

ФГБОУ ВО
«Новосибирский государственный аграрный университет»
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра Механизации животноводства и переработки с/х продукции

Сооружения и оборудование для хранения
сельскохозяйственной продукции

Практикум для работы студентов по направлению подготовки 35.03.07
Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции



Новосибирск 2022

УДК 621.56
ББК 31.392

Сооружения и оборудование для хранения сельскохозяйственной продукции. Практикум для работы студентов по направлению подготовки 35.03.07 Технология производства и переработки сельскохозяйственной продукции / Новосибир. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т; сост.: А.А. Диденко, А.К. Туров. – Новосибирск, 2022. – 95 с.

Рецензент: к.т.н., доцент Булаев Е.А.

Предназначено для студентов очной и заочной формы обучения
направления подготовки 35.03.07 Технология производства и переработки
сельскохозяйственной продукции

Содержание

1.	Методика расчета винтового конвейера	4
2.	Пример расчета винтового конвейера	8
3.	Методика расчет ковшевого элеватора	11
4.	Пример расчета ковшевого элеватора	17
5.	Методика расчета ленточного конвейера	23
6.	Пример расчета ленточного конвейера	40
7.	Методика расчета скребкового конвейера	54
8.	Пример расчета скребкового конвейера	60
9.	Методика расчета всасывающих установок	67
10.	Пример расчёта всасывающей установки	71
11.	Методика расчёта нагнетательных установок	76
12.	Пример расчета нагнетательных установок	77
13.	Методика весы, счетчики и танки хранения жидких продуктов	80
14.	Пример расчета вертикального танка	86
	Приложения	89
	Библиографический список	94

1. 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 левых 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

$$N_B = \frac{Q \cdot L}{367} \cdot (w_T \pm \sin \alpha). \quad (12.4)$$

где L – длина конвейера, м;

α – угол наклона конвейера, град.;

$w_T = 1,2 - 1,6$ 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.

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

$$\lambda = 0,55 - 0,65; \quad \psi = 0,50 - 0,75.$$

Приближенно 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.

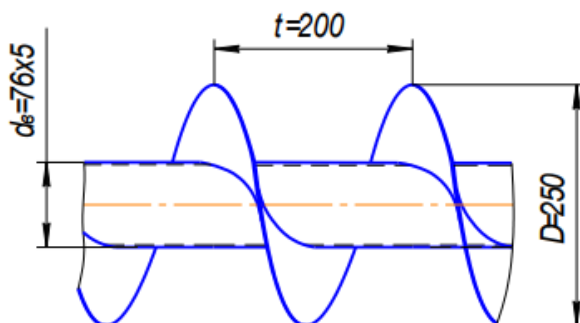


Рисунок 13.1 – Геометрические параметры винта

13.4 Определяем мощность N_B , кВт, на валу винта

$$N_B = \frac{Q \cdot L}{367} \cdot w_T, \quad (13.5)$$

где $w_T = 1,2$ - 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

$$N_{ЭД} = K_3 \cdot N_B / \eta_{ПР}, \quad (13.6)$$

где $K_3 = 1,2$ - коэффициент запаса мощности при пуске;

$\eta_{ПР} = 0,95$ - КПД привода.

$$N_{ЭД} = 1,2 \cdot 2,3 / 0,95 = 2,9 \text{ кВт.}$$

Выбираем [5] асинхронный электродвигатель АИР112МА6 мощностью 3,0 кВт, частотой вращения 1000 мин^{-1} , с диаметром вала 32 мм.

2. Методика расчет ковшевого элеватора

2.1 По виду транспортируемого груза задаемся типом ковшей (таблица 2.1) 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 $q_{ГЭ}$, кг/м, – ленты с ковшами,

$$q_{ГЭ} = q_{Л} + m_{К} / A, \quad (10.4)$$

Таблица 7.1 – Техническая характеристика ковшей

Параметры ковшей	Типы ковшей		
	мелкий 2	средний 3	глубокий 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 Вк, мм	100; 125; 160; 200; 250; 320; 400	100; 125; 150; 160	100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 650; 800; 1000
Вылет Ак, мм	50; 65; 75; 95; 120; 145; 170	90; 125; 125; 125	75; 90; 105; 125; 140; 175; 195; 235; 250; 285; 310
Высота Hк, мм	65; 85; 100; 130; 160; 190; 220	105; 150; 150; 150	80; 95; 110; 135; 150; 190; 210; 255; 275; 325; 355
Радиус за- кругления r, мм	25; 30; 35; 40; 55; 70; 85	30; 40; 40; 40	25; 30; 35; 40; 45; 55; 60; 75; 80; 85; 95
Ориентиро- вочная масса пк, 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 $q_{л}$ – погонная масса ленты кг/м;

m – масса ковша, кг.

Погонная масса ленты,

$$q_{л} = 12 \cdot B_{л}, \quad (10.5)$$

где $B_{л}$ – 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.

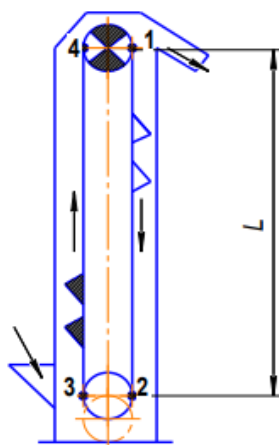


Рисунок 7.1 – Расчетная схема элеватор

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,

$$W_{2-3} = K_3 \cdot q_{Г}. \quad (10.7)$$

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,

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + K_3 \cdot q_{Г}. \quad (10.8)$$

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.

$$W_{3-4} = (q_{Г} + q_{ГЭ}) \cdot g \cdot L, \quad (10.10)$$

где L – высота норрии, м.

Подставляя (10.10) в (10.9), получим

$$F_4 = F_3 + (q_{Г} + q_{ГЭ}) \cdot g \cdot L. \quad (10.11)$$

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 , Н, 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 $F_{\max} = F_4$, Н, рассчитываем число прокладок в ленте

$$Z = \frac{n_{л} \cdot F_{\max}}{K_p \cdot B_{л}}, \quad (10.16)$$

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.

10.7 Определяем размеры барабана.

Диаметры приводных барабанов ковшовых элеваторов выбирают в пределах 250 - 1250 мм из следующих соображений.

Соотношение Б, 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_B , м, принимают:
для быстроходных ковшовых элеваторов с центробежной разгрузкой, когда B меньше единицы,

$$D_B = 2 \frac{B \cdot v^2}{g} \leq 0,204 \cdot v^2; \quad (10.18)$$

для тихоходных ковшовых элеваторов с гравитационной разгрузкой, когда B больше трех

$$D_B \geq 0,6 \cdot v^2, \quad (10.19)$$

или рассчитывают по следующей приближенной формуле,

$$D_B \geq 125 \cdot Z. \quad (10.20)$$

Ширину B_B , мм, рассчитывают следующим образом

$$B_B = B_{л} + (20 - 50) \text{мм}. \quad (10.21)$$

10.8 Частота вращения барабана n_B , мин^{-1} ,

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_B}. \quad (10.22)$$

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.

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.

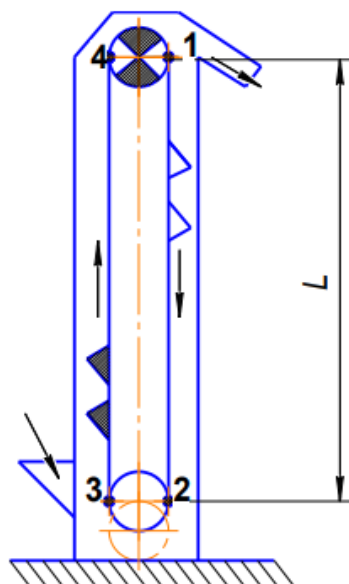


Рисунок 11.1 – Расчетная схема элеватор

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,

$$W_{2-3} = K_3 \cdot q_{Г} \quad (11.7)$$

где $K_3 = 20$ (Нм)/кг - коэффициент сопротивления при зачерпывании зернистого груза.

Подставив уравнение (11.7) в (11.6) получим,

$$F_3 = \xi \cdot F_2 + K_3 \cdot q_{Г} \quad (11.8)$$

$$F_3 = 1,06 \cdot 1000 + 20 \cdot 5,2 = 1164 \text{ Н.}$$

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.

$$W_{3-4} = (q_{Г} + q_{ГЭ}) \cdot g \cdot L, \quad (11.10)$$

где L – высота норри, м.

Подставляя (11.10) в (11.9), получим,

$$F_4 = F_3 + (q_{Г} + q_{ГЭ}) \cdot g \cdot L. \quad (11.11)$$

$$F_4 = 1164 + (5,2 + 10,4) \cdot 9,8 \cdot 15 = 3457,2 \text{ Н.}$$

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,

$$W_{1-2} = q_{ГЭ} \cdot g \cdot L. \quad (11.13)$$

Подставляя (11.13) в (11.12), находим

$$F_1 = F_2 + q_{ГЭ} \cdot g \cdot L. \quad (11.14)$$

$$F_1 = 1000 + 10,4 \cdot 9,8 \cdot 15 = 2528,8 \text{ Н.}$$

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,

$$D_b \geq 125 \cdot Z, \quad (11.17)$$

$$D_E = 125 \cdot 3 = 375 \text{ мм.}$$

Диаметр барабана, принимаем равным 400 мм.

Ширину B_B , мм, рассчитывают следующим образом

$$B_B = B_1 + (20 - 50) \text{ мм.} \quad (11.18)$$

$$B_B = 400 + 50 = 450 \text{ мм.}$$

11.8 Частота вращения барабана n_B , мин^{-1} ,

$$n_B = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_E} \quad (11.19)$$

$$n_B = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,4} = 76,4 \text{ мин}^{-1}.$$

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.

