

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Транспортные и технологические машины»

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки*

**23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения**



Могилев 2018

УДК 621.867
ББК 39.9
М 74

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой ТТМ «б» февраля 2018 г., протокол № 8

Составитель канд. техн. наук, доц. В. И. Матвеевко

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Науменко

Предназначены для выполнения лабораторных работ студентами направления подготовки 23 03 02 «Наземные транспортные и технологические комплексы» дневной формы обучения.

Учебно-методическое издание

МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА

Ответственный за выпуск	И. В. Лесковец
Технический редактор	С. Н. Красовская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

1 Определение физико-механических свойств транспортируемых грузов.....	4
2 Тяговые органы конвейеров.....	8
3 Исследование работы привода ленточного конвейера.....	11
4 Исследование работы ленточного конвейера	13
5 Изучение устройства и исследование работы пластинчатого конвейера.....	17
6 Изучение конструкции и исследование работы ковшового элеватора....	20
7 Ленточные конвейеры с бесконтактной опорой ленты.....	23
8 Изучение конструкции и исследование работы подвешного конвейера...	27
9 Исследование работы винтового конвейера.....	31
10 Устройство и исследование работы опускной секции подвешного конвейера.....	35
11 Устройство и исследование работы пневмотранспортной установки...	38
12 Изучение и исследование работы устройств безопасности подвешного конвейера.....	41
13 Изучение конструкции и исследование работы качающихся конвейеров.....	44



1 Определение физико-механических свойств транспортируемых грузов

Цель работы: изучить основные физико-механические свойства транспортируемых грузов и их влияние на выбор транспортирующих машин; определить насыпную плотность, угол естественного откоса, угол и коэффициент внутреннего трения заданного насыпного груза.

Выбор типа транспортирующей машины и ее основных параметров в первую очередь определяется физико-механическими свойствами транспортируемого груза.

Грузы, перемещаемые машинами непрерывного транспорта, разделяются на штучные и насыпные.

Штучными грузами называют единичные грузы, транспортируемые отдельными единицами или группами. В свою очередь, штучные грузы разделяют на непосредственно штучные (различные единичные изделия – кирпич, детали машин, заготовки и т. п.), транспортируемые поштучно, и тарные грузы, представляющие собой тару (ящики, бочки, контейнеры и т. п.), в которой могут размещаться насыпные или штучные грузы. Размер и вид тары для промышленных изделий определяются ГОСТами. Размеры штучных грузов колеблются в широких пределах: от нескольких сантиметров (почтовые отправления) до нескольких метров (прокат, лесоматериалы), а их масса – от долей килограмма до десятков тонн. Важнейшей характеристикой штучных грузов является коэффициент трения о какую-либо поверхность. Так коэффициент трения кирпича по стали составляет 0,53, чугуновых отливок по стали – 0,57, пиломатериалов по стали – 0,55...0,65. К свойствам штучных грузов относятся хрупкость (например, изделия из стекла, фарфора, керамики), возможность перекачиваться из-за овальности и округлости формы, наличие опорной плоскости или опорных ребер, устойчивость в транспортном положении.

Насыпные грузы (руда, торф, песок, гравий, щебень, зерно и т. п.) состоят из частиц (кусков) различной формы. Основными свойствами, характеризующими груз как сыпучую среду, являются крупность частиц, насыпная плотность, сыпучесть, коэффициент внутреннего трения, коэффициент внешнего трения (о какую-либо поверхность), угол естественного откоса, абразивность, слеживаемость, смерзаемость, пылеобразуемость и т. д.

