \quad (11.19)$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,4} = 76,4 \text{ мин}^{-1}.$$

11.9 Определяем окружное усилие F_0 , Н, на приводном барабане и потребляемую мощность N , кВт, электродвигателя для привода элеватора:

$$F_0 = \xi \cdot F_4 - F_1, \quad (11.20)$$

$$F_0 = 1,06 \cdot 3457,2 - 2528,8 = 1135,8 \text{ Н.}$$

$$N = \frac{F_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta}. \quad (11.21)$$

где η – КПД передачи.

$$N = \frac{1135,8 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,9} = 2,02 \text{ кВт.}$$

По каталогу выбираем электродвигатель АИР112МА8 мощностью 2,2 кВт, частотой вращения 750 мин^{-1} и диаметром вала 32 мм.

11.10 Крутящий момент M_B , Н м, на валу приводного барабана

$$M_B = F_0 \cdot (D_B / 2). \quad (11.22)$$

$$M_B = 1135,8 \cdot 0,2 = 227,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

11.11 Передаточное отношение приводной станции

$$U = \frac{n_{\text{ЭД}}}{n_{\text{Б}}}. \quad (11.23)$$

где $n_{\text{ЭД}}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{Б}}$ – частота вращения приводного барабана, мин^{-1} .

$$U = \frac{750}{76,4} = 9,8.$$

11.12 По передаточному числу и потребляемой мощности электродвигателя, с учетом частоты вращения быстроходного вала редуктора (электродвигателя), выбираем стандартный редуктор Ц2-250 с передаточным отношением 9,8. Диаметр быстроходного вала -30 мм, тихоходного – 65 мм.

Отклонение Δ , %, передаточного отношения выбранного редуктора $U_{\text{РЕД}}$, от потребного U , составляет:

$$\Delta = \frac{U - U_{\text{РЕД}}}{U_{\text{РЕД}}} \cdot 100\% \quad (11.24)$$

$$\Delta = \frac{9,8 - 9,8}{9,8} \cdot 100\% = 0\%.$$

Отклонение, не превышает допустимые - 5 %.

11.13 По диаметрам валов редуктора и электродвигателя выбираем муфты и проверяем их пригодность по допускаемым крутящим моментам.

Определяем крутящий момент на валу электродвигателя,

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}}, \quad (11.25)$$

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot 2,2}{750} = 28 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу электродвигателя $M_{ЭД} = 28Н \cdot м$.

Расчетный момент муфты

$$M_{РАСЧ} = 1,2 \cdot M_{ЭД}. \quad (11,26)$$

$$M_{РАСЧ} = 1,2 \cdot M_{ЭД} = 1,2 \cdot 28 = 33,6Н \cdot м.$$

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем муфту фланцевую 32 – 32 – 11 ГОСТ 20761 – 96.

11.14 Рассчитываем диаметр вала приводного барабана.

Исходя из полученных размеров приводного барабана, можем предположить, что масса приводного барабана элеватора может составить 300-400 Н.

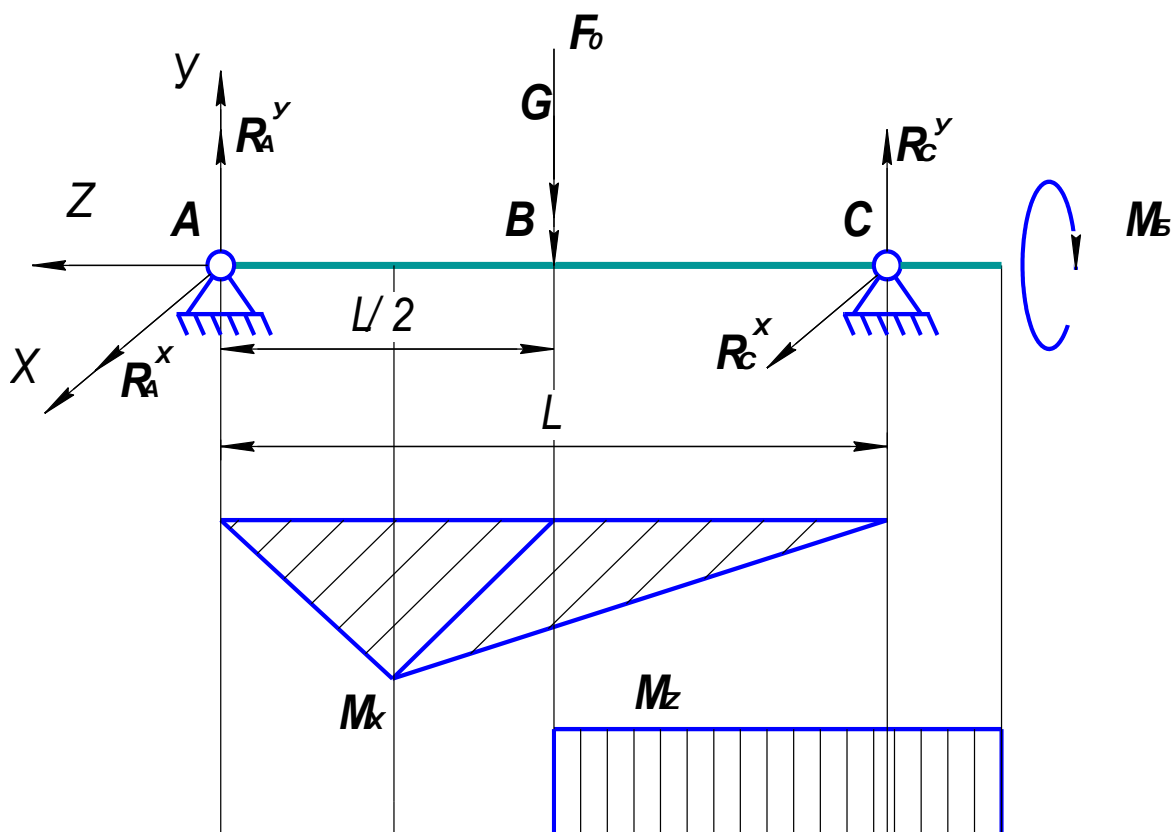


Рисунок 11.2 – Схема сил

Таким образом, на вал приводного барабана в вертикальной плоскости действуют:

- сила тяжести $G_B = 400 \text{ Н}$, от веса приводного барабана;
- окружное усилие $F_0 = 1135,8 \text{ Н}$;
- крутящий момент $M_B = 227,2 \text{ Н м}$.