3 Методика расчета ленточного конвейера

3.1 По роду груза и расчетной производительности выбираем скорость транспортирования и определяем ширину ленты ВЛ, м.

Таблица 3.1 – 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,

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

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 роликowymi 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 роликowych 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 роликowych опор, кг;

l_P и l_X – расстояние между роликowymi 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.

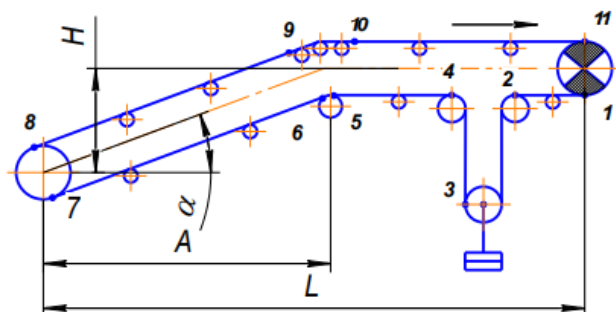


Рисунок 4.1 – Разбивка контура трассы на участки

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 сбегающей 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, kg/m ;

q_P^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, kg/m ;

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

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 , Н,

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

где ξ_B – коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

q_L – масса одного метра ленты, кг/м;

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

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 отопляемом помещении с незначительным содержанием абразивной пыли	0,025	0,022
Передвижные и переносные конвейеры при хороших условиях работы	0,035	0,03
В не отопляемых 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,

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

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана;

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

$q_{л}$ - 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,

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

где g - ускорение свободного падения, m/c^2 ;

$q_{л}$ - 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 (4.16) в (4.15), получим

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

Участок 5 - 6.

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

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

14

где ξ_B - коэффициент сопротивления при огибании поворотного барабана.

Участок 6 – 7.

Натяжение тягового элемента F_7, H , 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,

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

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;

$(L - B)$ – 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

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

Участок 7 – 8.

Натяжение тягового элемента в точке восемь F_8, H , 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 , Н, с учетом сил сопротивления возникающих: при перемещении ленты в пункте загрузки и на наклонном участке рабочей ветви конвейера

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

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

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

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

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, m/s^2 ;

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

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

где f – коэффициент трения ленты о приводной барабан;

α_B – угол обхвата приводного барабана лентой, град.;

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

$F_{СБ}$ – 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 $F_{НБ} = F_{11}$, а $F_{СБ} = F_1$, 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,

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

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

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

$q_{Г}$ – масса груза на одном метре ленты, kg/m ;

$q_{Л}$ – масса одного метра ленты, kg/m ;

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 натяжного барабана;
- $K_B = 0,5$ – для отклоняющего.

Требуемое число тканевых прокладок в ленте

$$Z = \frac{F_{\max} \cdot K_{\mathcal{L}}}{\sigma_p}, \quad (4.37)$$

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

$K_{\mathcal{L}}$ – 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 резинотканевых 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.								

Примечания

1. Ткани ТА – 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 2x650x3ТК – 100x3 Б ГОСТ 20 - 85

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

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

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, кПа;

α – угол обхвата барабана лентой, град;

f – коэффициент сцепления ленты с барабаном;

B_L – 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.

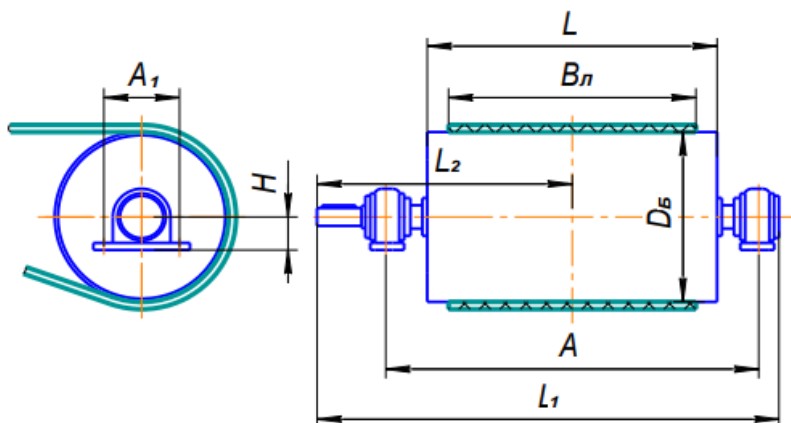


Рисунок 4.2 – Схема приводного барабана

Таблица 4.12 – Значения параметров приводного барабана

Ширина ленты В _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 трапецидальную 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/с^2 ;
 G_B – масса натяжного барабана с подшипниками, кг.

4.10 Потребляемая мощность электродвигателя, $N, \text{кВт}$, для привода конвейера

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

где F_0 – тяговое усилие на приводном барабане, Н;
 v – скорость движения ленты, м/с ;
 $\eta_{\text{пр}}$ – КПД привода.

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

Пример расчета ленточного конвейера

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

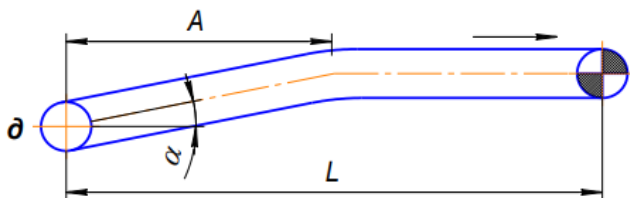


Рисунок 5.1 – Схема ленточного конвейера

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчетов

№ Варианта	Тип конвейера	Схема трассы	Геометрические параметры конвейера			Расчетная производительность $Q, \text{т/ч}$	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 $Q = 140 \text{ т/ч}$, по таблице 4.1, принимаем скорость транспортирования $v = 2,5 \text{ м/с}$, и определяем ширину ленты $B_L, \text{м}$.

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

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,

$$q_p^P = q_p / l_p, \quad (5.3)$$

$$q_p^X = q_p / l_x, \quad (5.4)$$

20

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.

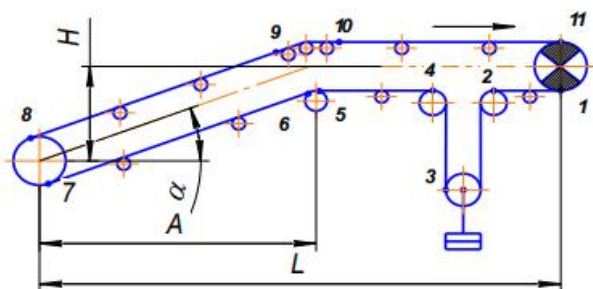


Рисунок 5.2 – Разбивка контура трассы на участки

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,

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

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

q_L – масса одного метра ленты, kg/m ;

q_P^X – погонная масса роликовых опор холостой ветви, kg/m ;

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

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

Подставив уравнение (5.8) в (5.7) получим

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

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.

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

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,

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

где g – ускорение свободного падения, м/с²;

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

$q_{р}^X$ – 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

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

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

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

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

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.

$$F_6 = 1,03 \cdot (1,1F_1 + 289,1) = 1,13F_1 + 297,8H$$

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,

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

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

$q_{л}$ – 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_{xp} – коэффициент сопротивления роликовых опор холостой ветви;

α – угол наклона трассы конвейера, град.

Подставив (5.17) в (5.16), находим

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

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).

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

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;

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

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_G – 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,

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

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,

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

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 набегающей на приводной барабан, Н;

F_{CB} – натяжение тягового элемента в точке сбегающей 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,

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

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

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_B , 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 ориентирующей, 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} .

4. Методика расчета скребкового конвейера

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

8.1 Задаем отношение ширины $V_{ж}$, м, к его высоте $h_{ж}$, м,

$$V_{ж}/h_{ж} = K_{ж}, \quad (8.1)$$

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/м^3 ;

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 $q_{\text{ТЭ}}$, 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

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

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.

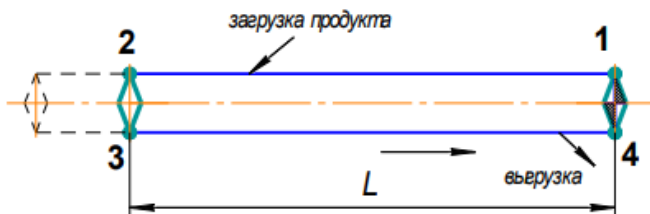


Рисунок 8.1 – Расчетная схема конвейера

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 сбега 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, m/c^2 ;

$q_{TЭ}$ – 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

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

Натяжение тягового элемента F_4 , Н, в точке четыре

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

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 $F_{РАЗР}$, Н, с учетом динамических нагрузок

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

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

- для горизонтальных конвейеров неотвественного назначения

$$n_{Ц} = 5 - 7;$$

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

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

8.9 Величина тягового усилия на приводной звездочке

$$F_0 = \xi_{3B} \cdot F_4 - F_1. \quad (8.15)$$

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

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

По каталогу выбираем марку электродвигателя.

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

$$n_{3B} = \frac{60 \cdot v}{Z_{3B} \cdot t_{\text{Ц}}}, \quad (8.17)$$

где $t_{\text{Ц}}$ – шаг цепи, м.

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

$$M_{3B} = F_0 \cdot (D_{3B} / 2). \quad (8.18)$$

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

8.13 Передаточное отношение U, приводной станции

$$U = \frac{n_{\text{ЭД}}}{n_{3B}} \quad (8.19)$$

где $n_{\text{ЭД}}$ – 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 $U_{\text{РЕД}}$, 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

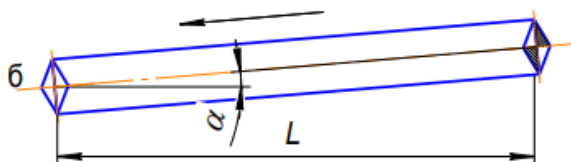


Рисунок 9.1 – Схема скребкового конвейера

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 ρн, 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

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

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

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

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 $q_{Г}$, кг/м, и тягового элемента со скребками $q_{ТЭ}$, кг/м.