Насыпные грузы состоят из частиц обычно неправильной формы и в зависимости от соотношения между максимальным a_{\max} и минимальным a_{\min} размерами частиц разделяются на рядовые и сортированные:

– для рядовых грузов

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5;$$

– для сортированных грузов



$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} \leq 2,5.$$

Насыпные грузы характеризуются еще и размером a типичного куска, определяемым как:

– для сортированных грузов

$$a = \frac{a_{\max} + a_{\min}}{2};$$

– для рядовых грузов

$$a = (0,8...1,0)a_{\max}.$$

В зависимости от размера a' , мм, насыпные грузы разделяют на особо крупнокусковые ($a > 320$), крупнокусковые ($160 < a' \leq 320$), средnekусковые ($60 < a' \leq 160$), мелкокусковые ($10 < a \leq 60$), крупнозернистые ($2 < a' \leq 10$), мелкозернистые ($10 < a' \leq 60$), порошкообразные ($0,05 < a' \leq 0,5$), пылевидные ($a' \leq 0,05$).

Гранулометрический состав насыпных грузов (распределение кусков по крупности) определяют методом ситового анализа: взятую пробу просеивают на ситах с постепенно уменьшающимися отверстиями и получают различные фракции. Рядовой насыпной груз представляет собой смесь фракций различной крупности. Грузы, содержащие только пылевидные и порошкообразные фракции, называют мелкофракционными.

Насыпной плотностью ρ груза называется масса его частиц в 1 м^3 занимаемого объема и для различных грузов колеблется в широких пределах: от $0,08 \text{ т/м}^3$ (для порошкообразных проб), до $2,4 \text{ т/м}^3$ (для железной руды) и более. Насыпные грузы плотностью $\rho < 0,6 \text{ т/м}^3$ называют легкими, плотностью $0,6 \leq \rho < 1,1$ – средними, плотностью $1,1 \leq \rho < 2$ – тяжелыми, плотностью $\rho \geq 2 \text{ т/м}^3$ – весьма тяжелыми.

Различают плотность груза, свободно насыпанного и уплотненного. Плотность свободно насыпанного груза определяют с помощью мерного сосуда, представленного на рисунке 1.1 и состоящего из цилиндра 1 со штырем 2 , вокруг которого поворачивается рамка 3 . Высота цилиндра 1 равна двум его внутренним диаметрам, а высота рамки – $1/3$ высоты цилиндра. При определении насыпной плотности кусковых грузов диаметр цилиндра должен не менее, чем в 10 раз превышать размер типичных кусков груза. Поворотную рамку устанавливают так, чтобы ее стенки являлись продолжением стенок цилиндра. В сосуд насыпают груз до верха рамки, последнюю поворачивают вокруг штыря и излишек груза срезается. Оставшийся в цилиндре груз взвешивают и определяют его плотность по формуле

$$\rho = \frac{m}{V},$$

где m – масса груза в цилиндре, кг;
 V – объем цилиндра, м^3 .



Для определения плотности динамически уплотненного груза мерный сосуд устанавливают на вибрационный стол и заполняют грузом до верха рамки. При включении вибростолу уровень груза в рамке постепенно понижается, и в рамку добавляют груз до тех пор, пока снижение уровня не прекратится. Вибростол отключают и поворотом рамки срезают излишек груза и определяют плотность динамически уплотненного груза – ρ_v . Отношение плотности динамически уплотненного груза к плотности свободно насыпанного груза называется коэффициентом уплотнения

$$K_v = \frac{\rho_v}{\rho}$$

Сыпучесть грузов характеризуется зависимостью предельных касательных напряжений τ' от нормального напряжения σ в толще груза, которую строят по результатам испытаний насыпных грузов на трибометре, представленном на рисунке 1.2. Желоб 5 трибометра и рамку 3 заполняют исследуемым грузом. Порцию материала в рамке 3 прижимают к материалу в желобе 5 прижимной пластиной 2 и грузом 4. Рамка 3 опирается о направляющие 1 катками 6 и соединена шнуром с грузовой чашей 4. Под действием силы тяжести чаши 4 с гирями рамка движется и происходит срез материала.

