



**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Машины и технология литейного производства»

Методические указания к расчету машин и устройств
непрерывного транспортирования грузов литейных
цехов
(Полиспасты. Ленточные конвейеры)

М и н с к 2 0 1 5

УДК 621.867.3 (075.8)

Составитель:
Т.В.Матюшинец

Рецензент:
С.П.Задруцкий

Методические указания предназначены для закрепления теоретических знаний, полученных студентами при изучении дисциплины «Подъемно-транспортное оборудование литейных цехов» и «Оборудование литейных цехов». В издании изложены основные принципы подхода к расчету и проектированию полиспастов и ленточных конвейеров, порядок выполнения проекта, методы расчета полиспастов и ленточных конвейеров.

Белорусский национальный технический университет
пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь
Регистрационный № БНТУ/МТФ32-32.2015

© БНТУ, 2015

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 4 |
| 1. ПОЛИСПАСТЫ | 5 |
| 1.1. Простые полиспасты | 5 |
| 1.2. Степенной полиспаст | 13 |
| 1.3. Дифференциальный полиспаст | 14 |
| 1.4. Контрольные вопросы | 16 |
| 2. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ | 17 |
| 2.1. Основные схемы и узлы ленточных конвейеров | 18 |
| 2.2. Расчет ленточного конвейера | 21 |
| 2.2.1. Определение ширины ленты | 22 |
| 2.2.2. Выбор роликовых опор для ленточного конвейера | 25 |
| 2.2.3. Тяговый расчет ленточных конвейеров | 28 |
| 2.2.4. Проверка достаточности величины минимального натяжения ленты на рабочей ветви ленточного конвейера | 31 |
| 2.2.5. Уточнение числа прокладок ленты и расчет натяжного устройства | 33 |
| 2.2.6. Определение мощности электродвигателя конвейера | 34 |
| 2.2.7. Пример расчёта ленточного конвейера | 35 |
| 2.3. Контрольные вопросы | 40 |
| ЛИТЕРАТУРА | 41 |

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания предназначены для закрепления теоретических знаний, полученных студентами при изучении дисциплины «Подъемно-транспортное оборудование литейных цехов» и «Оборудование литейных цехов». В издании изложены основные принципы подхода к расчету и проектированию полиспастов и ленточных конвейеров, порядок выполнения проекта, методы расчета полиспастов и ленточных конвейеров

Цель дисциплины – изучение студентами различных типов подъемно-транспортного оборудования, обучение основам расчета и выбора подъемно-транспортного оборудования, применяемого на металлургических и машиностроительных предприятиях и подготовка студентов к практической деятельности в качестве инженеров-механиков.

Задачами дисциплины являются обобщение знаний студентов, полученных в результате изучения следующих дисциплин:

- «Механика материалов»,
- «Теоретическая механика»,
- «Теория механизмов, машин и манипуляторов»,
- «Детали машин».

Содержание и структура практических занятий соответствует программе дисциплины и состоит из перечня тем, вопросов, выносимых на занятие, основных теоретических положений, которые должны быть усвоены студентом.

В работе с пособием студентам рекомендуется соблюдать следующий порядок:

- 1) перед началом занятия студент должен изучить теоретический материал по лекциям, источникам, предложенным на предыдущем занятии;
- 2) ознакомиться с содержанием занятия
- 3) в заключение занятия каждый студент представляет преподавателю краткий письменный отчет о проделанной работе.

1. ПОЛИСПАСТЫ

Полиспа́ст (др.-греч. – натягиваемый многими верёвками или канатами) – система подвижных и неподвижных блоков соединенных гибкой связью (канатом или цепью), предназначенная для выигрыша в силе (силовой полиспаст, рисунок 1.1) или в скорости (скоростной полиспаст).

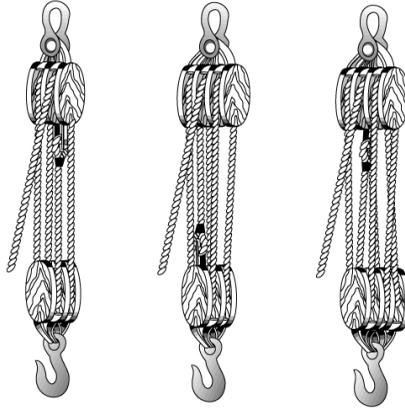


Рисунок 1.1 – Примеры силовых полиспастов с двух- и трехрольными блоками

Полиспасты разделяют на:

- **простые (силовые, скоростные),**
- **степенные,**
- **дифференциальные.**

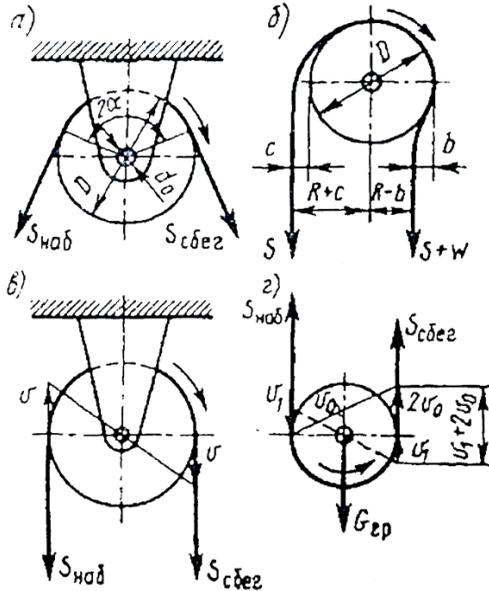
1.1. Простые полиспасты

В грузоподъемных машинах чаще используют **силовые полиспасты (полиспаст прямого действия)**, дающие выигрыш в силе за счет проигрыша в скорости: во сколько раз выигрывается в силе, во столько раз проигрывается в скорости перемещения груза.

Скоростные полиспасты (полиспаст обратного действия), позволяют получить повышенные скорости

перемещения груза при малых скоростях приводного элемента, применяют значительно реже, например в гидравлических или пневматических подъемниках.

В состав полиспастов входят **подвижные блоки** (рисунок 1.2, г), ось которых перемещается в пространстве и **неподвижные блоки** (рисунок 1.2, а), ось которых закреплена.



а – блок с неподвижной осью; б – схема набегания каната на блок; в – скорость каната на неподвижном блоке; г – скорость каната подвижного блока

Рисунок 1.2 – Расчетные схемы подвижного и неподвижного блоков

На рисунке 1.2, а показан неподвижный блок, вращающийся по часовой стрелке под действием силы $S_{сбег}$ преодолевающей силу $S_{наб}$. Вращение блока возможно только в том случае, если $S_{сбег} > S_{наб}$ причем разность $S_{сбег} - S_{наб}$ должна быть достаточна для преодоления сопротивления сил трения в опоре блока и сопротивление частей каната или цепи их сгибанию и разгибанию.

Так как канаты, применяемые в грузоподъемных машинах, не являются абсолютно гибкими телами, а обладают определенной жесткостью, то набегающая часть каната не сразу ложится на ручей

блока, а сбегающая ветвь не сразу выпрямляется (рисунок 2 - б). Жесткость каната зависит от его диаметра, конструкции и числа проволок в прядях и от числа прядей, от типа и конструкции сердечника, от механических свойств материалов проволок и от трения, как между отдельными проволоками, так и между прядями. Жесткость цепи определяется в основном сопротивлением сил трения в шарнирах пластин цепи или сил трения между звеньями сварной цепи. Для сгибания и разгибания каната к его сбегающей ветви необходимо приложить дополнительную силу W , которая зависит от размеров и конструкции каната и блока, а также от натяжения каната. Ее можно определить из уравнения моментов сил относительно оси блока без учета сил трения в опоре блока.

$$W = S \frac{b+c}{R-b} = \varphi S,$$

где $R = D/2$ – радиус ручья блока; φ – коэффициент жесткости (определяется экспериментально).