Составим план сил, действующих на вал приводного барабана.

Расстояние между опорами ориентировочно, из конструктивных соображений, принимаем $L = 0,7 \text{ м}$.

Определим реакции опор в точках А и В.

Сумма моментов относительно точки А:

$$\sum M_A^X = 0: (F_0 + G) \cdot L / 2 - R_B^Y \cdot L = 0, \quad (11.27)$$

$$R_B^Y = \frac{1535,8 \cdot 0,35}{0,7} = 767,9 \text{ Н}.$$

Так как силы расположены симметрично опор, реакции опор в точках А и В будут равны.

Найдем момент относительно оси X,

$$M_X = R_B^Y \cdot L / 2, \quad (11.28)$$

$$M_X = R_B^Y \cdot L / 2 = 767,9 \cdot 0,35 = 268,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим величину эквивалентного момента

$$M_{\ominus} = \sqrt{M_X^2 + 0,75 \cdot M_B^2} \quad (11.29)$$

$$M_{\ominus} = \sqrt{72253,4 + 38714,9} = 333,1 \text{ Нм}.$$

Выбираем материал вала [2] приводного барабана – сталь 45, с характеристикой материала $\sigma_B = 560 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $\sigma_{\tau} = 280 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Диаметр вала приводного барабана

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\ominus}}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (11.30)$$

где $[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n} = \frac{280}{3} = 93,3 \text{ МПа};$

$n=3$ – запас прочности по статической несущей способности.

$$d = \sqrt[3]{\frac{333,1}{0,1 \cdot 93,3 \cdot 10^6}} = 0,033 \text{ м.}$$

Принимаем диаметры валов в точках А и В – под подшипники 35 мм.

Так как на вал действуют только радиальные нагрузки и скорость его вращения не велика, выбираем подшипники [5] 207 ГОСТ 8338 – 85 радиальные однорядные средней серии.

11.15 По диаметрам валов редуктора, приводного барабана и крутящему моменту $M_B = 227,2 \text{ Н м}$, выбираем муфту упругую с торообразной оболочкой 125 – 1 – 35 – 1 ГОСТ 50892 – 96.

11.16 Рассчитываем натяжную станцию, диаметр вала барабана и выбираем подшипники.

Для обеспечения унификации изделия, барабан натяжной станции элеватора изготавливаем по размерам приводного барабана.

Усилие натяжного устройства $F_H, \text{ Н}$, рассчитываем в зависимости от F_{\min} :

$$F_H \geq 2 \cdot F_{\min}, \quad (11.31)$$

Так как $F_{\min} = 1000 \text{ Н}$, F_H принимаем равным 2500 Н, а ход натяжного устройства L_H , равным шагу ковшей, т.е. 320 мм.

Линию натяжного винта, принимаем равной 350 мм.

Расчетное значение среднего диаметра резьбы винта, определяется следующим образом,

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot F_H}{\pi \cdot [q] \cdot \psi}}, \quad (11.32)$$

где F_H – осевое усилие натяжения, Н;

$\psi = 1,5 - 2,0$ – коэффициент запаса;

$[q] = 4$ МПа - допускаемое напряжение в паре винт – гайка.

$$d_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 2500}{3,14 \cdot 4 \cdot 1,5}} = 16,3 \text{ мм},$$

Принимаем болт М20.

Расчетное значение высоты гайки

$$H_{\Gamma} = \psi \cdot d_B, \quad (11.33)$$

$$H_{\Gamma} = 1,5 \cdot 16,3 = 24,4 \text{ мм},$$

в соответствии с ГОСТ 5931 – 70, высоту гайки принимаем равной 30мм.

Выбираем конструкцию натяжного устройства, в которой винты работают на сжатие. Отношение длины l винта к расчетному значению среднего диаметра резьбы d_B , $l / d_B > 10$ - следовательно, винт необходимо проверить на устойчивость:

$$n_{\text{У}} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d_1^4}{F_H \cdot l^2 \cdot 64} \geq [n_{\text{У}}]. \quad (11.34)$$

где $[n_{\text{У}}] = 2,5 - 4,0$, - допускаемый запас устойчивости;

$E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа, модуль упругости для углеродистых сталей, Па;

$d_1 = 0,0168$ м, внутренний, диаметр резьбы болта М20;

$l = 0,35$ м, длина винта, м.