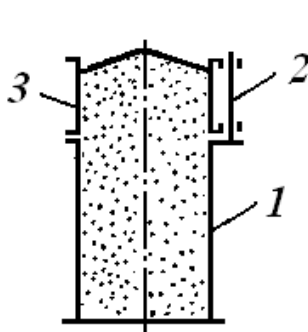


Рисунок 1.1 – Мерный цилиндр

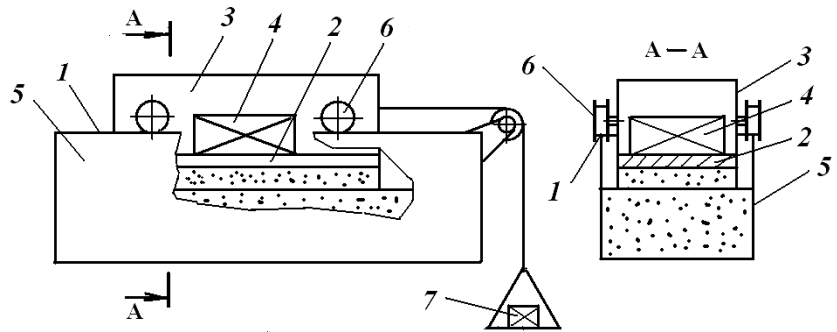


Рисунок 1.2 – Схема трибометра

Напряжения σ и τ' , необходимые для построения графика $\tau' = f(\sigma)$, вычисляют по формулам:

$$\sigma = \frac{G_M}{F_C}; \quad \tau = \frac{T_C - T_P}{F_C},$$

где G_M – суммарный вес материала и прижимных пластин в подвижной рамке;

F_C – площадь среза, т. е. внутренняя площадь подвижной рамки;

T_C – сила сдвига;

T_P – сопротивление передвижению порожней подвижной рамки.

По опытным значениям σ и τ' строят график зависимости предельных касательных напряжений, который имеет линейную зависимость. Угол φ между этим графиком и осью абсцисс называют углом внутреннего трения, а тангенс этого угла – коэффициентом внутреннего трения f ($\operatorname{tg}\varphi = f$). Прямая касательных напряжений в общем случае пересекает ось координат выше точки 0, что характеризует связность частиц груза.

Сыпучие материалы, у которых прямая предельных касательных напряжений проходит через начало координат, называют идеально сыпучими, другие – связными. Для идеально сыпучих грузов коэффициент внутреннего сдвига равен коэффициенту внутреннего трения, т. е. $f_{\sigma} = f$.

Для идеально сыпучих грузов угол внутреннего трения φ равен углу естественного откоса α_0 , который может быть определен способом, представленным на рисунке 1.3. Цилиндр ставят на плоскость и доверху заполняют грузом. Затем цилиндр медленно поднимают, и груз, находящийся в нем, располагается на плоскости в виде конуса с углом естественного откоса α_0 ,

$$\alpha_0 = \frac{h}{0,5D},$$

где h и D – высота и диаметр конуса соответственно.

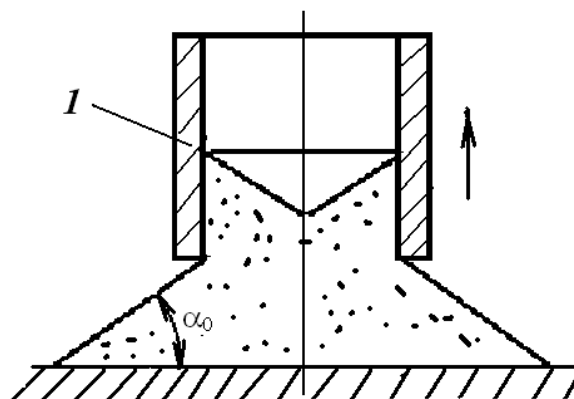


Рисунок 1.3 – Определение угла естественного откоса

Для связных грузов угол естественного откоса больше, чем угол внутреннего трения и зависит от способа формирования откоса: при насыпании сверху образуется угол естественного откоса при насыпании α_n , а при обрушении – угол естественного откоса при обрушении $\alpha_{об}$.