Уравнение моментов всех действующих относительно оси блока сил (рисунок 1.2, а) имеет вид:

$$S_{сбег} R = S_{наб} R + \varphi S_{наб} R + \frac{N f d_0}{2}, \quad (1.1)$$

где N – нагрузка на ось блока, равная геометрической сумме сил $S_{наб}$ и $S_{сбег}$; d_0 – диаметр оси блока; f – коэффициент трения в опоре блока.

При определении значения N с некоторым допущением можно принять $S_{наб} \approx S_{сбег}$ и тогда при угле обхвата канатом 2α

$$N = 2S_{наб} \sin \alpha.$$

Подставив это соотношение в уравнение (1.1), получим

$$S_{сбег} = S_{наб} \left(1 + \varphi + 2 f \frac{d_0}{D} \sin \alpha \right).$$

Коэффициент полезного действия блока – это отношение полезной работы $S_{наб}h$ при подъеме груза весом $G_{гр}$ на высоту h к полной работе, совершенной при этом силой $S_{сбег}$ на том же пути h с учетом преодоления потерь на трение и жесткость каната. Поэтому для неподвижного блока, у которого перемещение набегающей и сбегаящей ветвей каната одинаково, КПД выражается формулой

$$\eta = \frac{S_{наб}}{S_{сбег}} = \frac{1}{1 + \varphi + 2 f \frac{d_0}{D} \sin \alpha}.$$

Анализ этой формулы показывает, что чем больше угол обхвата блока канатом, а так же чем больше жесткость каната и трение в опоре блока, тем меньше значение КПД блока и тем больше дополнительная сила, которую необходимо приложить к канату, чтобы обеспечить равномерное движение груза. На КПД блока наиболее существенное влияние оказывают потери на трение в опоре блока, зависящие от конструкции и состояния опоры, поэтому при практических расчетах с достаточной степенью точности КПД блока принимают независимым от диаметра и конструкции каната, от размеров блока и от угла обхвата его канатом.

Для блоков с опорой на подшипниках скольжения $\eta=0,95...0,96$; для блоков на подшипниках качения $\eta=0,97...0,98$. Меньшее значение принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в запыленной или загрязненной среде. Тогда натяжение ветви тягового элемента, набегающей на блок,

$$S_{наб} = S_{сбег} \eta.$$

При обегании канатом неподвижного блока скорости движения набегающей и сбегающей ветви равны между собой (рисунок 1.1, в). Если же набегающая ветвь каната со скоростью V_1 (рисунок 1.1, г) набегаёт на подвижный блок, ось которого $V_{сбег} = V_1 + 2V_0$.

Основной характеристикой полиспаста является его **кратность (а)**, т.е. отношение скорости V ветви каната, набегающей на барабан, к скорости $V_{2р}$ подъема груза $a = V/V_{2р}$, где $V = \pi D_2 n_{бар} / 60$; D_2 – диаметр барабана, измеренный по центру сечения каната; $n_{бар}$ – частота вращения барабана, об/мин.

Для одинарного полиспаста кратность которого численно равна числу перерезов канатов, на которые подвешен груз (сечение К – К на рисунке 1.3).

Развернутая схема обегания канатом одинарного (простого) силового полиспаста приведена на рисунке 1.3.

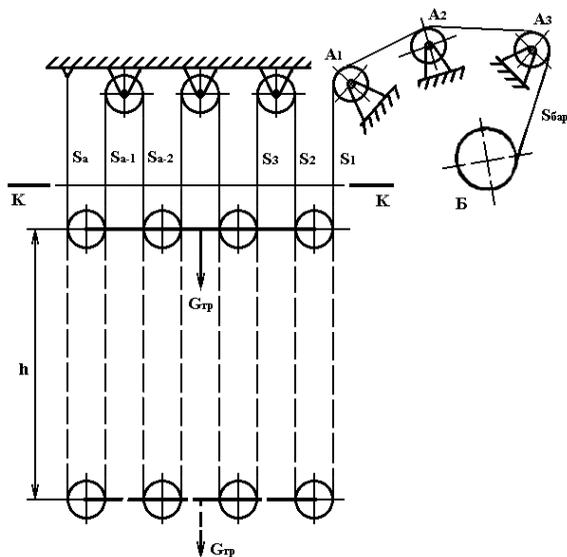


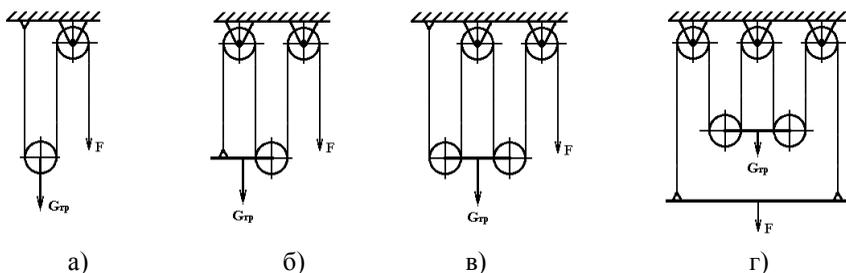
Рисунок 1.3 – Схема силового полиспаста

При отсутствии сопротивления в полиспасте, т.е. когда система является неподвижной, сила в любой точке каната

полиспаста $S_0 = G_{2p}/a$, где G_{2p} – вес груза; a – число перерезов каната (кратность).

В общем случае полиспасты любой кратности могут образовываться путем введения в схему запасовки гибкого органа дополнительных блоков, причем для полиспастов нечетной кратности конец тягового органа должен закрепляться на подвижной обойме, для полиспастов четной кратности его крепление производится на обойме неподвижных блоков.

На рисунке 1.4 представлены схемы полиспастов различной кратности.



а) $a=2$; б) $a=3$; в) $a=4$; г) сдвоенный полиспаст, $a=2$
Рисунок 1.4 – схемы полиспастов различной кратности

Сдвоенный полиспаст представляет собой два параллельных одинарных полиспаста, соединенных на уравнительном блоке.

Расчет сдвоенного полиспаста ведут аналогично расчету для одинарного полиспаста, причем каждый полиспаст рассматривают отдельно при действии на него половины общей нагрузки.

При подъеме или опускании груза вследствие действия сил сопротивления от жесткости каната и от трения в опорах блоков натяжение отдельных ветвей каната различно. S_1 – натяжение ветви каната, идущей на обводной блок A_j ; S_2 – натяжение следующей ветви и т.д. В общем случае при кратности полиспаста a натяжение последней неподвижно закрепленной ветви каната равно S_a . Откуда

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{a-1} + S_a = G_{2p}.$$

Если ветви каната в полиспасте расположены под углом к направлению тележки, то надо брать проекции сил натяжения на вертикальную ось.

Соотношение между натяжениями отдельных ветвей каната при подъеме груза

$$S_2 = S_1\eta; S_3 = S_2\eta = S_1\eta^2; S_4 = S_3\eta^3; \dots; S_{a-1} = S_1\eta^{a-2}; S_a = S_1\eta^{a-1},$$

где η – КПД блока.

Используя эти соотношения, получаем

$$G_{\text{гр}} = S_1(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-2} + \eta^{a-1}). \quad (1.2)$$

Вычислив сумму геометрических прогрессий (1.2), определяется соотношение между весом $G_{\text{сп}}$ и натяжением каната S_1 при параллельном расположении ветвей полиспаста без учета динамических нагрузок:

$$S_1 = G_{\text{сп}} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}.$$

Натяжение $S_{\text{бар}}$ каната подводимого к барабану B (рисунок 3), больше натяжения S_1 , поскольку необходимо преодолевать сопротивление в обводных блоках A_1, A_2, A_3 . Если число обводных блоков равно t , максимальное натяжение каната при подъеме груза

$$S_{\text{бар}} = S_{\text{max}} = \frac{S_1}{\eta^t} = G_{\text{сп}} \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a)\eta^t}.$$

При опускании груза максимальное натяжение S_a наблюдается в последней ветви

$$S_a = G_{ep} \frac{1-\eta}{1-\eta^a}.$$

КПД полиспаста, имеющего кратность a , в целом определяется как отношение полезной работы при подъеме груза G_{ep} на высоту h к затраченной при этом работе $S_{оар}ah$:

$$\eta_{пол} = \frac{G_{ep}}{S_{оар}ah} = \frac{(1-\eta^a)\eta^i}{(1-\eta)a}. \quad (1.3)$$

При этом максимальное натяжение в системе полиспаста при подъеме груза

$$S_{max} = G_{гр}/(a\eta_{пол}). \quad (1.4)$$

Подвижный блок, который следует рассматривать как полиспаст с кратностью $a=2$, согласно уравнению (1.3) имеет КПД $\eta_{подв}=(1+\eta)/2$, т.е. несколько превышающий значение КПД неподвижного блока.