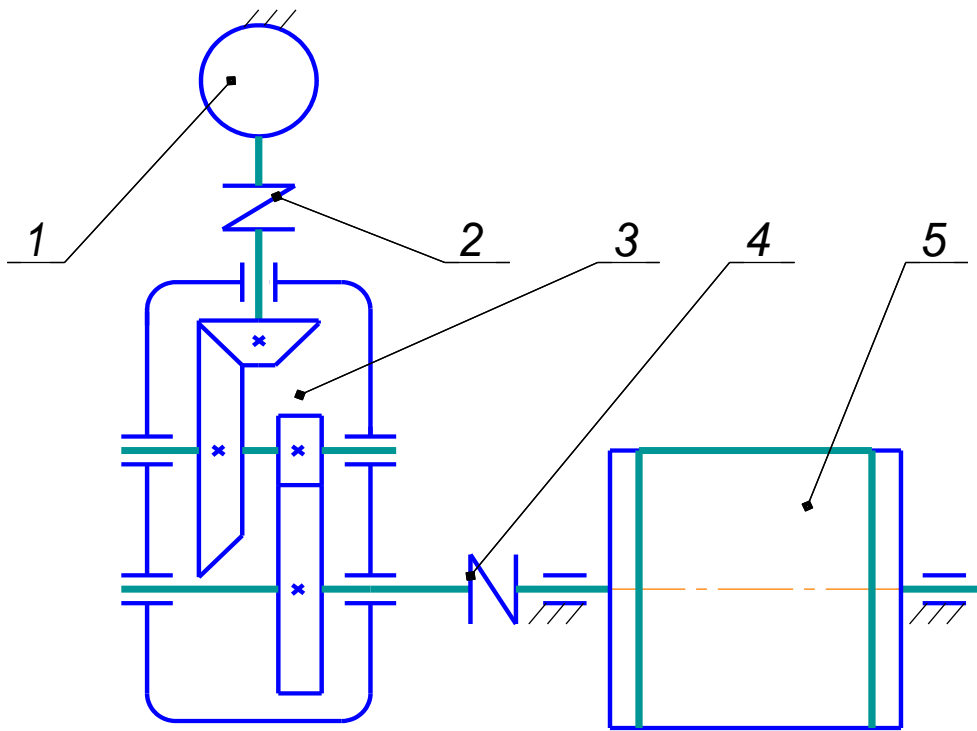
Подставляя полученные выражения, находим,

$$n_{\text{У}} = \frac{3,14^3 \cdot 2,0 \cdot 10^{11} \cdot 0,0168^4}{2500 \cdot 0,35^2 \cdot 64} \geq [n_{\text{У}}].$$

$$n_{\text{У}} = 25,2 \geq [n_{\text{У}}].$$

Условие выполняется.

11.17 Составляем кинематическую схему приводной станции.



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта;
5 – приводной барабан.

Рисунок 11.3 – Кинематическая схема приводного механизма

12 Методика расчета винтового конвейера

Винтовые конвейеры различают по направлению витков спирали и скорости вращения винта.

По скорости, на тихоходные и быстроходные конвейеры, у которых частота вращения винта более 200 об/мин.

По направлению витков спирали винта на левые и правые. Под правым понимают конвейер, в котором продукт движется к наблюдателю при вращении винта по часовой стрелке, под левым - против, т. е. при вращении винта по часовой стрелке продукт движется в обратном направлении. Некоторые винтовые конвейеры состоят из двух частей, из которых одна правая, а другая - левая, чем обеспечивается перемещение продукта в противоположные направления.

12.1 Диаметр D_B , м, винта шнека

$$D_B = \sqrt[5]{\left(\frac{Q}{0,047 \cdot K_B \cdot A_B \cdot \rho_H \cdot \Psi}\right)^2}, \quad (12.1)$$

где Q – расчетная производительность конвейера, т/ч;

K_B – коэффициент, характеризующий вид груза:

$K_B = 1$ для сыпучих, мелкокусковых, зернистых, гранулированных и пылевидных грузов;

$K_B = 0,8$ для трудно транспортируемых и абразивных грузов;

A_B – коэффициент, зависящий от вида транспортируемого груза;

ρ_H – насыпная плотность продукта, кг/м³;

Ψ – коэффициент заполнения желоба.

Таблица 12.1 – Значения коэффициентов ψ и A_B

Вид груза	Значения коэффициентов	
	ψ	A_B
1	2	3
Зернистый	0,35 - 0,45	60
Молотый	0,32	45
Хлопьевидный	0,25	30

Полученное значение D_B диаметра винта округляют в большую сторону, согласно следующему ряду 100, 125, 150, 200, 250, 320, 400, 500 и 630 мм.

12.2 В соответствии с принятым диаметром винта, рассчитываем его частоту вращения n_B , мин⁻¹,

$$n_B = \frac{Q}{0,047 \cdot D_B^2 \cdot t \cdot \rho_H \cdot \Psi \cdot K_H}, \quad (12.2)$$

где $t = K_B D_B$ – шаг винта, м;

K_H – поправочный коэффициент учитывающий угол наклона конвейера.

Таблица 12.2 – Значения поправочного коэффициента K_H

Угол наклона α , град.	5	10	15	20	30
1	2	3	4	5	6
Коэффициент K_H	0,95	0,9	0,8	0,7	0,7

12.3 Проверяем выполнение условия по максимальной частоте вращения

n_{\max} , мин^{-1} , винта

$$n_{\max} = A_B / \sqrt{D_B} \leq n_B. \quad (12.3)$$

12.4 Определяем мощность N_B , кВт, на валу винта

$$N_B = \frac{Q \cdot L}{367} \cdot (w_\Gamma \pm \sin \alpha). \quad (12.4)$$

где L – длина конвейера, м;

α – угол наклона конвейера, град.;

$w_\Gamma = 1,2 - 1,6$ коэффициент сопротивления перемещению груза, зависит от трения груза о винт и желоб конвейера;

При этом потребная мощность электродвигателя $N_{ЭД}$, кВт, для привода конвейера составит

$$N_{ЭД} = K_3 \cdot N_B / \eta_{ПР}, \quad (12.5)$$

$K_3 = 1,1 - 1,35$ коэффициент запаса мощности при пуске;

$\eta_{ПР}$ – КПД привода.

По потребной мощности, из каталога, выбираем электродвигатель.

Для прочностных расчетов элементов винтового конвейера необходимо знать величину крутящего момента на валу винта и осевую силу, действующую на него.