Различают угол естественного откоса в покое α и в движении α_d . Приближенно считают, что $\alpha_d \approx 0,7\alpha$. Коэффициент внешнего трения насыпного груза характеризуется сопротивлением его перемещения относительно какой-либо поверхности. Его определяют с помощью трибометра. При этом насыпной груз в рамке опирается на поверхность испытываемого твердого материала, выполненного из листовой стали, пластмассы, дерева, резины и т. д. и уло-

женного в желоб 1. Коэффициент внешнего трения определяют по формуле

$$f_B = \frac{T_C - T_P}{G_M}.$$

Так коэффициент трения гравия по стали составляет 0,58...1,0, песка по резине – 0,46...0,56, песка по бетону – 0,58...0,84, торфа по стали – 0,45...0,75 и т. д. При относительном движении коэффициент внешнего трения на 10...30 % меньше, чем в покое.

Порядок выполнения работы

1 Изучить основные физико-механические свойства транспортируемых грузов и способы их определения.

2 С помощью трибометра установить зависимость $\tau' = f(\sigma)$, построить график и определить коэффициент внутреннего трения заданного насыпного груза.

3 Сравнить полученные результаты со справочными.

2 Тяговые органы конвейеров

Цель работы: изучить тяговые органы конвейеров, требования, предъявляемые к ним, их разновидности, преимущества и недостатки.

Конструкции большинства конвейеров определяются типом тягового элемента. Для обеспечения надежной и экономичной работы тяговый элемент должен обладать гибкостью, обеспечивающей свободное огибание барабанов, звездочек и блоков малого диаметра; высокой прочностью в сочетании с малым собственным весом, простотой и технологичностью массового производства; иметь малое удлинение при рабочей нагрузке; обеспечивать удобство крепления несущих и ходовых деталей.

В качестве тяговых элементов конвейеров используют ленты, цепи различных типов и в некоторых случаях стальные канаты.

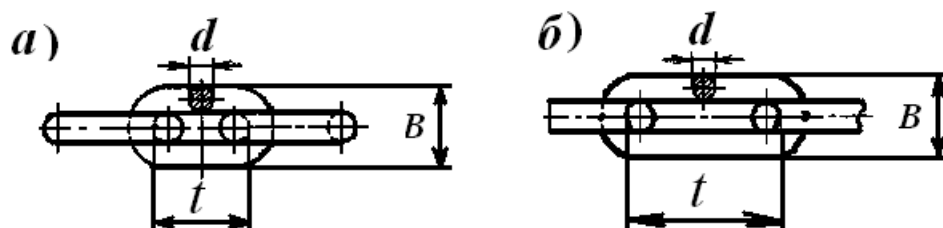
Выбор того или иного тягового элемента обуславливается главным образом типом и конструкцией конвейера, условиями его работы и действующими нагрузками. В транспортирующих машинах наиболее широкое применение получили конвейерные ленты и цепи.

Тяговые цепи. Основными параметрами тяговых цепей являются: шаг цепи t (т. е. расстояние между осями шарниров), разрушающая нагрузка и масса 1 м цепи. Параметры большинства конструкций цепей стандартизированы.

Круглозвенные сварные цепи (ГОСТ 2319–81) разделяют на короткозвенные (рисунок 2.1), в которых ширина звена B приблизительно равна шагу цепи, и длиннозвенные, в которых ширина меньше шага. Их изготавливают на специальных гибочных автоматах из круглой стали Ст 2, Ст 3, из стали 20 и из легированной стали 30ХГСА. По точности изготовления звеньев круглозвенные



цепи разделяют на калиброванные (с отклонением шага от ± 1 до $\pm 2,5$ %) и некалиброванные (с отклонением шага до ± 4 %). Первые могут иметь привод с зацеплением на звездочке, вторые – только фрикционный на гладком блоке. В соответствии с ГОСТ 2319–81 устанавливаются два типа цепей (А – короткозвенные; В – длиннозвенные) и два исполнения (1 – калиброванные; 2 – некалиброванные). Пример условного обозначения цепи типа А, исполнения 1, калибра 10 мм, с шагом 28 мм – цепь А1–10×28 ГОСТ 2319–81.



a – короткозвенная; *б* – длиннозвенная

Рисунок 2.1 – Круглозвенные сварные цепи

К преимуществам круглозвенных цепей относятся простота конструкции, малая стоимость, пространственная гибкость, наличие открытых самоочищающихся шарниров. Недостатком цепей является малая площадь контакта между звеньями и интенсивный износ в зоне контакта.