Скоростной полиспаст – по существу обращённый силовой полиспаст, то есть усилие (обычно от гидравлического или пневматического силового цилиндра) прикладывается к подвижной обойме, а груз подвешивается к сбегаящему концу каната. Следовательно, являются как бы обратными по отношению к силовым полиспастам. Выигрыш в скорости при использовании такого полиспаста получается в результате увеличения высоты подъёма груза, которая равна произведению хода поршня силового цилиндра на кратность полиспаста.

Расчет скоростных полиспастов принципиально не отличается от приведенного выше расчета силового полиспаста. При перемещении подвижной обоймы полиспаста (точка А на рисунке 1.5) на расстояние h груз проходит путь $H=ah$, где a – кратность скоростного полиспаста и, следовательно, скорость перемещения груза $V_{ep}=aV_a$, где V_a – скорость перемещения обоймы полиспаста.

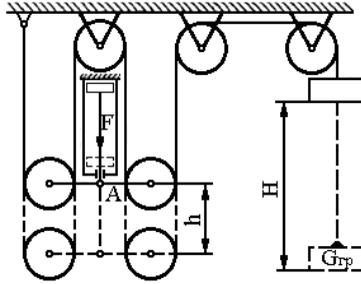


Рисунок 1.5 – схема скоростного полиспаста

Сила F , необходимая для подъема груза весом $G_{гр}$, определяется по формуле аналогичной формуле(1.4)

$$F = G_{гр} a / (\eta_{пол} n^2).$$

1.2. Степенной полиспаст

Особый интерес представляют *степенные полиспасты* широко используемые в подъемниках. В этих устройствах за основу приняты двукратные полиспасты, количество которых может быть n (рисунок 1.6).

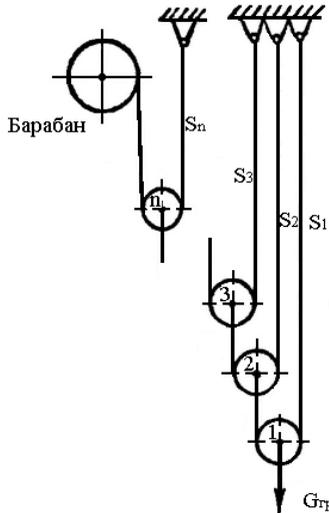


Рисунок 1.6 – Схема степенного полиспаста

Зависимость между усилиями в ведущем и ведомом звеньях определяется формулой:

$$S_{\max} = G_{\text{гр}} / (2^n \eta). \quad (5)$$

1.3. Дифференциальный полиспаст

Дифференциальный полиспаст (дифференциальный блок Вестона) обладает свойством самоторможения, но очень низким КПД. Дифференциальный полиспаст имеет в верхней обойме два ручья разных диаметров и один блок в нижней подвижной обойме. Цепь огибает блоки, при чем верхний — в противоположных направлениях и потому стремится вращать его в разные стороны.

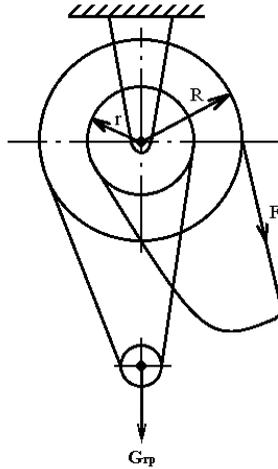


Рисунок 1.7 – дифференциальный полиспаст

Условие равновесия верхнего блока записывается как:

$$FR = \frac{G_{гр} (R - r)}{2}.$$

В условие равновесия входит разность радиусов двух блоков. Поэтому система и названа дифференциальным (разностным) блоком.

При определенном подборе диаметров действующий момент на верхнем блоке не сможет преодолеть вредные сопротивления, и груз опускаться не будет.

Сила F для поднятия груза весом $G_{гр}$ будет определяться как:

$$F = \frac{G_{гр} (R - r)}{2R}.$$

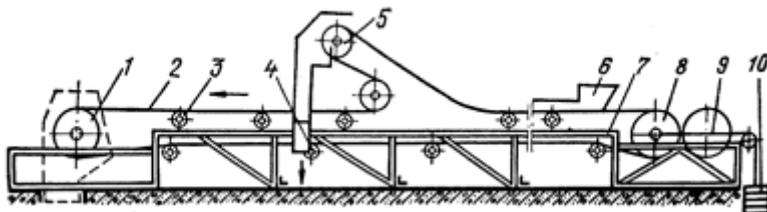
Недостатками блока Вестона являются медленная работа и сильное стирание цепи и блоков.

1.4. Контрольные вопросы

1. Что такое полиспаст?
2. Для чего нужны полиспасты?
3. Что дает скоростной полиспаст?
4. Что дает силовой полиспаст?
5. Что такое кратность полиспаста?
6. Что такое “степенной полиспаст”?
7. Что такое блок Вестона?

2. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Ленточные конвейеры нашли широкое применение на предприятиях в различных областях промышленности, так как позволяют транспортировать практически любые виды грузов (кроме жидких) в горизонтальном и наклонном направлениях, реализовать разнообразные схемы транспортных операций. Широкое использование ленточных конвейеров связано с тем, что они просты по конструкции и в эксплуатации, надежны в работе, экономичны, имеют широкий диапазон производительности. Общий вид ленточного конвейера представлен на рисунке 2.1.



1 – приводной барабан; 2 – рабочая ветвь ленты; 3 – желобчатая роликовая опора; 4 – прямая роликовая опора; 5 – разгрузочная тележка; 6 – загрузочное устройство; 7 – станина; 8 – натяжной барабан; 9 – стальной трос; 10 – груз

Рисунок 2.1 – Ленточный конвейер

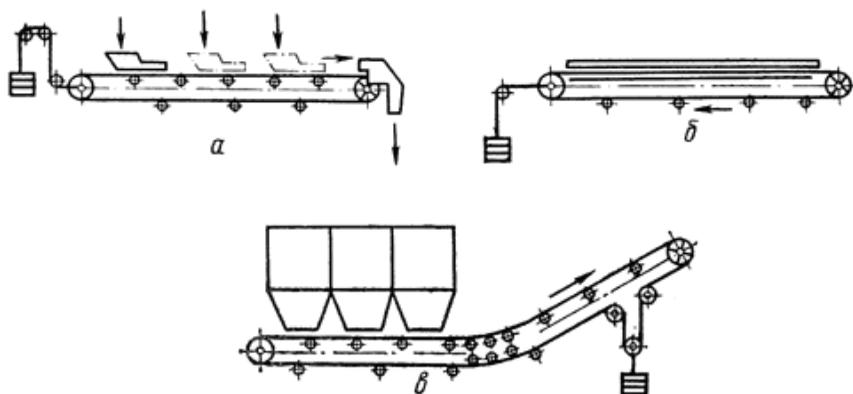
Любой *ленточный конвейер* состоит из замкнутого тягового элемента (ленты), являющегося одновременно и рабочим элементом, который перемещается по стационарным роликовым опорам и огибает направляющие устройства. Верхняя ветвь ленты 2, на которой расположен груз (рабочая ветвь), движется по стационарным желобчатым роликовым опорам 3. Нижняя часть ленты (холостая ветвь) движется, опираясь на прямые роликовые опоры 4. Лента приводится в движение от приводного барабана 1, связанного через передаточный механизм с электродвигателем.