12.5 Крутящий момент M_B , Н м, на валу винта

$$M_B = 9550 \cdot N_B / n_B, \quad (12.6)$$

а осевая сила $F_{ОС}$, Н,

$$F_{OC} = \frac{M_B}{R_{IP} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}, \quad (12.7)$$

где β – угол подъема винтовой линии по наружному диаметру, рад,

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi \cdot D_B}; \quad (12.8)$$

$\varphi = \operatorname{arctg} f_{ж}$ - угол трения продукта о желоб и винтовую поверхность конвейера, рад;

$R_{IP} = (0,7 - 0,8) \cdot D_D / 2$. – приведенный радиус, т. е. радиус, на котором действует сила F_{OC} , Н.

Вал винта, который при наличии промежуточных подшипников, считают разрезным многоопорным валом. Расчет выполняют на сложное сопротивление: на продольное растяжение или сжатие от осевой силы, на изгиб от собственной силы тяжести и на кручение. Рассчитав диаметр вала, выбираем подшипники.

12.6 Определяем передаточное отношение приводной станции U , и выбираем редуктор

$$U = n_{ЭД} / n_B. \quad (12.9)$$

где $n_{ЭД}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

12.7 Фактическая частота вращения n_{Φ} , мин^{-1} , винта конвейера

$$n_{\Phi} = n_{ЭД} / U_P, \quad (12.10)$$

где U_P – передаточное отношение редуктора.

Отклонение Δn , %, от требуемой частоты вращения

$$\Delta n = \frac{n_{\Phi} - n_B}{n_B} \cdot 100\%, \quad (12.11)$$

не должно превышать 5 %.

12.8 Определим фактическую производительность Q_{Φ} , т/ч, конвейера

$$Q_{\phi} = 0,047 \cdot D_B^2 \cdot t \cdot n_{\phi} \cdot \rho_H \cdot \psi. \quad (12.12)$$

Для прочностных расчетов элементов винтового конвейера необходимо знать величину крутящего момента на валу винта и осевую силу, действующую на него.

12.9 В расчете вертикального конвейера, по сравнению с расчетом горизонтального, имеются некоторые различия, которые сводятся к следующему: производительность Q , т/ч, вертикального винтового конвейера

$$Q = 47 \cdot D_K^2 \cdot t \cdot n_B \cdot \psi_V \cdot \psi_{II} \cdot \rho_H, \quad (12.13)$$

где $D_K = D_B + 2\Delta$ – внутренний диаметр кожуха, м;

Δ – зазор между винтом и кожухом, м;

$\psi_V = 0,90 - 0,95$ (при проектном расчете) – коэффициент, учитывающий уменьшение объема желоба из-за наличия в нем винта; при проверочном расчете, когда параметры вала известны, значения коэффициента ψ_V могут быть определены по формуле $\psi_V = 1 - d/D_B$. Здесь d – диаметр вала винта, м;

ψ_{II} – коэффициент производительности, зависящий от условий загрузки, коэффициента заполнения, свойств груза.

Коэффициент производительности при использовании шнеков в качестве винтовых питателей

$$\psi_{II} = \lambda \cdot \psi. \quad (12.14)$$

где λ – коэффициент, зависящий от параметров винта и вида перемещаемого груза; при подъеме легкосыпучего груза шнеком с $D_B = t$, величина

$$\lambda = 0,55 - 0,65; \quad \psi = 0,50 - 0,75.$$

Приблизительно коэффициент производительности вертикальных винтовых конвейеров с гравитационной загрузкой (из бункеров)

$$\psi_{II} = \frac{A_{II} - 0,01 \cdot h}{B_{II}}, \quad (12.15)$$

где A_{Π} и B_{Π} – эмпирические коэффициенты, которые для винтов $D_B = t = 120 - 160$ мм при перемещении легкосыпучих зернистых грузов принимают:
 при высоте загрузочного отверстия $h = t$, - $A_{\Pi} = 1,2 - 1,4$, $B_{\Pi} = 8$;
 при $h = 3t$, - $A_{\Pi} = 1,2 - 1,4$, $B_{\Pi} = 5$.

Частота вращения винта $n_{\text{ВЕРТ}}$, мин^{-1} , вертикального винтового конвейера, должна быть больше критической частоты вращения

$$n_{\text{ВЕРТ}} \geq n_{\text{КР}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot g}{D_B \cdot f_{\text{Ж}}} \cdot \text{tg}(\beta + \varphi)}, \quad (12.16)$$

где $f_{\text{Ж}}$ – коэффициент трения груза о желоб и винтовую поверхность.

Используя эти выражения, можно рассчитать все необходимые параметры винта. Из ряда, рекомендуемых значений диаметров винта, выбирают необходимый, а для него, принимают требуемую частоту вращения, причем большие числа соответствуют гравитационной загрузке:

диаметр винта D_B , мм	100	160	200	250
частота вращения n_B , мин^{-1}	40 - 600	300 - 550	250 - 500	200 - 450

Принятую частоту вращения проверяют по величине критической частоты вращения, и если неравенство $n_{\text{ВЕРТ}} > n_{\text{КР}}$ удовлетворяется, то выбранные значения D_B и n_B подставляют в формулы. Тогда неизвестной величиной остается только шаг винта, который и получают в результате расчетов. При рассчитанной величине t проверяют правильность выбранных числовых коэффициентов. Если они не соответствуют выбранному значению шага, то их необходимо уточнить, а после этого пересчитать шаг винта.

Потребная мощность N_B , кВт, на валу винта

$$N_B = \frac{Q \cdot H \cdot k}{367} \cdot (w_B + 1), \quad (12.17)$$

где H – высота подъема груза, м;

$k = 1,15 - 1,20$ коэффициент запаса, учитывающий сопротивление в подшипниках;

$w_B = 3,6 - 7,3$ коэффициент сопротивления перемещению груза.