Пластинчатые цепи по конструкции шарнира разделяют на безвтулочные-безроликовые или роликовые, втулочно-безроликовые или роликовые, катковые с гладкими катками и с ребордами на катках. Ролики устанавливают на валик или втулку цепи для уменьшения износа валика или втулки и зуба звездочки. Наружный диаметр роликов меньше ширины пластин, а диаметр катков больше ширины пластин. Катки выполняют функции роликов на звездочках и служат также ходовыми опорами при движении цепи с грузонесущими элементами по направляющим путям.

Безвтулочные цепи наиболее просты и дешевы, однако площадь трущихся поверхностей у них мала и из-за высоких контактных напряжений они подвержены быстрому изнашиванию. По этой причине безвтулочные цепи применяются редко и только при малых скоростях и невысоких нагрузках.

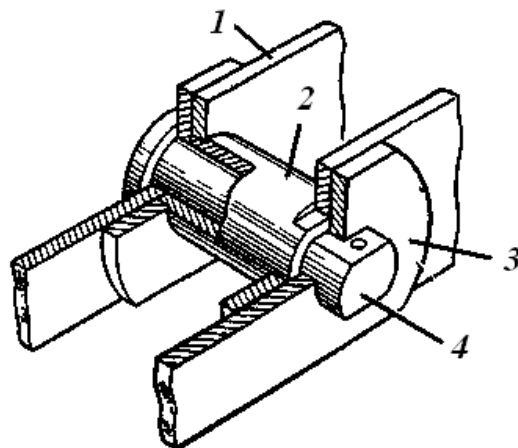
В шарнирном соединении втулочной цепи, представленном на рисунке 2.2, внутренние пластины 1 запрессовываются на лысках втулки 2, наружные пластины 3 запрессовываются на лысках валика 4.

Катки катковой цепи устанавливают на подшипниках скольжения или на подшипниках качения.

Для обеспечения удобства крепления к пластинчатым цепям грузонесущих элементов ГОСТ 588 предусматривает специальные пластины с отверстиями и кронштейнами.

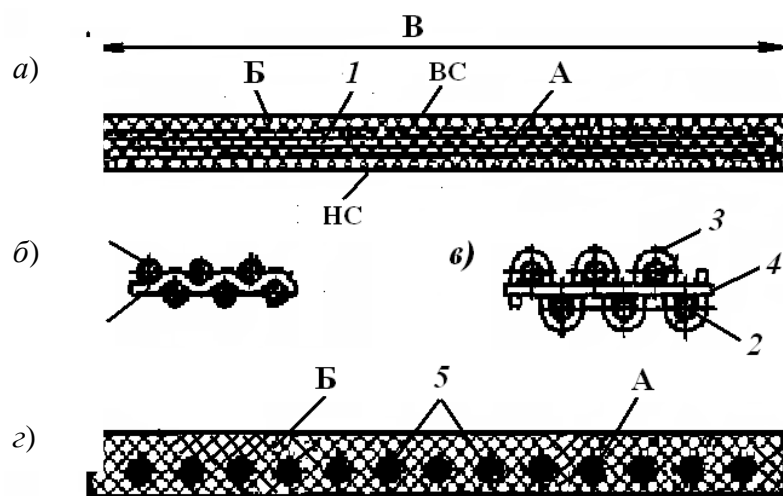
Конвейерные ленты. В ленточных конвейерах в основном применяют резинотканевые и резинотросовые ленты. Прорезиненная лента (рисунок 2.3) в общем виде имеет тяговый каркас А, покрытый со всех сторон эластичным

защитным наполнителем Б. Тяговый каркас воспринимает продольные растягивающие усилия в ленте и обеспечивает ее необходимую поперечную жесткость. Заполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и объединяет его в единое целое, образуя верхнюю (грузонесущую) и нижнюю (опорную) наружные обкладки.