Движение ленты осуществляется за счет силы трения между приводным барабаном и лентой, которая возникает при обеспечении достаточного предварительного натяжения тягового

элемента. В показанном на рисунке 1 конвейере использовано горизонтальное грузовое натяжное устройство, состоящее из натяжного барабана 8, связанного стальным тросом 9 с набором грузов 10. Роликовые опоры, приводное и натяжное устройства крепят к станине 7, изготовленной из стального профиля (уголок, швеллер). Груз на ленту поступает через устройство 6 и может быть выгружен с транспортера в любой точке при помощи разгрузочной тележки 5. Такая схема ленточного конвейера достаточно характерна для этой разновидности машин непрерывного транспорта.

2.1. Основные схемы и узлы ленточных конвейеров

Ленточные конвейеры состоят из следующих основных узлов: тягового элемента (ленты), совмещающего функции несущего (рабочего) элемента; опорных устройств в виде стационарных роликовых опор или жесткого настила; приводного устройства, состоящего из электродвигателя, передаточного механизма и приводного барабана; натяжного устройства (винтового или грузового); загрузочных и разгрузочных устройств; станины, на которой крепят все узлы конвейера. Рассмотрим некоторые из схем ленточных конвейеров, применяемых на промышленных предприятиях.



а – с загрузочным устройством; б – для штучных и тарных грузов;

в – с загрузкой из бункеров.

Рисунок 2.2 – Схемы ленточных конвейеров

На рисунке 2.2а показана схема горизонтального ленточного конвейера, снабженного передвижным загрузочным устройством. Сыпучий груз разгружают через концевой (в данном случае он и приводной) барабан. Для создания предварительного натяжения используют горизонтальное грузовое устройство. Длина такого конвейера может достигать 300 м. В горизонтальном ленточном конвейере для транспортирования штучных либо тарных грузов (рисунок 2.2б) опорное устройство для поддерживания рабочей ветви представляет собой настил; направляющими устройствами для штучных грузов служат борта.

Холостая ветвь перемещается по прямым роликовым опорам. Разгрузка конвейера осуществляется через концевой барабан, натяжение ленты — горизонтальным натяжным устройством. На рисунке 2.2в показан ленточный конвейер с загрузкой из бункеров, имеющий горизонтальную и наклонную части. Загружать его можно из различных точек, расположенных по длине горизонтальной части транспортера.

Приводная станция расположена в месте разгрузки сыпучего груза. Натяжение тягового элемента — вертикальным грузовым устройством с расположением его возле приводной станции. Рассмотренные схемы стационарных ленточных конвейеров дают представление о разнообразии конструкций, но далеко полностью исчерпывают возможные варианты.

Передвижные конвейеры. Во вспомогательном производстве используются конвейеры, которые по классификации машин непрерывного транспорта связанной с положением их на производственной площадке получили название передвижных.

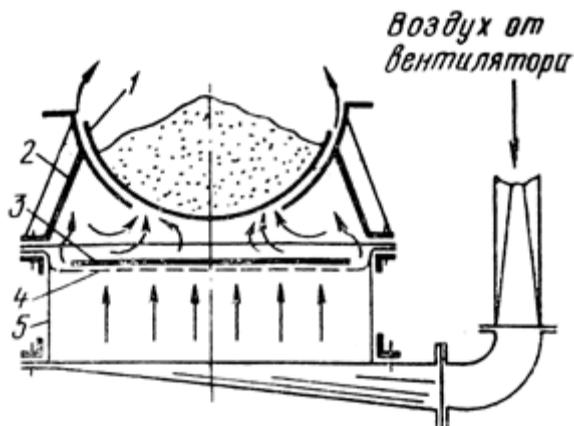
Станина таких конвейеров установлена на ходовых колесах, что позволяет перемещать их в различных направлениях. Приводное и натяжное устройства обычно расположены рядом. Кроме того, передвижные конвейеры для изменения высоты подъема грузов часто имеют механизмы подъема. Для изменения угла их наклона используют двухбарабанные механизмы подъема с ручным приводом. Выигрыш в силе при этом обеспечивается системой блоков. Фиксация конвейера при определенном угле наклона

осуществляется с помощью храпового колеса. Промышленность выпускает различные типы передвижных конвейеров с расстоянием между концевыми барабанами от 5 до 20 м.

Ленточные конвейеры для итучных грузов отличаются от конвейеров для сыпучих грузов более частым расположением роликовых опор на рабочей ветви (при транспортировании тарных грузов расстояние между опорами подбирают таким образом, чтобы груз одновременно находился не менее чем на двух роликовых опорах).

Часто роликовые опоры заменяют сплошным настилом. При перемещении мешков с мукой угол наклона конвейера обычно не превышает 17° , при необходимости перемещения мешков под большим углом на ленте крепят деревянные или резиновые накладки, что позволяет увеличить угол подъема до 45° .

Ленточные конвейеры на воздушной подушке. Желание снизить удельную энергоемкость при транспортировании сыпучих грузов ленточным конвейером и одновременно увеличить производительность заставляет конструкторов искать новые виды опорных устройств, имеющих меньшие коэффициенты сопротивления по сравнению с известными.



- 1 – рабочая ветвь ленты; 2 – опорное устройство; 3 – холостая ветвь ленты; 4 – металлическое дно; 5 – воздухораспределительная коробка.

Рисунок 2.3 – Схема ленточного конвейера на воздушной подушке

Наибольший интерес представляет ленточные конвейеры на воздушной подушке. Рабочая ветвь ленты 1 при своем движении опирается на опорное устройство 2, выполненное в виде желоба и снабженное по всей длине прорезью. Холостая ветвь ленты 3 при движении опирается на плоское перфорированное металлическое дно 4, под которым расположена воздухораспределительная коробка 5. В нее нагнетается воздух, который затем проходит через перфорированное дно. Перепад давления под лентой и над ней приподнимает ее, позволяя воздуху двигать дальше через образовавшийся зазор. То же самое происходит с рабочей ветвью ленты, а воздух, пройдя второй зазор, выходит в атмосферу. При такой схеме трение скольжения ленты желоб заменяется трением ее о воздух. Поэтому создается возможность значительно повысить скорость ленты, не увеличивая при этом ее износ. Увеличение скорости приводит к повышению производительности конвейера при одновременном уменьшении затрат энергии на собственно транспортирование.

2.2. Расчет ленточного конвейера

Исходными данными для расчета и проектирования ленточного конвейера являются: схема трассы с указанием основных размеров, мест загрузки, выгрузки и углов наклона; производительность, условия и режим работы; характеристика перемещаемого по конвейеру груза.

Проектный расчет ленточного конвейера сводят к выбору типа ленты и роликовых опор, расчету мощности электродвигателя, выбору элементов приводного устройства, расчету натяжного устройства. Чтобы выбрать типы ленты, рассчитать натяжное устройство, определить мощность электродвигателя и т. п., необходимо знать величину натяжений по участкам трассы, т.е. надо провести тяговый расчет конвейера. Однако, для определения сопротивлений движению надо знать массу ленты, вращающихся частей роликовых опор и груза на 1 м длины конвейера. Поэтому,

перед проведением тягового расчета необходимо предварительно выбрать тип ленты и роликовых опор.

В связи с этим схема расчета ленточного конвейера будет следующей.

1. При выбранной скорости транспортирования определяют ширину ленты B . Рассчитанное значение ширины ленты округляют до ближайшей большей величины по государственному стандарту. Ориентировочно выбирают число прокладок ленты и находят массу 1 м ленты $q_{л}$.

2. В зависимости от ширины ленты выбирают роликовые опоры для рабочей и холостой ветвей, принимают расстояние между роликовыми опорами, вычисляют массу вращающихся частей роликовых опор на 1 м рабочей $q_{р}$ и холостой $q''_{р}$ ветвей конвейера.

3. Выполняют тяговый расчет конвейера. Величину натяжения S в начальной точке определяют в конце расчета, исходя из формулы Эйлера.