От груза

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

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

От тягового элемента

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

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

где $B_{С} = B_{ж} - (10 - 15)$ 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.

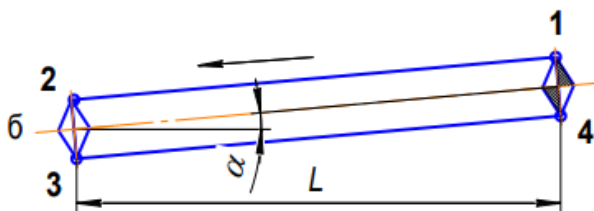


Рисунок 9.2 – Расчетная схема скребкового конвейера

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

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

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

$q_{ТЭ}$ – 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)

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

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

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, $\alpha_{3B} = 180^\circ$;

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

Участок 3 – 4.

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

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

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, $h = 1,5 \cdot h = 1,5 \cdot 0,07 = 0,105$ м, 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

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

где $n_{ц} = 9$ - 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 - роликую ГОСТ 588 - 81 с шагом $t_{ц} = 160$ мм.

9.7 Величина тягового усилия на приводной звездочке

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

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

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

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

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

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

Таблица 1.1 – Примерный перечень вариантов расчетных заданий

№ Варианта	Тип конвейера	Схема трасы	Геометрические параметры конвейера				Расчетная производительность Q, т/ч	Характеристика груза	
			L, м.	A, м	B, м	$\alpha, ^\circ$		Табл.	Вариант
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	пластинчатый	б	60	-	-	15	50	2.3 ящики	8
2	ленточный	в	45	15	-	5	75	2.1	6
3	скребковый	д	50	30		22	40	2.2	1
4	ковшевый	б	10	-	-	90	25	2.1	3
5	пластинчатый	а	45	-	-	-	20	2.3 коробки	5
6	пластинчатый	в	100	30	-	5	30	2.3 кули	4
7	полочный	б	30	-	-	75	25	2.3 кули	2
8	ленточный	г	100	25	40	10	45	2.3 ящики	3
9	ленточный	б	35	-	-	15	35	2.3 коробки	10
10	скребковый	б	75	-	-	15	35	2.2	6
11	пластинчатый	е	40	15	-	5	32	2.2	6
12	пластинчатый	д	30	10	-	7	45	2.1	3
13	ленточный	е	80	35	-	3	60	2.2	6
14	ленточный	г	100	30	20	5	100	2.1	4
15	ленточный	ж	120	30	-	12	140	2.1	3

Расчет систем пневматического транспортирования

5.1. Расчет всасывающих установок

Расчёт начинается с выбора вышеприведенных величин. Длину транспортного трубопровода и коэффициент концентрации смеси обычно задают.

Техническую производительность установки определяют по формуле:

$$Q_T = \frac{Q_c \cdot k \cdot k_1}{t}; \quad (5.7)$$

где: Q_c – среднесуточная производительность установки;

$k=1,5$ – коэффициент неравномерности подачи материала в пневматическую линию в течение суток;

$k_1=1,25$ – коэффициент, учитывающий перспективы производительности;

t – время работы установки в сутки.

Надёжно транспортирующую скорость воздуха рассчитывают по следующей методике. Вначале определяют скорость витания для вертикального участка.

$$\vartheta_b = Re \cdot \frac{v}{d}; \quad (5.8)$$

$$Re = \frac{Ar \cdot (1-\beta)^{4,75}}{18+0,61 \sqrt{Ar \cdot (1-\beta)^{4,75}}}; \quad (5.9)$$

$$Ar = \frac{d^3 \cdot g \cdot (\rho_T - \rho)}{\rho \cdot v^2}; \quad (5.10)$$

$$v = \frac{\mu^*}{\rho}; \quad (5.11)$$

условные обозначения и размерности величин, входящих в уравнения (5.7-5.11):

ϑ_b – скорость витания газа в вертикальном участке трубопровода, м/с;

ν – кинематическая вязкость газа при температуре транспортирования, $\text{м}^2/\text{с}$;

μ^* – динамическая вязкость газа при температуре транспортирования, $\text{кг}/\text{м} \cdot \text{с}$;

d – эквивалентный диаметр частиц, м;

Ar, Re – критерии Архимеда и Рейнольдса;

β – объёмная доля твёрдой фазы;

$$\beta = \frac{V_T}{V_c} = \frac{V_T}{V_T + V_r} = \frac{\frac{P_T}{\rho_T}}{\frac{P_T}{\rho_T} + \frac{P_r}{\rho_r}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_T}{\mu \cdot \rho_r}}; \quad (5.12)$$

g – ускорение силы тяжести; м/с²;
 ρ – плотность газа при температуре транспортирования, кг/м³;
(для воздуха $\rho = 1,2$ кг/м³).

Надёжно транспортирующая скорость воздуха для вертикального пневмотранспорта равна:

$$\vartheta = 2\vartheta_b; \quad (5.13)$$

А для горизонтального:

$$\vartheta_r = 2\vartheta; \quad (5.14)$$

Если трасса пневмотранспорта содержит вертикальные и горизонтальные участки, то транспортирующая скорость воздуха для всей трассы принимается по горизонтальному участку.

После выбора основных исходных величин расчёт проводят в следующем порядке:

1. Исходя из известной величины концентрации смеси μ и расчетной производительности Q_T , определяют секундный расход воздуха:

$$Q_B = \frac{Q_T}{3,6 \cdot \rho \cdot \mu}; \quad (5.15)$$

2. По полученному Q_B и рассчитанной скорости воздуха определяют диаметр трубопровода:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B}{\pi \cdot \vartheta}}; \quad (5.16)$$

и округляют до ближайшего большего или меньшего, по действующему ГОСТу на трубы, диаметра [4.5]

3. По формуле $Q_B = F \cdot \vartheta$ подсчитывают окончательное значение Q_B (F – площадь сечения трубопровода) согласно округлённому диаметру, а по формуле:

$$\mu = \frac{Q_T}{\rho \cdot Q_B \cdot 3,6}; \quad (5.17)$$

пересчитывают μ .

4. По окончательному значению Q_B выбирают разгрузитель по таблице 4.1 и находят его сопротивление по формуле:

$$p_{\text{разгр.}} = \bar{m} \cdot Q_B^2; \quad (5.18)$$

Причём ЦРк выбирают при скорости воздуха до 12 м/с, а ЦР свыше 12 м/с.

Таблица 5.3 - Циклоны разгрузители ЦР и ЦРк

	№ разгрузителя	Производительность в м ³ /мин	Коэффициент $\frac{\tau}{\bar{m}}$
1	2	3	4
ЦР	5	5	2,075
	7,5	7,5	0,945
	10,0	10,0	0,552
	12,5	12,5	0,347
	15,0	15,0	0,240
	17,5	17,5	0,170
	20,0	20,0	0,135
	22,5	22,5	0,105
	25	25	0,086
	27,5	27,5	0,071
ЦРк	30,0	30,0	0,06
	2,5	2,5	4,970
	5	5	1,340
	7,5	7,5	0,590
	10,0	10,0	0,340
	12,5	12,5	0,210
	15,0	15,0	0,148
	17,5	17,5	0,106
	20,0	20,0	0,085
	22,5	22,5	0,065
	25,0	25,0	0,053
27,5	27,5	0,044	
30,0	30,0	0,037	

5. Определяют сопротивление пылеуловителей. Для самовытряхивающихся матерчатых всасывающих фильтров – принимают 60 мм вод. ст.

6. Находят величину общих потерь давления в сети:

$$\sum P_c = \left(\lambda \frac{\sum l_{\text{прив}}}{d_T} + \sum \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho \cdot \theta^2}{2g} (1 + k\mu) + \rho \mu \sum H + \Delta P_{\text{разгр}} + \sum \Delta P_{\text{водн}}; \quad (5.19)$$

где: $\lambda(12)=0,02$ коэффициент трения чистого воздуха о стенки;

$\sum l_{\text{прив}}$ – сумма для всех участков горизонтальных, вертикальных и эквивалентных отводов;

$\sum \zeta_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

k – принимается по табл. 4;

$\sum H$ – сумма длин вертикальных участков;

$\Delta P_{\text{разг}}$ – потери давления на разгон, рассчитываются по формуле:

$$\Delta P_{\text{разг}} = K_p \cdot \mu \frac{\rho \theta^2}{2g}; \quad (5.20)$$

$K_p = 1 \div 2,1$ – коэффициент сопротивления разгонного участка.

Меньшее значение следует принимать для материалов с меньшей насыпной плотностью.

$\sum \Delta P_{\text{возд}}$ – суммарная потеря давления в разгрузителе и пылеуловителе.