12.1 Расчетные задания

Таблица 12.3 - Примерный перечень вариантов расчетных заданий

№ Варианта	Расчетная производительность Q, т/ч	Насыпная плотность ρ_H , кг/м ³	Коэффициент трения $f_{ж}$	Длина L, м	Угол наклона конвейера α , град.
1	2	3	4	5	6
1	12	740	0,22	12	3
2	16	860	0,37	24	10
3	20	670	0,28	20	15
4	18	920	0,41	18	20
5	14	780	0,54	20	0
6	18	820	0,35	28	0
7	15	660	0,31	12	90
8	15	660	0,44	12	90
9	20	840	0,38	8	90
10	28	780	0,27	26	7,5
11	24	680	0,34	12	12
12	16	620	0,36	18	5

13 Пример расчета винтового конвейера

Таблица 13.1 - Исходные данные для расчета

№ Варианта	Расчетная производительность, Q, т/ч	Насыпная плотность ρ_H , кг/м ³	Коэффициент трения, $f_{ж}$	Длина L, м	Угол наклона конвейера α , град.
1	2	3	4	5	6
5	22	740	0,36	32	0

13.1 Определим диаметр D_B , м, винта шнека

$$D_B = \sqrt[5]{\left(\frac{Q}{0,047 \cdot K_B \cdot A_B \cdot \rho_H \cdot \psi} \right)^2}, \quad (13.1)$$

где $Q = 22$ т/ч - расчетная производительность конвейера;

$K_B = 1$ для сыпучих зернистых, грузов;

$A_B = 60$ - коэффициент, зависящий от вида транспортируемого груза;

$\rho_H = 740$, кг/м³ - насыпная плотность продукта;

$\Psi = 0,4$ - коэффициент заполнения желоба.

$$D_B = \sqrt[5]{\left(\frac{22}{0,047 \cdot 1 \cdot 60 \cdot 740 \cdot 0,4}\right)^2} = 0,233 \text{ м.}$$

В соответствии с ГОСТ 2037 – 82, принимаем диаметр винта равным 250 мм.

13.2 В соответствии с принятым диаметром винта, рассчитываем его частоту вращения n_B , мин⁻¹,

$$n_B = \frac{Q}{0,047 \cdot D_B^2 \cdot t \cdot \rho_H \cdot \Psi \cdot K_H}, \quad (13.2)$$

где $t = K_B \cdot D_D = 0,8 \cdot 0,25 = 0,2$ м, – шаг винта;

$K_H = 1$ поправочный коэффициент учитывающий угол наклона конвейера.

$$n_B = \frac{22}{0,047 \cdot 0,25^2 \cdot 0,2 \cdot 740 \cdot 0,4 \cdot 1} = 126,5 \text{ мин}^{-1}.$$

13.3 Проверяем выполнение условия по максимальной частоте вращения n_{\max} , мин⁻¹, винта

$$n_{\max} = A_B / \sqrt{D_B} \leq n_B. \quad (13.3)$$

$$n_{\max} = 60 / 0,5 \leq n_B.$$

$$n_{\max} = 120 \leq n_B.$$

Условие выполняется.

В первом приближении, диаметр вала винта определяем по следующему уравнению,

$$d_B = 0,3 \cdot D_B, \quad (13.4)$$

$$d_B = 0,3 \cdot 0,25 = 0,075 \text{ м.}$$

В качестве вала винта, принимаем трубу диаметром 76 мм, с толщиной стенки 5 мм по ГОСТ 8732 – 78, толщину спирали винта, принимаем равной 4 мм.

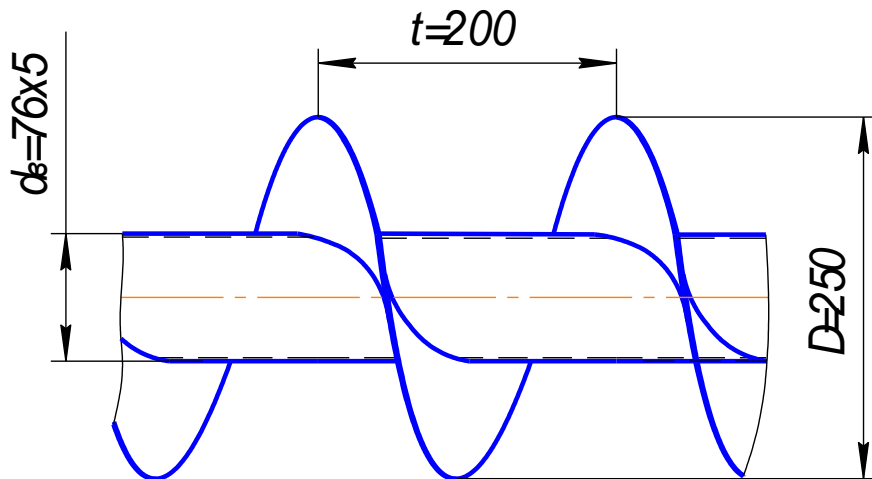


Рисунок 13.1 – Геометрические параметры винта

13.4 Определяем мощность N_B , кВт, на валу винта

$$N_B = \frac{Q \cdot L}{367} \cdot w_{\Gamma}, \quad (13.5)$$

где $w_{\Gamma} = 1,2$ - коэффициент сопротивления перемещению груза;

$L = 32$ м, - длина конвейера.

$$N_B = \frac{22 \cdot 32}{367} \cdot 1,2 = 2,3 \text{ кВт.}$$

При этом потребная мощность электродвигателя $N_{ЭД}$, кВт, для привода конвейера составит

$$N_{ЭД} = K_3 \cdot N_B / \eta_{\text{ПР}}, \quad (13.6)$$

где $K_3 = 1,2$ - коэффициент запаса мощности при пуске;

$\eta_{\text{ПР}} = 0,95$ - КПД привода.

$$N_{\text{ЭД}} = 1,2 \cdot 2,3 / 0,95 = 2,9 \text{ кВт.}$$

Выбираем [5] асинхронный электродвигатель АИР112МА6 мощностью 3,0 кВт, частотой вращения 1000 мин^{-1} , с диаметром вала 32 мм.