4. В зависимости от величины расстояния, выбранного между роликовыми опорами, и допускаемой величины провисания ленты проверяют достаточность величины минимального натяжения ленты на рабочей ветви. В случае если величина минимального натяжения недостаточна, необходимо увеличить предварительное натяжение или уменьшить расстояние между роликовыми опорами k произвести тяговый расчет заново.

5. По величине максимального натяжения уточняют число прокладок ленты и затем вычисляют размеры направляющих устройств.

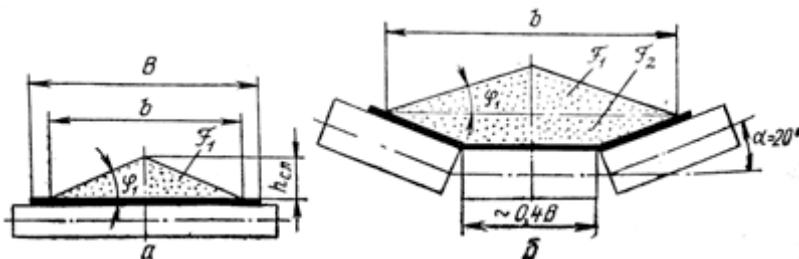
6. Рассчитывают натяжное устройство.

7. Определяют мощность электродвигателя и выбирают элементы приводного механизма.

2.2.1. Определение ширины ленты

При транспортировании сыпучих грузов ширину ленты определяют в зависимости от расчетной производительности конвейера. В ней неизвестна площадь поперечного сечения груза на

ленте, которая зависит от того, какие роликовые опоры поддерживают рабочую ветвь ленты.



а – при прямых роликовых опорах; б – при желобчатых опорах.

Рисунок 2.4 – Сечение сыпучего груза на ленточном конвейере

При движении ленты по прямым роликовым опорам (рисунок 2.4а) площадь поперечного сечения груза определяется как площадь равнобедренного треугольника с основанием $b = 0,8B$ и углами φ_1 при основании. Если бы груз лежал на неподвижной ленте, то угол при основании был бы равен углу естественного откоса, т.е. $\varphi_1 = \varphi$. Однако при движении из-за неизбежных колебаний ленты груз как бы «растекается», его сечение на ленте уменьшается.

Практикой установлено, что для определения сечения груза на движущейся ленте следует принимать $\varphi \approx 10,35\varphi$.

Тогда площадь сечения (m^2) груза на плоской ленте определится как

$$F_{пл} = F_1 = \frac{bh_{ст}}{2} = \frac{0,8B \cdot 0,4B \operatorname{tg} \varphi_1}{2} = 0,16B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi) \quad (2.1)$$

При наличии в месте загрузки наклонного участка величину полученной площади сечения необходимо умножить на коэффициент C_n , учитывающий уменьшение площади поперечного сечения слоя груза в результате рассыпания и уменьшения его расчетной высоты. Тогда

$$F_{пл} = 0,16C_n B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi) \quad (2.2)$$

Принимают следующие значения коэффициента C_n в зависимости от углов наклона трассы (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Зависимость C_n от угла наклона трассы

| Угол наклона, град. | 0...10 | 10...15 | 15...20 | 20...25 |
|---------------------|--------|---------|---------|---------|
| Коэффициент C_n | 1,00 | 0,95 | 0,90 | 0,85 |

При движении ленты по желобчатым роликовым опорам площадь сечения груза на ленте определяется суммой площадей треугольника F_1 и трапеции F_2 (рисунок 2.4б).

При использовании обычных роликовых опор (длина горизонтального ролика $\approx 0,4B$ и угол $\beta = 30^\circ$), предназначенных для поддержания резинотканевых лент, площадь сечения (m^2) груза будет

$$\begin{aligned} F_{ж} &= F_1 + F_2 = 0,16C_n B^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,0435B^2 = \\ &= B^2 [0,16C_n \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,0435] \end{aligned} \quad (2.3)$$

Подставляя полученные выражения площади сечения груза в формулу, получим: при прямых роликовых опорах

$$Q = 3,6 \cdot 0,16C_n B_{пл}^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi) \rho_m \nu = 0,576C_n B_{пл}^2 \operatorname{tg}(0,35\varphi) \rho_m \nu$$

$$B_{пл}^2 = \sqrt{\frac{Q}{0,576C_n \operatorname{tg}(0,35\varphi) \rho_m \nu}}; \quad (2.4)$$

при желобчатых роликовых опорах

$$Q = 3,6 \cdot B_{ж}^2 [0,15C_n \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,0435] \rho_m \nu$$

$$B_{жс} = \sqrt{\frac{Q}{[0,576C_n \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,157]\rho_m v}}; \quad (2.5)$$

В формулах (2.4) и (2.5) Q имеет размерность т/ч, ρ_m — кг/м³, v — м/с, $B_{пл}$ и $B_{ж}$ — м.

Для грузов, содержащих крупные куски, ширина ленты (м) должна удовлетворять соотношению $B \geq (2,7 \dots 3,2)a_{\max}$, если груз содержит до 15% от общей массы куски размером a_{\max} , и соотношению $B \geq (3,3 \dots 4,0)a_{\max}$, если груз состоит преимущественно из кусков.

При транспортировании штучных грузов $B = b + 0,1$, где b — ширина груза, м.

Полученная при расчете ширина ленты должна быть округлена до ближайшей большей ширины по ГОСТ 20—76, откуда и берут также массу 1 м ленты q_l , приняв предварительно число прокладок. Ориентировочно массу 1 м ленты (кг) можно определить по формуле (2.6)

$$q_l = (10 \dots 15)B, \quad (2.6)$$

где B — ширина ленты, м.

2.2.2. Выбор роликовых опор для ленточного конвейера

Необходимо правильно определить диаметр роликов и расстояние между опорами. Диаметр ролика должен быть таким, чтобы лента при движении не проскальзывала по ролику (рисунок 2.5).

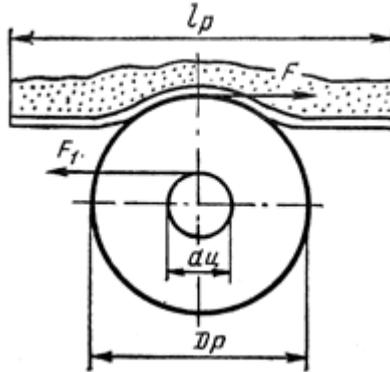


Рисунок 2.5 – Схема для определения диаметра ролика

Тогда условие не проскальзывания запишется как:

$$F \frac{D_p}{2} \geq F_1 \frac{d_u}{2}, \quad (2.7)$$

где

$$F = fg(q + q_n)l_p;$$

$$F_1 = \mu g[(q + q_n)l_p + m_p]$$

l_p – расстояние между роликовыми опорами, м. Подставляя выражения для сил F и F_1 в формулу (2.7), получим

$$\frac{D_p}{2} \geq \frac{\mu[(q + q_n)l_p + m_p]}{f(q + q_n)l_p}, \quad (2.8)$$

Полученное выражение показывает, что для предотвращения проскальзывания ленты на роликовых опорах необходимо, чтобы

отношение $D_p/d_{ц}$ для выбранных опор было больше величины, стоящей справа и зависящей при найденных q , q_d , m_p от расстояния между роликowymi опорами l_p . Кроме того, от величины расстояния между опорами существенно зависит стрела прогиба ленты между роликowymi опорами, которая, в свою очередь, влияет на сопротивление перемещению ленты и в конечном счете на работоспособность конвейера. Массу q_p (кг) вращающихся частей роликowych опор, приходящуюся на 1 м длины конвейера, можно определить по формуле (2.9)

$$q_p = m_p / l_p, \quad (2.9)$$

где m_p — масса вращающихся частей роликовой опоры, кг; l_p — расстояние между опорами, м.

Погонная масса вращающихся частей роликowych опор выбирается по данным таблицы 2.2.