Таблица 5.4

Значения эквивалентных длин потерь давления в отводах и коленах с углом 90°

Вид материала	$L_{\text{эк}}$ в м. при различных R/d_T			
	4	6	10	20
Пылевидный	4-8	5-10	6-10	8-10
Зерновой однородный	---	8-10	12-16	16-20
Мелкокусковой неоднородный	---	---	28-35	38-45
Крупнокусковой неоднородный	---	---	60-80	70-90

Таблица 5.5

Ориентировочные предельные значения параметров для различных групп материалов

группа	Наименование группы	Скорость воздуха, м/сек	Концентрация, кг/кг	Коэффициент сопротивления, К
1.	Мелкоштучные	25-35	3-5	0,5-1,0
2.	Зернистые	16-25	3-8	0,5-0,7
3.	Порошкообразные и пылевидные	20-30	15-25	0,3-0,5
4.	Волокнистые	15-18	0,1-0,6	1,0-2,0

По рис. 5.1 с учётом общей потери давления в сети и расходу воздуха подбирают вентилятор и рассчитывают мощность его привода по формуле:

$$N = \frac{K_1 \cdot Q_B \cdot K_2 \cdot \sum P_c}{102 \cdot \eta}; \quad (5.21)$$

где: $K_1=1,15$ – коэффициент, учитывающий подсосы в сети;

$K_2=1,1$ – коэффициент неучтённых потерь в транспортном трубопроводе;

η – к.п.д., принимается в зависимости от выбранного типа воздуходувки.

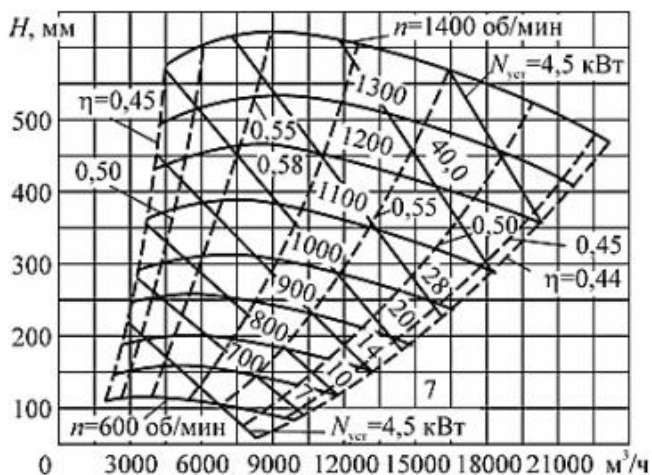


Рисунок 5.1 – Характеристика центробежного вентилятора

Пример расчёта систем пневмотранспорта

Задание на расчёт

Рассчитать пневмотранспортную установку для транспортировки порошкообразного плавикового шпата. Плотность $\rho_T=3160$ кг/м³. Эквивалентный диаметр $d_{экв.}=160$ мкм. Разгрузка ведётся из железнодорожной цистерны. Транспортная труба имеет два поворота по 90° каждый. Перепад высот $H = +10$ м. Среднесуточная производительность $Q_c=120$ т/сут. Длина $L=20$ м.

1. Расчёт всасывающей установки

Техническую производительность установки определяем по формуле (5.7):

$$Q_T = \frac{Q_c \cdot k \cdot k_1}{t} = \frac{120000 \cdot 1,5 \cdot 1,25}{16} = 14062,5 \text{ кг/час};$$

где: $Q_c = 120 \text{ т/сут} = 120000 \text{ кг/сут}$ – среднесуточная производительность установки;

$k = 1,5$ – коэффициент неравномерности подачи материала в пневматическую линию в течение суток;

$k_1 = 1,25$ – коэффициент, учитывающий перспективы производительности;

$t = 16 \text{ час}$ – время работы установки в сутки.

Надёжно транспортирующую скорость воздуха рассчитывают по следующей методике. Вначале определяют скорость витания для вертикального участка.

$$\begin{aligned} \vartheta_b &= Re \cdot \frac{v}{d}; \\ Re &= \frac{Ar \cdot (1 - \beta)^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{Ar \cdot (1 - \beta)^{4,75}}}; \\ \beta &= \frac{V_T}{V_c} = \frac{V_T}{V_T + V_r} = \frac{\frac{P_T}{\rho_T}}{\frac{P_T}{\rho_T} + \frac{P_r}{\rho_r}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_T}{\mu^* \cdot \rho_r}}; \\ Ar &= \frac{d^3 \cdot g \cdot (\rho_T - \rho)}{\rho \cdot v^2}; \\ v &= \frac{\mu^*}{\rho}; \end{aligned}$$

Условные обозначения и размерности величин, входящих в уравнения (5.7-5.14).

ϑ_b – скорость витания газа в вертикальном участке трубопровода, м/с;

v – кинематическая вязкость газа при температуре транспортирования, м²/с;

μ^* – динамическая вязкость газа при температуре транспортирования, кг/м·с;

($\mu^* = 2 \cdot 10^{-5} \text{ кг/м с}$);

d – эквивалентный диаметр частиц, м; ($d = 160 \text{ мкм} = 1,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$);

μ – концентрация смеси (примем $\mu = 7 \text{ кг/кг}$);

Ar, Re – критерии Архимеда и Рейнольдса;

β – объёмная доля твёрдой фазы;

ρ – плотность газа при температуре транспортирования, кг/м³;

(для воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$);

$\rho_m = 3160 \text{ кг/м}^3$ – плотность транспортируемого материала.

по формуле (5.11):

$$v = \frac{2 \cdot 10^{-5}}{1,2} = 1,67 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с};$$

по формуле (5.10):

$$Ar = \frac{(1,6 \cdot 10^{-4})^3 \cdot 9,81 \cdot (3160 - 1,2)}{1,2 \cdot (1,67 \cdot 10^{-5})^2} = 379,26;$$

по формуле (5.12):

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{3160}{1,2 \cdot 7}} = 2,65 \cdot 10^{-3};$$

по формуле (5.9)

$$Re = \frac{379,26 \cdot (1 - 2,65 \cdot 10^{-3})^{4,75}}{18 + 0,61 \sqrt{379,26 \cdot (1 - 2,65 \cdot 10^{-3})^{4,75}}} = 12,565;$$

отсюда по формуле (5.8) определяем скорость витания для вертикального участка:

$$\vartheta_b = \frac{12,565 \cdot 1,67 \cdot 10^{-5}}{1,6 \cdot 10^{-4}} = 1,311 \text{ м/с.}$$

Надёжно транспортирующая скорость воздуха для вертикального пневмотранспорта равна:

$$\vartheta = 2\vartheta_b;$$

А для горизонтального:

$$\vartheta_r = 2\vartheta;$$

Так как трасса пневмотранспорта содержит вертикальные и горизонтальные участки, то транспортирующая скорость воздуха для всей трассы принимается по горизонтальному участку.

$$\vartheta_r = 2\vartheta = 4\vartheta_b = 4 \cdot 1,311 = 5,246 \text{ м/с};$$

Определяем секундный расход воздуха:

$$Q_B = \frac{Q_T}{3600 \cdot \rho \cdot \mu} = \frac{14062,5}{3600 \cdot 1,2 \cdot 7} = 0,465 \text{ м}^3/\text{с};$$

Определяем диаметр трубопровода:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B}{\pi \cdot \vartheta}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,465}{\pi \cdot 5,246}} = 0,336 \text{ м} = 336 \text{ мм};$$

и округляем до ближайшего большего или меньшего, по действующему ГОСТу на трубы, диаметра 300мм по формуле (5.15):

$$Q_B = F\vartheta = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot \vartheta = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot 5,246 = 0,3708 \text{ м}^3/\text{с} = 22,25 \text{ м}^3/\text{мин};$$

Подсчитываем окончательное значение Q_B (F – площадь сечения трубопровода) согласно округлённому диаметру, а по формуле (5.17):

$$\mu = \frac{Q_T}{\rho \cdot Q_B \cdot 3600} = \frac{14062,5}{1,2 \cdot 0,3708 \cdot 3600} = 8779 \text{ кг/кг};$$

уточняем массовую концентрацию транспортируемого материала; по окончательному значению Q_B выбираем разгрузитель ЦРк№22,5 (производительность 22,5 м³/мин $\bar{m} = 0,065$;

Спротивление разгрузителя определяется по формуле (5.18):

$$P_{\text{разгр}} = \bar{m} \cdot Q_B^2 = 0,065 \cdot 22,25^2 = 32,18 \text{ кг/м}^2;$$

Определяем сопротивление пылеуловителей. Для самовытряхивающихся матерчатых всасывающих фильтров принимают 60 мм вод. ст.=60 кг/м²

Находим величину общих потерь давления в сети:

$$\sum P_c = \left(\lambda \frac{\sum l_{\text{прив}}}{d_T} + \sum \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho \cdot \vartheta^2}{2g} (1 + k\mu) + \rho \mu \sum H + \Delta P_{\text{разгр}} + \sum \Delta P_{\text{водн}};$$

где: $\lambda = 0,02$ коэффициент трения чистого воздуха о стенки;

$\sum l_{\text{прив}}$ – сумма для всех участков горизонтальных, вертикальных и эквивалентных отводов;

$\sum \zeta_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

k – принимается по табл. 4.3 =0,4;

$\sum H$ – сумма длин вертикальных участков =+10м;

$\Delta P_{\text{разг}}$ – потери давления на разгон, рассчитываются по формуле (5.20):

$$\Delta P_{\text{разг}} = K_p \cdot \mu \frac{\rho \vartheta^2}{2g} = 2 \cdot 8,779 \frac{1,2 \cdot 5,246^2}{2 \cdot 9,81} = 29,55 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Delta P_{\text{водн}} = 60 + 32,18 = 92,18 \text{ кг/м}^2$$

$K_p = 2,0$ – коэффициент сопротивления разгонного участка.

Поскольку труба имеет два поворота по 90° каждый с радиусами $R = 10 \cdot d_T = 3 \text{ м}$, то каждый поворот эквивалентен сопротивлению 10 м горизонтального участка трубы.