Определяем крутящий момент на валу электродвигателя,

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot N}{n_{\text{ЭД}}}, \quad (13.7)$$

$$M_{\text{ЭД}} = \frac{9550 \cdot 3,0}{1000} = 28,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу электродвигателя $M_{\text{ЭД}} = 28,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}}. \quad (13,8)$$

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_{\text{ЭД}} = 1,2 \cdot 28,6 = 34,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Между электродвигателем и редуктором устанавливаем муфту [3] фланцевую 32 – 32 – 11 ГОСТ 20761 – 96.

Для прочностных расчетов элементов винтового конвейера необходимо знать величину крутящего момента на валу винта и осевую силу, действующую на него.

13.5 Крутящий момент M_B , Н м, на валу винта

$$M_B = 9550 \cdot N_B / n_B, \quad (13.9)$$

$$M_B = 9550 \cdot 2,3 / 126,5 = 173,6 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Номинальный момент муфты равен крутящему моменту на валу винта $M_B = 173,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетный момент муфты

$$M_{\text{РАСЧ}} = 1,2 \cdot M_B. \quad (13.10)$$

$$M_{PACЧ} = 1,2 \cdot M_B = 1,2 \cdot 173,6 = 208,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Осевая сила F_{OC} , Н,

$$F_{OC} = \frac{M_B}{R_{ПП} \cdot \text{tg}(\beta + \varphi)}, \quad (13.11)$$

где β – угол подъема винтовой линии по наружному диаметру, рад,

$$\beta = \text{arctg}\left(\frac{t}{\pi \cdot D_B}\right), \quad (13.12)$$

$$\beta = \text{arctg}(0,255) = 0,25 \text{ рад} = 14,3 \text{ град}.$$

$\varphi = \text{arctg} f_{\text{ж}} = 0,35$ - угол трения продукта о желоб и винтовую поверхность конвейера, рад;

$R_{ПП} = 0,8 \cdot D_B / 2 = 0,8 \cdot 0,25 / 2 = 0,1 \text{ м}$, приведенный радиус, т. е. радиус, на котором действует сила F_{OC} , Н.

$$F_{OC} = \frac{173,6}{0,1 \cdot 0,68} = 2552,9 \text{ Н}.$$

13.6 Определяем передаточное отношение приводной станции U , и выбираем редуктор

$$U = n_{\text{ЭД}} / n_B. \quad (13.13)$$

где $n_{\text{ЭД}}$ – частота вращения вала электродвигателя, мин^{-1} .

$$U = 1000 / 126,5 = 7,9$$

Выбираем [5] редуктор Ц2У – 125, с передаточным отношением $U_P = 8$ и номинальным крутящим моментом на тихоходном валу 250 Нм.

Между редуктором и валом винта устанавливаем муфту [3] упругую с торообразной оболочкой 250 – 1 - 45 – 1 ГОСТ 50892 – 96.

13.7 Фактическая частота вращения n_{Φ} , мин^{-1} , винта конвейера

$$n_{\Phi} = n_{\text{ЭД}} / U_P, \quad (13.14)$$

где U_P – передаточное отношение редуктора.

$$n_{\Phi} = 1000 / 8 = 125 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение Δn , %, от требуемой частоты вращения

$$\Delta n = \frac{n_{\Phi} - n_B}{n_B} \cdot 100\%, \quad (13.15)$$

$$\Delta n = \frac{125 - 126,5}{126,5} \cdot 100\% = -1,18\%.$$

не превышает 5 %.

13.8 Определим фактическую производительность Q_{Φ} , т/ч, конвейера

$$Q_{\Phi} = 0,047 \cdot D_B^2 \cdot t \cdot n_{\Phi} \cdot \rho_H \cdot \psi. \quad (13.16)$$

$$Q_{\Phi} = 0,047 \cdot 0,25^2 \cdot 0,2 \cdot 125 \cdot 740 \cdot 0,4 = 21,74 \text{ т / ч}.$$

13.9 Прочностной расчет вала винта

Расчетная длина L конвейера составляет 32 метра, т.е. 10 секций длиной 1 по 3 метра и одна двухметровая. Проверим предварительно выбранный, трехметровый вал из трубы диаметром 76 мм, на прочность.

В соответствии с рисунком 13.2, на вал действуют:

- крутящий момент $M_B = 173,6 \text{ Нм}$;
- изгибающий момент,

$$M_H = F_{OC} \cdot R_{\text{ПР}}, \quad (13.17)$$

$$M_H = 2552,9 \cdot 0,1 = 255,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