Таблица 2.2 – Выбор погонной массы вращающихся частей роликowych опор

| Ветвь конвейера | Погонная масса вращающихся частей роликowych опор, кг/м, при ширине ленты мм | | | | | | | | |
|-----------------|--|-----|------|------|------|------|------|------|-------|
| | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1400 | 1600 | 2000 |
| Рабочая | 8,4 | 10 | 10,2 | 18,4 | 21 | 24,2 | 42 | 58,4 | 132,5 |
| Холостая | 2,5 | 3,2 | 4,4 | 7,8 | 9,2 | 11,1 | 16,7 | 23,8 | 52,5 |

Диаметр роликоч D выбирается по данным таблицы 2.3.

Таблица 2.3 – Данные для выбора диаметра роликоч роликочопоры рабочей ветви резинотканевой конвейерной ленты (ГОСТ 22647—77)

| Диаметр ролика D , мм | Ширина ленты B , мм | Насыпная плотность транспортируемого материала. t/m^2 , не более | Скорость движений ленты v , м/с, не боле* |
|-------------------------|-----------------------|--|---|
| 63 | 300...800 | 1,00 | 1,25 |
| 89 | 400...650 | 1,60 | 2,00 |

| | | | |
|-----|-------------|------|------|
| | 800 | | |
| 108 | 400...650 | 2,00 | 2,50 |
| | 800...1200 | 1,60 | |
| 133 | 800...1200 | 2,00 | |
| 159 | 800...1200 | 3,15 | 4,00 |
| | 1400 | 2,00 | 3,15 |
| | 1600...2000 | 1.25 | |
| 194 | 1400 | 3,15 | 4,00 |
| | 1600...2000 | | 6.30 |

Расстояние l_p между роликовыми опорами при транспортировании сыпучих грузов рекомендуется выбирать в зависимости от ширины ленты (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Выбор расстояния между роликовыми опорами

| Расстояния между роликовыми опорами (мм) | | |
|--|---------------------------------|-----------------------------------|
| Ширина ленты, мм | Холостая ветвь с плоской лентой | Рабочая ветвь с желобчатой лентой |
| 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 |

В местах загрузки роликовые опоры необходимо устанавливать чаще, т. е. принимать $l_{p,з} = 0,5l'_p$, где $l_{p,з}$ — расстояние между роликовыми опорами в местах загрузки; l'_p — то же, для рабочей ветви. Расстояние между роликовыми опорами при транспортировании штучных грузов желательнее выбирать таким, чтобы груз все время находился как минимум на двух опорах.

2.2.3. Тяговый расчет ленточных конвейеров

Сводится к определению натяжений ленты. Контур трассы конвейера разбивают на ряд участков. Сопротивление

перемещению ленты на прямолинейных участках определяют по формуле

$$W_{np} = (q + q_k)gL(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$$

принимая значения $q_0 = (q + q_n + q'_p)$ для рабочей ветви и $q_0 = (q_n + q'_p)$ для холостой ветви ленты получим следующее значение величины $W_{np}(H)$:

$$W_{np} = [(q + q_n) \cos \alpha + q'_p] g w_p L \pm (q + q_n) g L \sin \alpha \approx \\ \approx [(q + q_n + q'_p) g w_p L_r \pm (q + q_n) g H]$$

где q – масса груза на 1 м ленты, определяют по формуле $Q = 3,6 q v$; q_n – масса 1 м ленты, определяют по формуле $q_n = (10 \dots 15) B$; q'_p – масса роликовой опоры на 1 м рабочей ветви,

определяют по формуле $q_p = \frac{m_p}{l_p}$; q''_p – то же, для холостой ветви;

ω_p – коэффициент сопротивления для стационарных роликовых опор, определяют по формуле:

$$w_p = \frac{\mu' d_u}{D_p}; \quad \mu' = 0,05 \dots 0,10. \quad (2.10)$$

Для роликовых опор на подшипниках качения рекомендуется значения коэффициента ω_p принимать по таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Рекомендуемые значения коэффициента сопротивления для стационарных роликовых опор

| Коэффициенты сопротивления роликовых опор | | |
|---|-----------------|--------|
| Условия работы конвейера | Роликовые опоры | |
| | желобчатые | прямые |

| | | |
|--|-------|-------|
| В чистом и сухом помещении | 0,020 | 0,018 |
| В отапливаемом помещении с незначительным содержанием абразивной пыли | 0,025 | 0,022 |
| Передвижные и переносные конвейеры при хороших условиях работы | 0,035 | 0,030 |
| В неотапливаемых помещениях с повышенной влажностью или на открытом воздухе (возможно большое количество пыли) | 0,040 | 0,035 |

Сопротивления перемещению на криволинейных участках и при огибании барабанов рассчитывают по формулам

$$W_{кр_2}^r = S_{н\bar{o}} (e^{W_1} - 1) + gq_0 W_{x,к} R \frac{e^{W_1 \varphi_k} - 1}{W_1};$$

и

$$W_{n,y} = 2S_{н\bar{o}} \mu \frac{d}{D_{\bar{o}}} \sin \frac{\alpha}{2} + \theta S_{н\bar{o}} = S_{н\bar{o}} \left(2\mu \frac{d}{D_{\bar{o}}} \sin \frac{\alpha}{2} + \theta \right);$$

Если лента движется скольжением по направляющей шине, в формулу

$$S_{\bar{o}\bar{o}} = S_{н\bar{o}} e^{W_1 \varphi_k} + gq_0 W_{x,к} R \frac{e^{W_1 \varphi_k} - 1}{W_1};$$

необходимо подставлять коэффициент $W_1 = f$; если лента огибает батарею стационарных роликов, то вместо коэффициентов $W_{x,к}$ и W_1 необходимо подставить коэффициент W_{ρ} , вычисляемый по формуле (2.10). Сопротивления при загрузке транспортера рассчитывают по формулам $W_s = cQ_0(v - u_0)$; и $W_{nl} = W_{nl} qB$.

В результате тягового расчета конвейера обычно получают уравнение, связывающее натяжение в точке набегания на приводной барабан с натяжением в точке сбегания тягового элемента с приводного барабана, в виде $S_{нб} = A_1 S_{сб} + B_1$ где A_1 , и B_1 – численные коэффициенты, полученные в результате расчета. Как указывалось ранее, величину натяжения в точке сбегания тягового элемента или задают, или определяют расчетом.

Отличительной чертой приводов ленточных конвейеров является передача тягового усилия ленте от приводного барабана за счет сил трения между поверхностью барабана и лентой. Величина этих сил зависит от предварительного натяжения ленты, угла обхвата и коэффициента трения ленты о барабан. По закону Эйлера отсутствие проскальзывания ленты по барабану определяется из выражения $S_{нб} \leq S_{сб} e^{f\alpha}$, где f – коэффициент трения ленты о барабан; α – угол обхвата приводного барабана лентой.

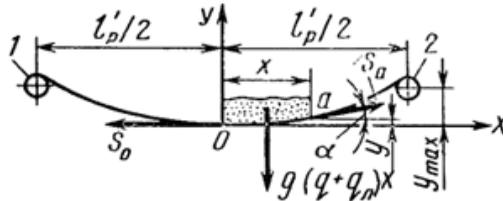
Для нахождения неизвестных $S_{нб}$ и $S_{сб}(H)$ обычно решают систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} S_{нб} &= A_1 S_{сб} + B_1 \\ S_{нб} &\leq S_{сб} e^{f\alpha} \end{aligned} \right\}.$$

В результате решения этой системы уравнений находят $S_{нб}$ и $S_{сб}$. Зная натяжение $S_{сб}$, можно рассчитать величины сопротивлений перемещению ленты на участках, получить величину натяжения ленты во всех интересующих точках трассы и построить диаграмму натяжений.

2.2.4. Проверка достаточности величины минимального натяжения ленты на рабочей ветви ленточного конвейера

Для этого определяют величину стрелы у провисания ленты между роликовыми опорами на рабочей ветви в точке с наименьшим натяжением.



1,2 — роликовые опоры.