Таким образом, получаем значение

$$\sum l_{\text{прив}} = L + 2 \cdot 10 \text{ м} = 20 + 20 = 40 \text{ м};$$

$$\sum \zeta_i = \zeta_1 + \zeta_2 = 1 + 1 = 2, \quad \text{где } \zeta_1 = 1, \zeta_2 = 2;$$

ζ_1 – коэффициент местного сопротивления на входе в трубопровод;

ζ_2 – коэффициент местного сопротивления на входе в отделитель;

Общие потери давления составляет:

$$\sum P_c = \left(0,02 \frac{20}{0,3} + 2\right) \cdot \frac{1,2 \cdot 5,246^2}{2 \cdot 9,81} (1 + 0,4 \cdot 8,779) + 1,2 \cdot 8,779 \cdot 10 + 29,55 + 92,18 = 262,5 \text{ кгс/м}^2;$$

По рис. 4.1 с учётом общей потери давления в сети и расходу воздуха подбирают вентилятор и рассчитывают мощность его привода по формуле:

$$N = \frac{K_1 \cdot Q_B \cdot K_2 \cdot \sum P_c}{102 \cdot \eta}; \quad (6.29)$$

где: $K_1=1,15$ – коэффициент, учитывающий подсосы в сети;

$K_2=1,1$ – коэффициент неучтённых потерь в транспортном трубопроводе;

η – к.п.д., принимается в зависимости от выбранного типа воздухоподувки.

По рис.4.1 подбираем вентилятор ЦП-30 №6 с частотой вращения $n=11200/6=1866,7$ об./мин. при $\eta=0,6$

Отсюда мощность привода:

$$N = \frac{1,15 \cdot 0,3708 \cdot 1,1 \cdot 262,5}{102 \cdot 0,6} = 2 \text{ кВт.}$$

Рассчитанные параметры

Средняя суточная производительность	120 тонн/сутки
Техническая производительность	14062,5кг/час
Время работы	16 час/сутки
Длина трубопровода	20 м
Число поворотов	2 по 90°
Радиус поворотов трубопровода	3 м
Перепад высот	+10 м
Концентрация смеси	8,779кг/кг
Скорость воздуха в трубопроводе	5,246 м/с
Диаметр внутренний трубопровода	300 мм
Расход воздуха	22,25 м ³ /мин
Общие потери давления в сети	262,5 кгс/м ²
Используемый вид вентилятора (частота вращения вала 1866,7 об/мин, К.П.Д.-0,6	ЦП-30 №6
Используемый тип циклона разгрузителя (производительность-22,5м ³ /мин)	ЦРк №22,5
Требуемая мощность привода	2,0 кВт

2. Расчёт нагнетательных установок

Техническую производительность установки определяется по формуле:

Скорость воздуха рассчитывают по уравнению:

$$\vartheta = \alpha \sqrt{\rho_M} + B \cdot l_{\text{прив}}^2; \quad (5.22)$$

где: α – коэффициент, учитывающий крупность материала: для пылевидных материалов – $\alpha=10-16$; для зернистых – $\alpha=17-20$; для мелкоштучных – $\alpha=17-22$.

$B = (2 \div 5) \cdot 10^{-5}$ – коэффициент, учитывающий изменение плотности воздуха;

ρ_M – плотность транспортируемого материала, кг/м³.

После выбора основных исходных данных расчёт проводим следующим образом. Определение Q_v и d_m осуществляем аналогично. Затем устанавливаем давление на покрытие потерь от трения:

$$P_H = \sqrt{1 + \beta S} \pm P_{\text{под}}; \quad (5.23)$$

где:

$$S = \frac{\mu \cdot l_{\text{прив}} \cdot \vartheta^2}{d_T}; \quad (5.24)$$

β – опытный коэффициент, зависящий от аргумента S (зависимость β от S показана на рис. 4.2);

$P_{\text{под}}$ – давление, необходимое для преодоления подъёма материала;

$$P_{\text{под}} = \frac{H g \mu}{10^4}; \quad (5.25)$$

При этом потребную мощность электродвигателя для привода компрессора определяют по формуле:

$$N = \frac{L_M \cdot Q_B}{104 \eta}; \quad (5.26)$$

L_M – теоретическая работа компрессора, отнесённая к 1м³ засасываемого воздуха при изометрическом сжатии:

$$L_M = 23030 \cdot P_0 \cdot \lg \frac{P_M}{P_0}; \quad (5.27)$$

где: P_M – давление создаваемое компрессором:

$$P_M = P_H \cdot \varepsilon + P_B; \quad (5.28)$$

$\varepsilon = 1,15 \div 1,25$ – коэффициент, учитывающий потери в загрузочном устройстве;

$P_B = 29430 \text{ н/м}^2$ – потери давления в подводящем трубопроводе;

$P_0 = 1 \text{ атм}$ – атмосферное давление;

η – КПД компрессора = 0,55 ÷ 0,75.

Пример расчета нагнетательных установок

Пусть коэффициент концентрации смеси для пылевидных и порошкообразных материалов $\mu=20$ кг/кг. Техническую производительность определяем по формуле (5.7). $Q_T=9375$ кг/час – из расчёта всасывающей установки (с учётом работы 24 часа в сутки).

Скорость воздуха рассчитывают по уравнению (5.22):

$$\vartheta = \alpha \sqrt{\rho_M} + B \cdot l_{\text{прив}}^2;$$

где: α – коэффициент, учитывающий крупность материала (для порошкообразных материалов $\alpha=15$).

$B = (2 \div 5) \cdot 10^{-5}$ – коэффициент, учитывающий изменение плотности воздуха (принимает $B=4 \cdot 10^{-5}$);

ρ_M – плотность транспортируемого материала, принимаем $3,16$ кг/м³.

$l_{\text{прив}}=40$ м (из расчёта всасывающей установки) – приведённая длина транспортирования.

Отсюда:

$$\vartheta = 15 \sqrt{3,16} + 4 \cdot 10^{-5} \cdot 40^2 = 26,73 \text{ м/с};$$

Определяем секундный расход воздуха:

$$Q_B = \frac{Q_T}{3600 \cdot \rho \cdot \mu} = \frac{9375}{3600 \cdot 1,2 \cdot 20} = 0,1085 \text{ м}^3/\text{с};$$

Диаметр трубопровода:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi \vartheta}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1085}{3,14 \cdot 26,73}} = 0,0719 \text{ м} = 71,9 \text{ мм};$$

По ГОСТу 335-67 из основного ряда принимаем значение $d_T=80$ мм.

Уточняем секундный расход воздуха:

$$Q_B = \frac{\pi \cdot d_T^2}{4} \cdot \vartheta = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 26,73 = 0,13436 \text{ м}^3/\text{с} = 8,0616 \text{ м}^3/\text{мин};$$

Отсюда пересчитываем μ :

$$\mu = \frac{Q_T}{3600 \cdot \rho \cdot Q_B} = \frac{9375}{3600 \cdot 1,2 \cdot 0,13436} = 16,15 \text{ кг/кг};$$

Устанавливаем давление на покрытие потерь от трения:

$$P_H = \sqrt{1 + \beta S} \pm P_{\text{под}};$$

где:

$$S = \frac{\mu \cdot l_{\text{прив}} \cdot \vartheta^2}{d_T} = \frac{16,15 \cdot 40 \cdot 26,73^2}{0,08} = 5,77 \cdot 10^6;$$

β – опытный коэффициент, зависящий от аргумента S ($\beta=10^{-6}$ по рис. 4.2)

$P_{\text{под}}$ – давление, необходимое для преодоления подъёма материала:

$$P_{\text{под}} = \frac{H \cdot g \cdot \mu}{10^4} = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 16,15}{10^4} = 0,01938 \text{ кгс/см}^2;$$

Откуда:

$$P_H = \sqrt{1 + 10^{-6} \cdot 5,77 \cdot 10^6} + 0,01938 = 2,6213 \text{ кгс/см}^2;$$

Потребная мощность электродвигателя для привода компрессора определяют по формуле (5.26):

$$N = \frac{L_M \cdot Q_B}{104\eta};$$

L_M – теоретическая работа компрессора, отнесённая к 1 м^3 засасываемого воздуха при изометрическом сжатии:

$$L_M = 23030 \cdot P_0 \cdot \lg \frac{P_M}{P_0} = 23030 \cdot 1 \cdot \lg \frac{338010}{98100} = 12373 \text{ кгс/м}^2;$$

где:

P_M – давление создаваемое компрессором:

$$P_M = P_H \cdot \varepsilon + P_B = 25715 \cdot 1,2 + 2943 = 338010 \text{ н/м}^2;$$

$\varepsilon = 1,15 \div 1,25$ – коэффициент, учитывающий потери в загрузочном устройстве (принимая равное 1,2);

$P_B = 29430 \text{ н/м}^2$ – потери давления в подводящем трубопроводе;

$P_0 = 1 \text{ атм}$ – атмосферное давление;

$P_H = 2,6213 \text{ кгс/м}^2 = 257150 \text{ н/м}^2$;

η – КПД компрессора (принимая $\eta = 0,65$).

откуда:

$$N = \frac{12373 \cdot 0,13436}{104 \cdot 0,65} = 25 \text{ кВт.}$$

Рассчитанные параметры

Средняя суточная производительность	120 тонн/сутки
Техническая производительность	9375 кг/час
Время работы	24 час/сутки
Длина трубопровода	20 м
Число поворотов	2 по 90°
Радиус поворотов трубопровода	3 м
Перепад высот	+10 м
Концентрация смеси	16,15кг/кг
Скорость воздуха в трубопроводе	26,73 м/с
Диаметр внутренний трубопровода	80 мм
Расход воздуха	8,06 м ³ /мин
Теоретическая удельная работа компрессора	12373 кгс/м ³
Давление создаваемое компрессором	338,01 кПа
Потребная мощность электродвигателя	25 кВт

ВЕСЫ, СЧЕТЧИКИ И ТАНКИ ХРАНЕНИЯ ЖИДКИХ ПРОДУКТОВ

Расчетные формулы

Производительность молочных весов с подвесной ванной определяется по формуле:

$$m_{\text{час}} = \frac{m \cdot 60}{\tau_{\text{ц}}}, \text{ кг / ч}, \quad (2.1)$$

где m – общая грузоподъемность весов, кг;

$\tau_{\text{ц}}$ – продолжительность цикла, мин;

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4, \quad (2.2)$$

где τ_1 – продолжительность наполнения ванны весов, мин;

τ_2 – продолжительность взвешивания и записи показания, мин;

τ_3 – продолжительность опорожнения ванны весов, мин;

τ_4 – продолжительность дополнительных операций по подготовке к наполнению и опорожнению ванны весов, мин.