и радиальная сила

$$F_R = \frac{M_B \cdot l}{R_{\text{ПР}} \cdot L}, \quad (13.18)$$

$$F_R = \frac{173,6 \cdot 3}{0,1 \cdot 32} = 162,8 \text{ Н}.$$

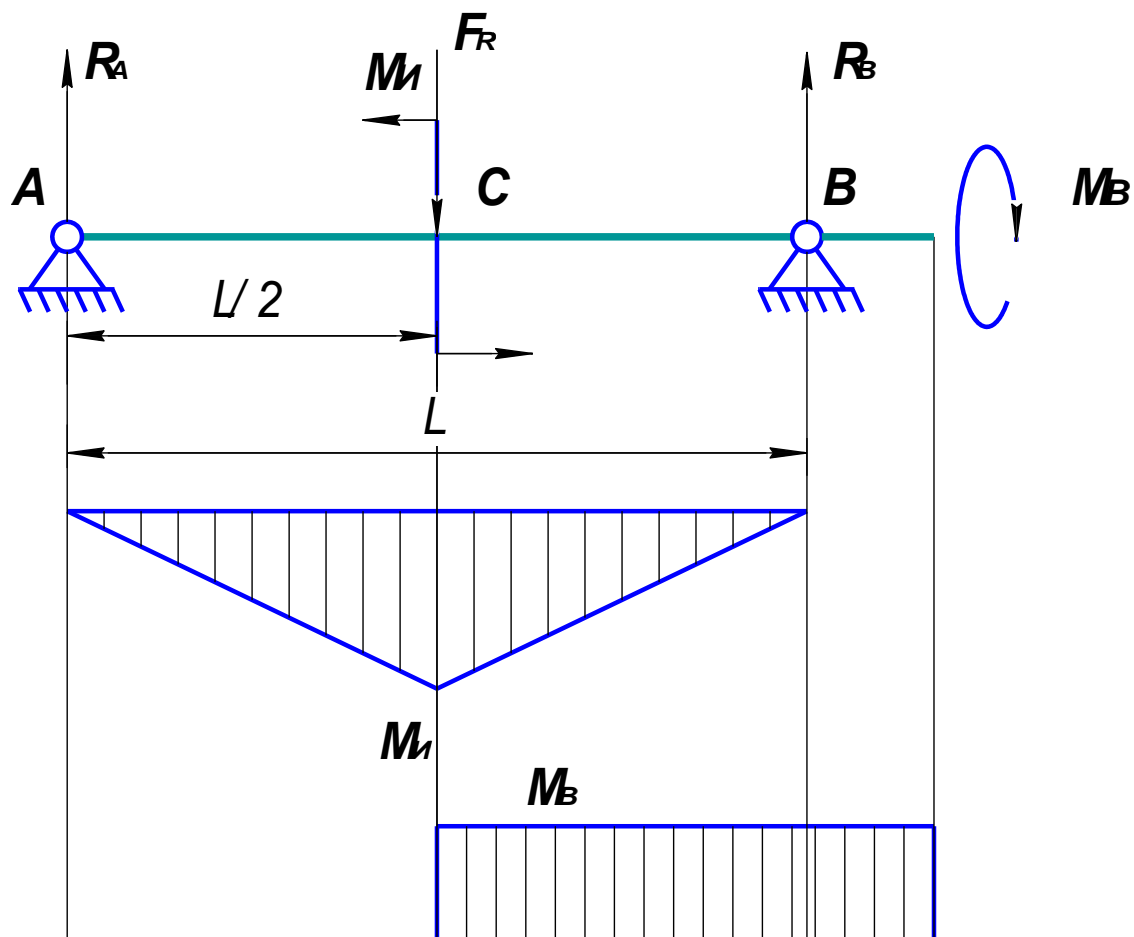


Рисунок 13.2 – Расчетная схема вала винтового конвейера

Расстояние между опорами $L = 3,0$ м. Нагрузки, действующие на вал, расположены симметрично относительно опор, следовательно, реакции в опорах А и В, равны между собой.

Сумма моментов относительно точки В:

$$\sum M_B = 0: M_{II} + F_R \cdot L/2 - R_A \cdot L = 0, \quad (13.19)$$

откуда,
$$R_A = \frac{M_{II} + F_R \cdot L/2}{L}, \quad (13.20)$$

$$R_A = \frac{255,3 + 162,8 \cdot 1,5}{3,0} = 166,5 \text{ Н.}$$

Найдем сумму моментов относительно точки С,

$$M_C = R_B \cdot L / 2 + M_H, \quad (13.21)$$

$$M_C = 166,5 \cdot 1,5 + 255,3 = 505,1 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Определим величину эквивалентного момента

$$M_{\text{э}} = \sqrt{M_C^2 + 0,75 \cdot M_B^2} \quad (13.22)$$

$$M_{\text{э}} = \sqrt{255126,01 + 22602,72} = 526,9 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Расчетное напряжение в опасном сечении вала,

$$\frac{M_{\text{э}}}{W_O} + \frac{F_{OC}}{S_{TP}} \leq [\sigma], \quad (13.23)$$

где W_O – осевой момент сопротивления трубы, м^3 ;

S_{TP} – площадь сечения трубы, м^2 ;

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\tau}}{n} = \frac{210}{3} = 70 \text{ МПа допустимое напряжение};$$

$\sigma_{\tau} = 210 \text{ МПа}$ – предел текучести для стали 10;

$n = 3$ – коэффициент запаса прочности.

$$W_O = 0,1 \cdot d_{TP}^3 \cdot (1 - \xi^4), \quad (13.24)$$

$$S_{TP} = 0,785 \cdot d_{TP}^2 \cdot (1 - \xi^2), \quad (13.25)$$

где d_{TP} – диаметр трубы, м;