Рисунок 6 – Схема для определения величины минимального натяжения ленты

Для нахождения величины минимального натяжения рассмотрим равновесие элемента O_a участка ленты, расположенного между роликовыми опорами 1 и 2 (рисунок 6). На выделенный элемент действуют силы натяжения S_0 и S_a , тяжести gqx и $gq_n x$ (считаем, что длина отрезка $O_a \approx x$). Равновесие элемента O_a описывается следующими уравнениями:

$$S_a \cos \alpha - S_0 = 0; \quad S_a \sin \alpha - g(q + q_n)x = 0.$$

Поделив одно уравнение на другое, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx} = \frac{g(q + q_n)x}{S_0}.$$

Интегрируя дифференциальное уравнение в пределах от $x=0$ до $x=l'_p/2$ и от $y=0$ до $y=y_{\max}$ (y_{\max} — величина стрелы прогиба ленты), при $S_{\min}=S_0$ получим выражение для максимального значения провисания ленты, т.е.

$$\int_0^{y_{\max}} dy = \frac{g(q + q_n)x}{S_0} \int_0^{l_p/2} x dx$$

После интегрирования

$$y_{\max} = \frac{g(q + q_n)}{8S_0} (l_p)^2 \quad (2,11)$$

Для обеспечения нормальной работы конвейера допускаемую стрелу прогиба ленты берут равной

$$y_{\max} = (0,025 \dots 0,0125) l_p$$

Тогда из формулы (2,11) получим, что

$$S_{\min} = (5 \dots 10)(q + q_n) g l_p \quad (2,12)$$

Минимальное натяжение тягового элемента должно быть равно или больше натяжения, рассчитанного по формуле (2,12); При невыполнении этого условия необходимо уменьшить расстояние между роликовыми опорами.

2.2.5. Уточнение числа прокладок ленты и расчет натяжного устройства

При известном значении S_{\max} по формуле $z = \frac{S_{\max} n_n}{BK'_p}$ определяют число прокладок ленты, а по формуле $D_0 \geq (125 \dots 150)z$ – размеры направляющих устройств.

Для винтового натяжного устройства определяют размеры винта из условий деформаций растяжения или сжатия и усилие, необходимое для вращения винта, а для грузового — массу

натяжного груза. В общем случае величина усилия для перемещения натяжного барабана с лентой равна сумме натяжений набегающей $S'_{нб}$ и сбегающей $S'_{сб}$ ветвей ленты у натяжного барабана и усилия для перемещения ползунов или тележки, т.е. $P_{н.у} = S'_{нб} + S'_{сб} + T + W_{н.у}$. Тогда сила тяжести натяжного груза

будет $G_{н.г} = \frac{P_{н.у}}{i\eta}$ где i – кратность полиспаста или отношение

диаметров блоков (через которые перекинут трос), если их используют в схеме натяжного устройства; при их отсутствии $i = 1$; η – КПД полиспаста или блоков, при отсутствии полиспаста принимают $\eta = 0,95$.

2.2.6. Определение мощности электродвигателя конвейера

Мощность находят по формуле 2.13:

$$N = \frac{P_v}{1000\eta} = \frac{\sum_{i=1}^n W_{i-(i+1)}}{1000\eta}, \quad (2.13)$$

Тип двигателя принимают по каталогу. После выбора электродвигателя рассчитывают или принимают передаточный механизм в зависимости от требуемой мощности и передаточного отношения между электродвигателем и приводным барабаном. Чтобы не было проскальзывания ленты, необходимо обеспечить достаточное ее сцепление с приводным барабаном. Для этого тяговое усилие, которое может передать барабан ленте должно быть больше необходимого (полученного при расчете) тягового усилия. Величина необходимого тягового усилия $P(H)$ равна сумме всех сопротивлений движению ленты или, что то же, разности набегающего и сбегающего натяжений ленты, т.е. $P = \sum W = S_{нб} - S_{сб}$. Величина тягового усилия $P_1(H)$, которое может быть передано от барабана к ленте при данной величине $S_{сб}$

и угле обхвата α , равна $P = S_{сб}(e^{f\alpha} - 1)$. Следовательно, $P_1 \geq P$ или $S_{сб}(e^{f\alpha} - 1) \geq S_{нб} - S_{сб}$.

Откуда $\frac{S_{нб}}{S_{сб}} \leq e^{f\alpha}$ или $\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = \frac{e^{f\alpha}}{K_3}$, где K_3 – коэффициент

запаса; $K_3 = 1, 1, \dots, 1, 2$.

При K_3 стремящемся к 1,0 проскальзывание ленты возрастает, что приводит к возрастанию ее фрикционного износа. Повышение силы сцепления ленты с барабаном может быть достигнуто путем увеличения угла обхвата α , применения двухбарабанных приводов или увеличения коэффициента трения f между приводным барабаном и лентой. Для этого барабан обтягивают резиновой лентой или обкладывают деревянными планками (футеруют).

В таблице 2.6 приведены значения коэффициентов трения f ленты о барабан в зависимости от его материала и влажности атмосферы.

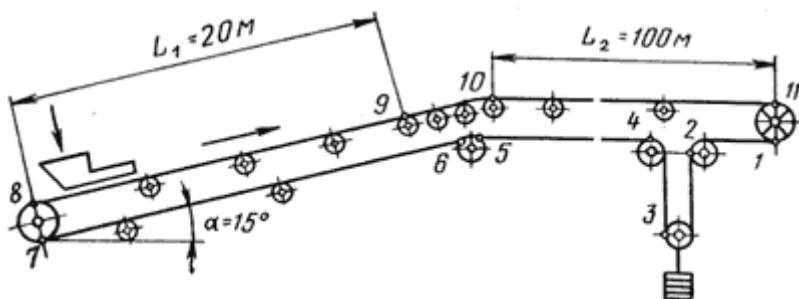
Таблица 2.6 – Зависимость значения коэффициента трения ленты о барабан от его материала и влажности атмосферы

| Значение коэффициента трения | | |
|---------------------------------------|---------------------|-------------|
| Барабан | Влажность атмосферы | Коэффициент |
| Чугунный или стальной | Очень влажная | 0,10 |
| С деревянной или резиновой футеровкой | | 0,15 |
| Чугунный или стальной | Влажная | 0,20 |
| С деревянной или резиновой футеровкой | | 0,25 |
| Чугунный | Сухая | 0,30 |
| С деревянной футеровкой | | 0,35 |
| С резиновой футеровкой | | 0,40 |

2.2.7. Пример расчёта ленточного конвейера

Пример. Рассчитать конвейер при следующих исходных данных: перемещаемый груз с плотностью $\rho_m=800 \text{ кг/м}^3$. Производительность в смену $Q_{см}=1500 \text{ т/см}$ при продолжительности смены $T_c=8 \text{ ч}$, коэффициент неравномерности поступления груза $K_n=1,23$, коэффициент использования транспортера во времени $K_{вр}=0,8$.

На рисунке 2.7 представлена схема рассчитываемого конвейера.



1...11 — точки трассы

Рисунок 2.7 – Схема конвейера

1. Находим производительность конвейера

$$Q_p = \frac{Q_{см} K_n}{T_c K_{вр}} = \frac{1500 \cdot 1,23}{8 \cdot 0,8} = 290 \text{ т/ч}$$

2. Рассчитываем необходимые геометрические параметры конвейера. Длина горизонтальной проекции наклонного участка

$$L_{г1} = L_1 \cos \alpha = 20 \cdot \cos 15^\circ = 19,3 \text{ м,}$$

Высота подъема груза

$$H = L_1 \sin \alpha = 20 \cdot \sin 15^\circ = 5,17 \text{ м.}$$

3. Определяем ширину ленты, в качестве поддерживающих элементов рабочей ветви ленты берем трехроликовые желобчатые опоры. Скорость ленты при транспортировании насыпных грузов, согласно рекомендациям, принимаем $v = 3,20$ м/с, угол естественного откоса $\varphi = 34^\circ$, коэффициент C_H при угле наклона транспортера $\alpha = 15^\circ$ равен 0,95.