τ_1 зависит от емкости ванны весов, способов ее наполнения, а также от того, какое оборудование применяется для транспортирования молока на завод (фляги или цистерны). При использовании фляг можно значительно сократить применением флягопрокидывателя.

τ_2 зависит от способов взвешивания и записи показаний. Использование автоматических весов значительно сокращает τ_2 .

К дополнительным операциям можно отнести: снятие опорожненных фляг с флягопрокидывателя и установку их на транспортер флягомоечной машины; повороты рычага для открывания и закрывания спускных клапанов ванны и др. При взвешивании на весах молока, доставленного в цистернах, продолжительность τ_4 будет минимальная.

Продолжительность опорожнения (τ_3) рассчитывают по формуле

$$\tau_3 = 1,55 \frac{V}{\omega_{\text{max}} \cdot f \cdot \varepsilon \cdot z}, \text{ сек}, \quad (2.3)$$

где V – рабочая емкость ванны весов,

ω_{max} – начальная (максимальная) скорость истечения молока при опорожнении ванны весов, м/сек.

f – площадь поперечного сечения спускного устройства в дне ванны весов с учетом перегородок, м²;

ε – коэффициент сужения струи, для спускного отверстия ванны весов с 0,9;

Z – количество спускных устройств;

1,55 – коэффициент для полуцилиндрических горизонтальных ванн, учитывающий изменение скорости от начальной до нулевой.

Начальную (максимальную) скорость истечения жидкости самотеком из отверстия ванны весов определяют по формуле

$$\omega_{max} = \varphi \sqrt{2 \frac{\Delta p_{max}}{\rho}}, \text{ м/сек}, \quad (2.4)$$

где φ – поправочный коэффициент;
 Δp_{max} – начальный (максимальный) перепад давлений, н/м^2 ,
 ρ – плотность жидкости (молока), кг/м^3 .

Коэффициент φ зависит от конструкции, чистоты обработки внутренней поверхности спускного устройства, а также вязкости жидкости

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{\sqrt[4]{\frac{V_{жс}}{V_е}}}, \quad (2.5)$$

где φ_0 – поправочный коэффициент при истечении воды, для ванн весов можно брать порядка 0,9;

$V_{жс}$ – кинематическая вязкость молока или жидких молочных продуктов, $\text{м}^2/\text{сек}$;

$V_е$ – кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Перепад давлений (Δp_{max}) зависит от начального (максимального) давления столба жидкости p_{max} в ванне весов и потерь давления $\Delta p_{тр}$ при вытекании жидкости через спускной клапан

$$\Delta p_{max} = p_{max} - \Delta p_{тр}, \text{ Па}. \quad (2.6)$$

Подробнее о величине $\Delta p_{тр}$ см. в разделе расчета трубопроводов.

Общая продолжительность цикла ($\tau_{ц}$) в зависимости от грузоподъемности весов, механизации процессов наполнения, взвешивания и записи показаний составляет примерно 2...6 мин.

При длительном хранении принятого на завод молока и установке однотипных танков их количество определяют по формуле

$$n = \frac{V_{xp}}{V_T}, \quad (2.7)$$

где V_{xp} – количество молока, предназначенного для хранения в продолжении всей смены или суток, м^3 .

Если в отделении для длительного хранения молока устанавливают танки двух типоразмеров,

$$n_1 = \frac{V_{xp1}}{V_{T1}}; \quad n_2 = \frac{V_{xp2}}{V_{T2}}, \quad 1,25(2.8)$$

где n_1 и n_2 – количество танков одного и другого типоразмера;

V_{xp1} и V_{xp2} – количество молока, предназначенного для хранения в танках одного и другого типоразмера, м^3 .

V_{T1} и V_{T2} – емкость танков одного и другого типоразмера, м^3 .

Когда однотипные танки в продолжении смены используются несколько раз

$$n = \frac{V_{xp}}{V_T \cdot z}, \quad (2.9)$$

где z – количество целых циклов за смену;

$$z = \frac{\tau_{CM}}{\tau_{ц}}, \quad (2.10)$$

где τ_{CM} – продолжительность смены, ч;

$\tau_{ц}$ – продолжительность цикла (наполнение, хранение и опорожнение танка), ч.

В более сложных случаях, когда заданы количество, продолжительность поступления молока и среднечасовой расход, пользуются графическим или табличным (балансовым) методами. По максимальному остатку молока (V_{max}) подбирают емкость и количество танков

$$n = \frac{V_{max} + V_{рез}}{V_T}, \text{ М}^3, \quad (2.11)$$

где $V_{рез}$ – резервная емкость, получающаяся при установке целого количества танков.

При установке танков разных типоразмеров их количество определяют по уравнению (2.11) методом подбора, учитывая условия хранения молока и размеры помещения молокохранилища.

В этом случае формула (2.11) приобретает вид

$$V_{T1}n_1 + V_{T2}n_2 = V_{max} + V_{рез}. \quad (2.12)$$

Изменение температуры молока при хранении в танках, а также толщину слоя термоизоляции можно определить по формулам, приведенным в 1.

При условии хорошего состояния слоя термоизоляции коэффициент теплопередачи принимают порядка $0,7 \dots 1,5 \text{ Вт}/(\text{М}^2 \cdot \text{град})$, в зависимости от вида термоизоляции.

Мощность на валу мешалки танка в рабочий период затрачивается на преодоление сил трения при вращении мешалки в вязкой среде. Эту мощность можно определить для одной мешалки по формуле

$$N_p = \zeta_0 \cdot d^5 \cdot n^3 \cdot \rho, \text{ Вт}, \quad (2.13)$$

где N_p – величина рабочей мощности на валу мешалки, Вт

ζ_0 – коэффициент сопротивления, зависящий от характера движения жидкости;

d – диаметр окружности, ометаемой краем лопасти мешалки, м;

n – число оборотов мешалки, об/с.

ρ – плотность перемешиваемой жидкости, кг/м³.

Основная трудность учета многочисленных факторов, от которых зависит характер движения жидкости в резервуаре, заключается в определении коэффициента сопротивления (ζ_0). При значительном погружении мешалки в жидкость этот коэффициент можно определить из уравнения

$$\zeta_0 = \frac{A}{Re_m^k}, \quad (2.14)$$

где A и k – эмпирические коэффициенты;

Re – критерий Рейнольдса;

$$Re_m = \frac{n \cdot d^2}{\nu}, \quad (2.15)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости перемешиваемой жидкости, m^2/c ;

В приложении *M* приведены значения эмпирических коэффициентов *A* и *k* при испытании различных мешалок по схеме, показанной на рис. 2.1. Эти коэффициенты получены опытным путем при перемешивании воды и при определенных соотношениях основных геометрических размеров D_0 , H_0 , y_0 , d . При ином соотношении геометрических размеров величину ζ_0 необходимо умножить на поправочный коэффициент k_z .

Для лопастных мешалок

$$k_z = \left(\frac{D}{3d}\right)^{1,1} \left(\frac{H}{D}\right)^{0,6} \left(\frac{4h}{d}\right)^{0,3}, \quad (2.16)$$

где D , H , d – фактические размеры резервуара и мешалки, m ;
 h – высота лопасти мешалки, m .

Для лопастных мешалок с прямыми лопастями $h = a$,

где a – ширина лопасти мешалки, m .

Для лопастных мешалок с лопастями, установленный под углом

$$h = a \cdot \sin \alpha, \quad (2.17)$$

где α – угол наклона лопасти.

Для пропеллерных мешалок

$$k_z = \left(\frac{D}{3d}\right)^{0,93} \left(\frac{H}{D}\right)^{0,6}, \quad (2.18)$$

Влияние изменения отношения y_0/d (в пределах 0,2...0,5) незначительно и в технических расчетах может не рассматриваться.

Рабочую мощность мешалки при фактических условиях геометрического подобия и использования коэффициентов *A* и *k* определяют по формуле:

$$N_p = \zeta_0 \frac{k_z}{\eta_{дон}} d^5 \cdot n^3 \cdot \rho \cdot z \quad Bm, \quad (2.19)$$

где $\eta_{дон}$ – коэффициент, учитывающий различные дополнительные затраты мощности – шероховатость стенок резервуара, установка внутри резервуара оправок для термометров, указателей уровня жидкости, перегородок и т. п. $\eta_{дон} = 0,8...0,95$;

n – число лопастей, укрепленных на общем валу мешалки, *об/с*.

Пусковую мощность (N_n) можно выразить через рабочую

$$N_n = N_p \left(\frac{k_u}{\zeta_0} + 1 \right) \quad Bm, \quad (2.20)$$

Пусковая мощность практически примерно в 2...4 раза больше рабочей мощности. Коэффициент k_u отражает влияние инерционных сил при пуске, а ζ_0 – сил трения по формуле (2.14)

$$k_u = 3,87 \frac{h}{d} \quad (2.21)$$

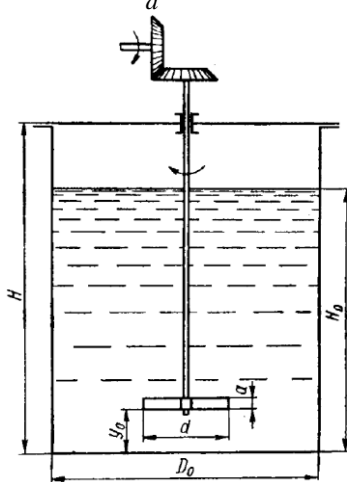


Рис. 2. 1. К определению потребной мощности на перемешивание жидкости механическими мешалками.