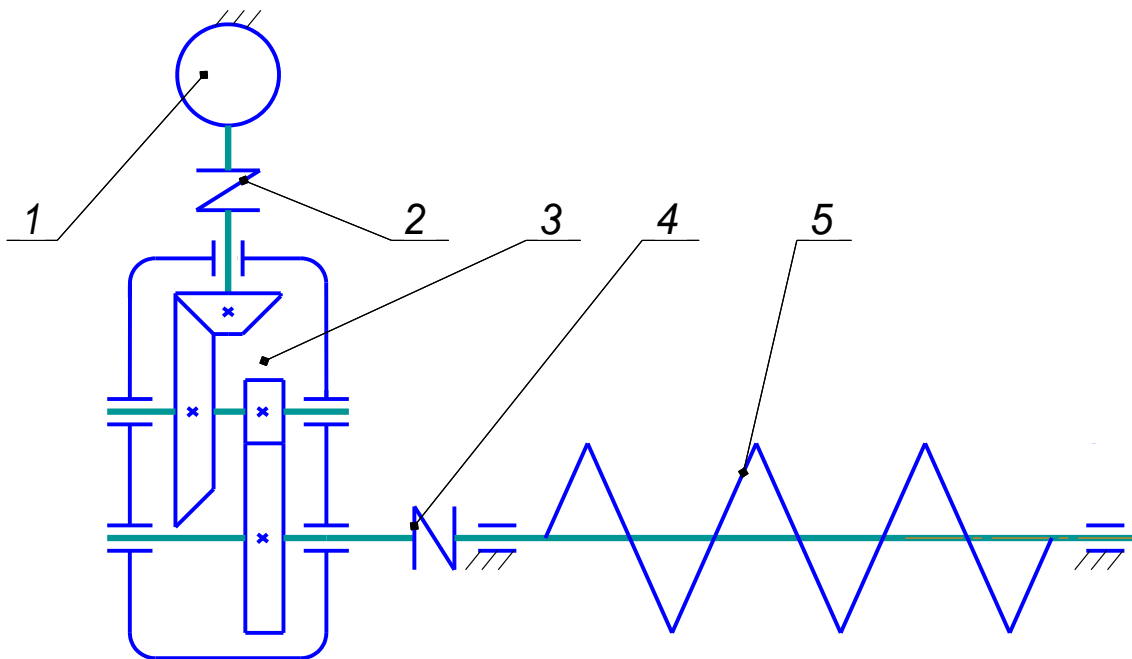
ξ – отношение внутреннего диаметра трубы к наружному.

$$\frac{526,9}{0,1 \cdot 0,076^3 \cdot (1 - 0,868^4)} + \frac{2552,9}{0,785 \cdot 0,076 \cdot (1 - 0,868^4)} \leq [\sigma],$$

$$28,3 < [70],$$

условие выполняется.

13.10 Кинематическая схема винтового конвейера



1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – винт.

Рисунок 13.3 – Кинематическая схема винтового конвейера

14 Содержание курсового проекта

Курсовой проект (КП), состоит из пояснительной записки, в которую входят:

- титульный лист;
- задание;
- содержание;
- аннотация;
- введение;
- расчетная часть;
- список литературы,

и графического материала, содержащего два листа формата А₁.

Первый лист – общий вид конвейера, второй лист – сборочный чертеж приводной или натяжная станция (по индивидуальному заданию преподавателя).

Чертеж общего вида – это документ, определяющий конструкцию изделия и взаимодействие его составных частей, и, поясняющий принцип работы изделия. Чертеж общего вида должен включать следующие элементы:

- виды, разрезы и сечения изделия, надписи и текстовую часть, необходимые для понимания его конструктивного устройства, взаимодействия его составных частей и принципа работы;

- необходимые габаритные, присоединительные, установочные и конструктивные размеры и, если требуется, схему изделия и технические характеристики.

Чертеж общего вида выполняют с упрощениями, предусмотренными стандартом. Составные части изделия, стандартные и покупные, изображают упрощенно.

Выносные элементы изображения обозначают римскими цифрами, а виды, разрезы, сечения, поверхности, размеры и другие элементы чертежа – прописными буквами русского алфавита.

Наименования и обозначения составных частей изделия указывают тремя способами:

- 1) на полках линий-выносок, проведенных от деталей на чертеже общего вида;
- 2) в таблице, размещаемой на чертеже общего вида;
- 3) в таблице, выполненной на отдельных листах формата А₄ в качестве последующих листов чертежа общего вида.

Сборочный чертеж должен содержать следующие элементы.

1 Изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы.

2 Размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сбороч-

ному чертежу. Допускается указывать в качестве справочных размеры деталей, определяющие характер сопряжения.

3 Указания о характере сопряжения и методах его осуществления, если точность сопряжения обеспечивается не заданными предельными отклонениями размеров, а подбором, пригонкой и т. п., а также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных и др.).

4 Номера позиций составных частей, входящих в изделие.

5 Габаритные размеры изделия.

6 Установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры.

7 Техническую характеристику изделия (при необходимости).

Предельные отклонения размеров указывают на сборочных чертежах условными обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений.

Допускается не показывать: фаски, скругления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки, крышки, кожухи и т. д.

Номера позиций составных частей изделия на сборочном чертеже указывают на проводимых от изображений этих частей полках линий-выносок, один конец которых заканчивается точкой, другой – полкой.

Линию – выноску и полку проводят сплошной тонкой линией. Линии – выноски не должны быть параллельными линиям штриховки, не должны пересекаться между собой и с размерными линиями. Допускается проводить линии-выноски с одним изломом.

Список использованных источников

1. Зуев Ф.Г. Подъемно-транспортные установки / Ф.Г. Зуев, Н.А. Лотков. - М.: КолосС, 2007.- 472 с. – ISBN 978 – 5 – 9532 – 0548 – 1.
2. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд. пер.: М.: Высш. шк., 2005. – 309 с. – ISBN 5 – 06 – 004806 – 3.
3. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский, К.Н.Боков, И.М. Чернин. – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013.
4. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: учебное пособие / С.А. Соколов – СПб.: Политехника, 2012. - 425 с. - ISBN 5-7325-0858-9.
URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=129570>
5. Справочник конструктора – машиностроителя: в трех томах/
В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2006. – т 1 - 3
6. Степыгин В.И. Проектирование подъемно-транспортных установок: учебное пособие /В.И. Степыгин, Е.Д. Чертов, С.А. Елфимов. – М.: Машиностроение, 2005. – 288 с. - ISBN 5-217-03274-Х.

Учебное пособие

Александр Николаевич Холодилин

РАСЧЕТ КОНВЕЙЕРОВ

ISBN 978-5-7410-1729-6