Тогда ширина ленты по формуле

$$B_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{Q}{[0,576 C_H \operatorname{tg}(0,35\varphi) + 0,157] \rho_m v}}$$

$$B = \sqrt{\frac{290}{[0,576 \cdot 0,95 \operatorname{tg} 12^\circ + 0,157] 800 \cdot 3,2 v}} = 0,65 \text{ м.}$$

Так как полученное значение B совпадает со значением по ГОСТ 20—76 пересчитывать скорость ленты не надо.

4. Определяем массу 1 м ленты по формуле

$$q_{\text{л}} = (10 \dots 15) B$$

$$q_{\text{л}} = 15 B = 15 \cdot 0,65 = 9,75 \text{ кг/м.}$$

5. Из таблицы 2.3 принимаем диаметры роликов желобчатых в прямых опор равными 108 мм; расстояния l_p берем для рабочей ветви 1,4 м, для холостой 3,0 м. Масса вращающихся частей желобчатой роликовой опоры по таблице 1 равна 12,5 кг, прямой — 10,5 кг. Тогда по формуле

$$q_p = m_p / l_p$$

$$q'_p = \frac{12,5}{1,4} = 9 \text{ кг/м}; \quad q''_p = \frac{10,5}{3,0} = 3,5 \text{ кг/м.}$$

Массу груза на 1 м ленты находим по формуле

$$Q=3,6qv$$

$$q=Q_p/3,6v=290/3,6 \cdot 3,2=25,2\text{кг/м.}$$

6. Проводим тяговый расчет, предварительно разбив трассу конвейера на участки с одинаковым видом сопротивлений. За точку с минимальным натяжением примем точку 1 (рисунок 2.7) сбегающей ленты с приводного барабана. Обозначив натяжение в этой точке $S_1 = S_{сб}$ (оно нам пока неизвестно) и обходя трассу по ходу ленты, определим сопротивления на участках и величину натяжения в точках. Результаты расчетов лучше свести в таблицу 2.7. Часть подобной таблицы представлена ниже.

Таблица 2.7 – Результаты тягового расчета

| Участок | Вид сопротивления | Натяжение в конечной точке участка | Величина натяжения, Н | Примечание |
|---------|---|---|-----------------------|--|
| 1-2 | Сосредоточенное сопротивление при огибании поворотного барабана | $S_1 = S_{сб}$ $S_2 = \xi S_1 = 1,04 S_1$ | 2486 2585 | При $\alpha=90^\circ$ $\zeta=1,04$ |
| 2-3 | -//- | $S_3 = \xi S_2 =$ $= 1,06 \cdot 1,04 \cdot S_1 = 1,1 S_1$ | 2740 | При $\alpha=180^\circ$ $\zeta=1,06$ |
| 3-4 | -//- | $S_4 = \xi S_3 =$ $= 1,06 \cdot 1,1 \cdot S_1 = 1,145 S_1$ | 2846 | При $\alpha=90^\circ$ $\zeta=1,04$ |
| 4-5 | Сопротивление перемещению на горизонтальном участке нерабочей ветви конвейера | $S_5 = S_4 + W_{4-5} = S_4 +$ $+ g(q_n + q'_p) L_{4-5} \omega' =$ $= 1,145 S_1 + 9,81(9,75 + 3,5) \cdot$ $\cdot 100 \cdot 0,022 = 1,145 S_1 + 286$ | 3142 | $\omega' = 0,022$ |

Используя систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} S_{нб} &= A_1 S_{сб} + B_1; \\ S_{нб} &= S_{сб} e^{f\alpha}. \end{aligned} \right\}$$

и принимая коэффициент трения между лентой и барабаном $f = 0,30$ (по таблице 2.6) и угол обхвата барабана лентой $\alpha = 180^\circ$, $e^{f\alpha} = e^{0,3 \cdot 3,14} = 2,56$, вычисляем величину S_1 .

Подставляя значение S_1 в уравнения, выражающие натяжения ленты в точках трассы, определим их значения во всех характерных точках. По полученным данным строим диаграмму растягивающих усилий (рисунок 2.8).

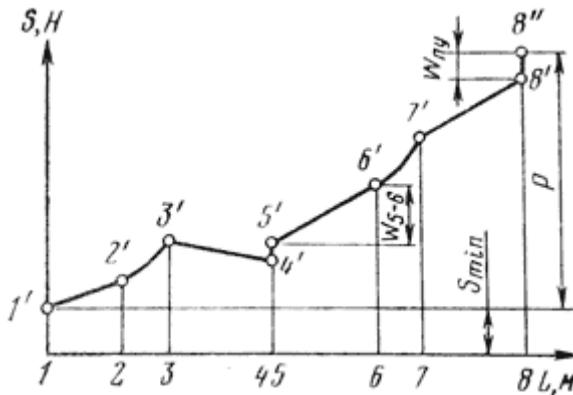


Рисунок 2.8 – Диаграмма растягивающих усилий

Минимальное натяжение на рабочей ветви тягового элемента будет в точке 8. Используя формулу

$$S_{\min} = (5 \dots 10)(q + q_d)gl'_p$$

проверяем правильность выбранного расстояния между роликowymi опорами

$$S_{\min} = 5(9,75 + 25,2) 9,8 \cdot 1,4 = 2400 < 2954 \text{ Н.}$$

Так как величина S_{\min} меньше S_8 , то расстояние между роликовыми опорами выбрано правильно и пересчета величин натяжений выполнять не надо.

Расчет сопротивления по трассе конвейера по рисунку 2.7 дает следующие результаты для точек конвейера: $S_1 = 2486$ Н; $S_2 = 2585$ Н; $S_3 = 2740$ Н; $S_4 = 2846$ Н; $S_5 = 3142$ Н; $S_6 = 3228$ Н; $S_7 = 2789$ Н; $S_8 = 2954$ Н; $S_9 = 5244$ Н; $S_{10} = 5286$ Н; $S_{11} = 6364$ Н.

7. Зная максимальное усилие $S_{\max} = S_{11}$, определяем требуемое число прокладок ленты по формуле $Z = S_{\max} n_d / BK'_p$, принимая материал прокладок ткань БНКЛ-65 с $K'_p = 65$ Н/мм и $n = 10$, $Z = 6364 \cdot 10 / 65 \cdot 650 = 1,5$. Округляем до $Z = 3$.

8. Диаметр приводного барабана по формуле $D_6 \geq (125 \dots 150)z$ будет $D_{п.6} = 125z = 125 \cdot 3 = 375$ мм. Полученное значение $D_{п.6}$ округляем по государственному стандарту. Диаметр концевой барабана принимаем равным 400 мм.

9. Сила тяжести натяжного груза,

$$G_{н.г} = S_7 + S_8 - G_6 = 2789 + 2954 - 300 = 5443 \text{ Н.}$$

10. Тяговое усилие на приводном барабане будет

$$P = (S_{11} - S_1)\xi = (6364 - 2486)1,06 = 4110 \text{ Н.}$$

Необходимая мощность электродвигателя привода, считая $\eta = 0,9$, равна (см. формулу 2.13)

$N = 4110 \cdot 3,2 / 1000 \cdot 0,85 = 15,5$ кВт. По каталогу выбираем электродвигатель 4А180М6УЗ с $N_d = 18,5$ кВт и $n_d = 975$ об/мин.

2.3. Контрольные вопросы

1. Дайте определение ленточного конвейера.
2. Нарисуйте основные схемы ленточных конвейеров.
3. Назовите основные узлы ленточного конвейера.
4. Передвижные ленточные конвейеры.
5. Ленточные конвейеры для штучных грузов. Их отличия от аналогичных устройств для транспортирования насыпных грузов?
6. Ленточные конвейеры на воздушной подушке.
7. Что включает в себя тяговый расчет конвейера?

Литература

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя/
Под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2006. - 928 с.: ил.
2. Зайгеров И.Б. Оборудование литейных цехов. – Мн.: Высш.
школа, 1980 - 368 с, ил.
3. Электронный ресурс – <http://www.tehinf.ru/100100-band-conveyor-belt-conveyor.htm>
4. Электронный ресурс - http://razvitie-pu.ru/?page_id=6721