Электродвигатель для мешалок подбирают по величине рабочей мощности (N_p) с учетом увеличения вращающего момента на период пуска и коэффициента запаса мощности.

Потребная мощность электродвигателя ($N_{эд}$)

$$N_{эд} = \beta \frac{N_p}{\eta_{эд} \cdot \eta_{пер}} = \beta \frac{N_p}{\eta_m} \text{ Вт}, \quad (2.22)$$

где β – коэффициент запаса мощности. При $N_p < 1000 \text{ Вт}$

$\beta \approx 1,2 \dots 2$; при $N_p = 1000 \dots 5000 \text{ Вт}$ $\beta \approx 1,1 \dots 1,2$;

$\eta_{эд}$ – к. п. д. электродвигателя ($\eta_{эд} = 0,85 \dots 0,95$);

$\eta_{пер}$ – К. П. Д. приводного механизма ($\eta_{пер} = 0,7 \dots 0,9$);

η_m – механический к. п. д. ($\eta_m = 0,6 \dots 0,85$);

$$\eta_m = \eta_{эд} \cdot \eta_{пер} \quad (2.23)$$

При очень небольшой величине N_p и установке электродвигателя с предельной минимальной мощностью величина потерь мощности в электродвигателе и передаче может оказаться несоизмеримой с N_p . В этом случае можно ограничиться одним определением N_p или уменьшить механический к. п. д.

Основные правила безопасности эксплуатации оборудования для хранения молока

Необходимо соблюдать меры предосторожности при пользовании лестницей емкости для осмотра привода мешалки (при его верхнем расположении).

В установках для охлаждения молока на фермах емкость, корпус, компрессор, электродвигатели и пусковая аппаратура должны быть

Надежно заземлены. Необходимо систематически проверять исправность заземляющих устройств. Для производства работ с компрессором, мешалкой и насосом необходимо обесточить всю установку. Фреоновый трубопровод и всю систему охлаждения ванн разбирать не разрешается, так как это может вызвать потерю фреона. Необходимо систематически проверять предохранительный клапан компрессора.

Задачи

1. На маслодельно-сыродельный завод равномерно в течение 3 ч поступает во флягах 20 т молока и 1 т сливок. Взвешивание молока производится на циферблатных автоматических весах грузоподъемностью 500 кг, сливок — на других весах грузоподъемностью 250 кг.

Определить: продолжительность опорожнения ванн указанных весов при приеме молока и сливок; производительность весов (заданность продолжительностью наполнения, взвешивания и дополнительных операций); можно ли обеспечить на этих весах современное взвешивание указанного количества молока и сливок.

2. Определить число оборотов в минуту шестерен овальношестеренчатого счетчика для молока, если производительность счетчика $5 \text{ м}^3/\text{ч}$, а объем молока, отмериваемый за один оборот шестерен, $0,0005 \text{ м}^3$. Температура молока 10°C .

3. Определить потребную мощность на перемешивание сливок двухрядной двухлопастной пропеллерной мешалкой в вертикальном танке емкостью 2 м^3 .

4. Определить продолжительность заполнения и опорожнения горизонтального танка хранения емкостью 10 м^3 при использовании вакуум-компрессионного способа перекачки молока и скорости движения $1,5 \text{ м/с}$. Общая длина трубопровода 30 м. Сумма коэффициентов на местные сопротивления составляет для всей сети трубопровода $\Sigma\zeta_{\text{мс}} = 15,3$. Высота подъема при наполнении танка 8 м, при опорожении — 2 м. Предварительно необходимо определить потери давления в системе трубопровода при заданной скорости движения молока.

Индивидуальное задание 2.1

В вертикальном танке емкостью 6 м^3 имеющем расчетные размеры: внутренний диаметр $D = 1,8 \text{ м}$; рабочая высота наполнения молоком $H = 2,6 \text{ м}$. Установлена вертикальная двухрядная двухлопастная пропеллерная мешалка. Диаметр мешалки $d_1 = 0,35 \text{ м}$, высота лопасти $h_1 = 0,05 \text{ м}$. Число оборотов мешалки $n = 140 \text{ мин}^{-1}$.

Мешалка приводится в движение через редуктор от электродвигателя. На рис. 2.2 приведена схема внутреннего устройства танка и мешалки.

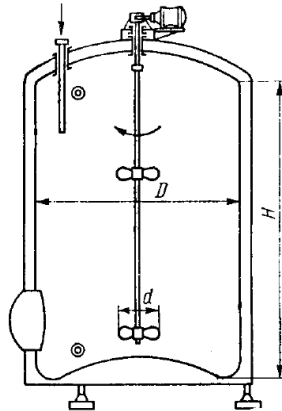


Рисунок 2.2 – Схемы танка и мешалки емкостью 6 м³

После модернизации вертикальная двухрядная двухлопастная мешалка была заменена двухрядной трехлопастной. Диаметр мешалки был увеличен до d_2 , м, высота лопасти h_2 , м. Число оборотов оставлено прежним.

Определить рабочую и пусковую мощности электродвигателя до и после модернизации.

Расчет требуется выполнить для случая перемешивания молока с температурой t_m , °С исходные данные принять по таблице.

Исходные данные к заданию 2.1

последняя цифра шифра	n , мин ⁻¹	t_m , °С	предпоследняя цифра шифра	d_2 , м	h_2 , м
1	155	5	1	0,36	0,04
2	120	6	2	0,38	0,045
3	110	7	3	0,4	0,05
4	130	8	4	0,42	0,055
5	140	9	5	0,44	0,06
6	145	10	6	0,46	0,055
7	115	11	7	0,48	0,05
8	125	12	8	0,5	0,045
9	105	13	9	0,52	0,04
0	135	14	0	0,54	0,05

Пример выполнения задания 2.1

Исходных данные:

$n = 140 \text{ мин}^{-1}$; $d_2 = 0,45 \text{ м}$; $h_2 = 0,06 \text{ м}$; $t_m = 5^\circ \text{ С}$.

По приложению определяем коэффициент кинематической вязкости молока при 5° С $\nu = 2,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определяем критерий Рейнольдса по формуле (2.15):
для двухлопастной мешалки

$$Re_m = \frac{140 \cdot 0,35^2}{60 \cdot 2,87 \cdot 10^{-6}} = 99593$$

для трехлопастной

$$Re_m = \frac{140 \cdot 0,45^2}{60 \cdot 2,87 \cdot 10^{-6}} = 164634$$

По приложению М определяем значения коэффициентов для двухлопастной однорядной пропеллерной мешалки $A=0,985$ и $k = 0,15$

Определяем коэффициент сопротивления для двухлопастной однорядной пропеллерной мешалки по формуле (2.14):

$$\zeta_0 = \frac{0,985}{99593^{0,15}} = 0,175.$$

Поправочный коэффициент по (2.18):

$$k_z = \left(\frac{1,8}{3 \cdot 0,35} \right)^{0,93} \left(\frac{2,6}{1,8} \right)^{0,6} = 2,05.$$

Рабочая мощность для двухрядной мешалки по (2.19):

$$N_p = 0,175 \frac{2,05}{0,85} 0,35^5 \cdot \left(\frac{140}{60} \right)^3 \cdot 1032,6 \cdot 2 = 58 \text{ Вт}.$$

Коэффициент k_u по (2.21):

$$k_u = 3,87 \frac{0,05}{0,35} = 0,553.$$

Пусковая мощность по (2.20):

$$N_n = 58 \left(\frac{0,553}{0,175} + 1 \right) = 241 \text{ Вт}.$$

Потребная мощность электродвигателя (при $\beta=1,5$ и $\eta_m = 0,75$) по (2.22):

$$N_{\text{эо}} = 1,5 \frac{58}{0,75} = 116 \text{ Вт}.$$

Потребная мощность соответствует установленной 120 Вт.

Коэффициент сопротивления для трехлопастной двухрядной пропеллерной мешалки (при $A = 1,19$, $k = 0,15$) по (2.14):

$$\zeta_0 = \frac{1,19}{164634^{0,15}} = 0,196.$$

Поправочный коэффициент по (2.18):

$$k_z = \left(\frac{1,8}{3 \cdot 0,45} \right)^{0,93} \left(\frac{2,6}{1,8} \right)^{0,6} = 1,63.$$

Рабочая мощность двухрядной трехлопастной мешалки с поправочными коэффициентами по (2.19):

$$N_p = 0,196 \frac{1,63}{0,85} 0,45^5 \cdot \left(\frac{140}{60} \right)^3 \cdot 1032,6 \cdot 2 = 182 \text{ Вт}.$$

Коэффициент k_u (при величине $h_2 = 0,06$ м) по (2.21):

$$k_u = 3,87 \frac{0,06}{0,45} = 0,516.$$

Пусковая мощность по (2.20):

$$N_n = 182 \left(\frac{0,516}{0,196} + 1 \right) = 661 \text{ Вт}.$$

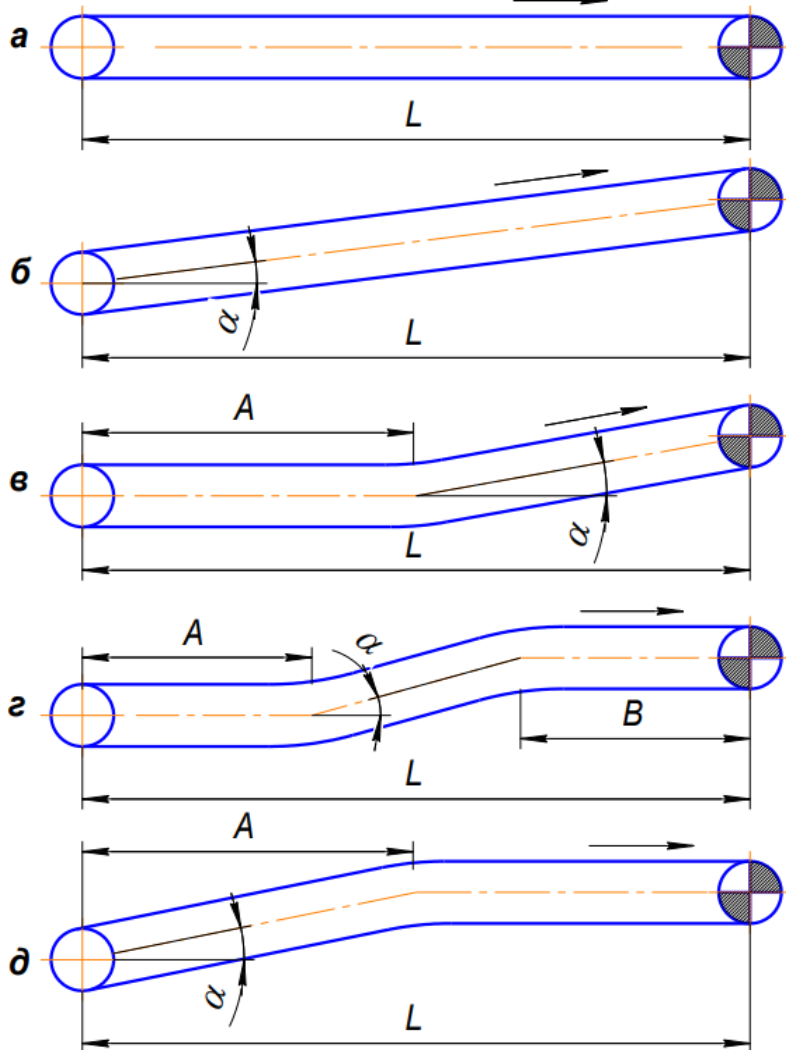
Потребная мощность электродвигателя при использовании трехлопастной двухрядной пропеллерной мешалки (при $\alpha = 0,8$ и $\beta = 1,5$) по (2.22):

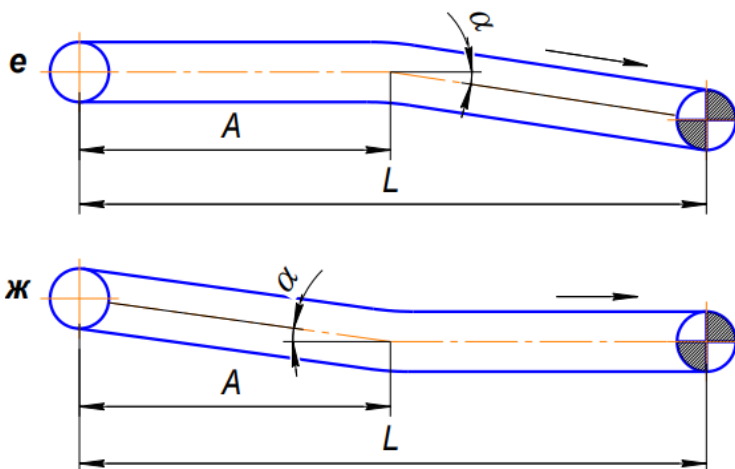
$$N_{\text{эо}} = 1,5 \frac{182}{0,8} = 341 \text{ Вт}.$$

Необходимо установить другой электродвигатель большей мощности, чем установлен на танке с двухлопастной пропеллерной мешалкой (120 Вт).

Приложения

1 Схемы трасс конвейеров с тяговым элементом





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

2. Характеристика транспортируемых грузов

Таблица 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 $\rho_{ц}; \text{кг/ м}^3$.	720 0	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 – 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: $d_э, м.$	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16
Насыпная плотность $\rho_n; кг/ м^3.$	996	880	840	720	660	620	560	430	480	420
Угол естественного откоса, $\beta^0.$	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 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

Всасывающая установка

Схема всасывающей установки представлена на рисунке 4.1.

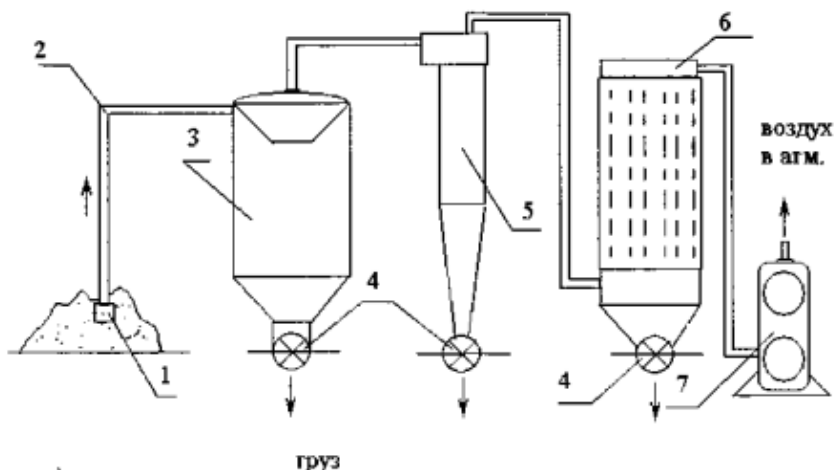


Рисунок 4.1 – Схема всасывающей установки

Груз забирается через всасывающий насадок (сопло) 1, по трубопроводу 2 поступает в отделитель 3, где собирается в нижней части. Далее воздух поступает в пылеулавительный циклон 5 и фильтр тонкой очистки 6, и, пройдя вакуумный насос 7, выбрасывается в воздух.

Нагнетательная установка

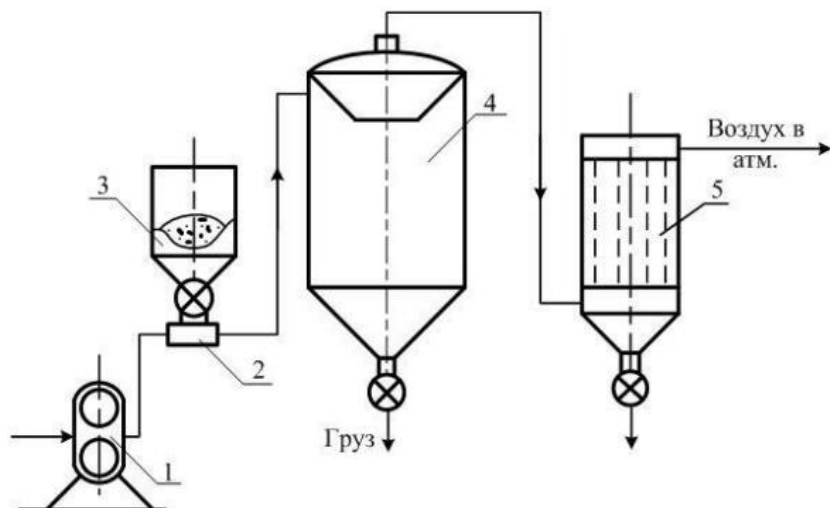


Рисунок 4.2 – Схема нагнетательной установки

Нагнетательная установка представлена на рисунке 4.2. Воздух от компрессора 1 поступает в питатель 2, подающий груз из бункера 3. Смесь воздуха и твёрдой фазы поступает в разгрузитель 4 и фильтр 5. Отчищенный от пыли воздух выбрасывается в атмосферу.

Библиографический список

1. Боуманс Г. Эффективная обработка и хранение зерна. /Пер.с англ. В.И. Дашевского – М.: Агропромиздат, 1991.
2. Кинякин М.Ф. Оборудование предприятий по хранению и переработке плодов и овощей.– М.: Изд-во МСХА, 2000.
3. Лашутина Н.Г., Суедов В.П., Полушкин В.И. Холодильно-компрессорные машины и установки. – М.: Колос, 1994.
4. Пунков С.В., Стародубцев А.И. Хранение зерна, элеваторно-складское хозяйство и зерносушение. – М.: Агропромиздат, 1990.
5. Скрипников Ю.Г., Гореньков Э.С. Оборудование предприятий по хранению и переработке плодов и овощей. – М.: Колос, 1994.
6. Большаков С. А. и др. Холодильная техника и технология: Учебник.– М.: ИНФРА-М, 2000.
7. Курочкин А.А., Ляшенко В.В. Технологическое оборудование для переработки животноводства. – М.: Колос,2001.
8. Платонов П.Н., Пунков С. П., Элеваторы и склады.– М.: Агропромиздат, 1987.
9. Скрипников Ю.Г. Прогрессивная технология хранения и переработки плодов и овощей. – М.: Агропромиздат, 1989.

Диденко Александр Александрович
Туров Александр Кондратьевич

Практикум для практических занятий по дисциплине Сооружения и
оборудование для хранения сельскохозяйственной продукции
направления подготовки 35.03.07 Технология производства и
переработки сельскохозяйственной продукции

Компьютерная верстка А.А. Диденко

Подписано к печати ...

Объем Формат 60x84/16 Изд. №

Тираж экз. Заказ

Отпечатано в мини – типографии Инженерного института НГАУ

630039, Новосибирск, ул. Никитина, 147.