1 – внутренние пластины; 2 – втулка; 3 – наружные пластины; 4 – валик

Рисунок 2.2 – Шарнирное соединение пластинчатой втулочной цепи



а, б, в – резинотканевая с одноосновными (*б*) и двухосновными (*в*) прокладками; *г* – резинотросовая; ВС – верхняя (грузонесущая) сторона ленты; НС – нижняя (опорная) сторона ленты

Рисунок 2.3 – Конвейерные ленты

По типу тягового каркаса различают резинотканевые и резинотросовые ленты. У резинотканевых лент тяговым каркасом служат прокладки 1 из различных высокопрочных тканей. Тканевая прокладка состоит из продольных нитей основы 2 и поперечных нитей утка 3 и 4. Сверху под первой прокладкой укладывают защитную (брекерную) ткань, предохраняющую прокладки от повреждений острыми кромками груза. Ленты повышенной теплостойкости перед первой прокладкой имеют теплоизолирующий слой из асбестовой ткани.

Тканевые прокладки современных лент изготавливают из капрона, амида, нейлона, лавсана и других синтетических тканей, обладающих высокой прочностью – 600...800 Н и более на 1 мм ширины одной прокладки.

При нагрузке 0,1 номинальной прочности ленты удлинение резиноканевых лент составляет до 2...4 % в зависимости от типа прокладок, что является их недостатком. В ленте может быть от трех до восьми прокладок, в отдельных случаях до десяти, в зависимости от ширины, необходимой общей прочности и поперечной жесткости ленты. Жесткость ленты определяет ее способность принимать и сохранять желобчатую форму, задаваемую роlikооперами.

Резинотросовые ленты в качестве тягового каркаса имеют стальные тросы 5 с латунированной поверхностью для лучшего сцепления с резиной, уложенные в один ряд параллельно друг другу вдоль ленты (см. рисунок 2.3). Диаметр стального троса составляет от 4,2 до 11,5 мм. Шаг между тросами – соответственно от 9 до 18 мм. Прочность резиноканевых лент составляет от 1,5 до 6 кН на 1 мм ширины ленты, а максимальное допустимое натяжение – от 180 до 700 Н на 1 мм ширины ленты. Относительное удлинение резиноканевых лент составляет 0,25 % при нагрузке, равной 0,1 номинальной прочности ленты.

Концы резиноканевых лент соединяют при монтаже на конвейере одним из следующих способов: горячей или холодной склейкой специальными клеями в зажимных плитах (вулканизацией) или металлическими соединителями – скобами, шарнирами, внахлестку. Наиболее надежным и современным является соединение концов резиноканевой ленты при помощи вулканизации. При соединении концы ленты разделяют ступенчато по отдельным прокладкам под углом $\theta = 18...26^\circ$ к продольной оси ленты. Концы резиноканевой ленты соединяют только методом вулканизации. Концы ленты для их стыковки разделяют: снимают верхнюю и нижнюю обкладки, разрезают резиноканевый каркас на отдельные тросы и обрезают концы тросов.

Порядок выполнения работы

Изучить конструкции тяговых органов конвейеров и требования, предъявляемые к ним, определить основные параметры тяговых органов, имеющих в лаборатории.

3 Исследование работы привода ленточного конвейера

Цель работы: изучить конструкции приводов ленточных конвейеров и расчет их основных параметров, установить зависимости тягового усилия от угла обхвата, первоначального натяжения и коэффициента трения.

Ленточные конвейеры снабжаются фрикционными приводными устройствами. Передача тягового усилия и движения ленте осуществляется за счет сил трения от приводных барабанов. Фрикционный привод обеспечивает высокие скорости движения ленты и независимость ее работы от упругого удлинения и



неизбежного вытягивания. Обязательным условием действия такого привода без проскальзывания (пробуксовывания) приводного барабана является обязательное предварительное натяжение ленты, составляющее 40...200 % от полезного тягового усилия, что является существенным недостатком фрикционного привода.

Расчет фрикционного привода основан на решении, полученном еще Эйлером для неупругой гибкой нити. Впоследствии теория передачи силы трения была уточнена с установлением соотношения между натяжением ленты при набегании и сбегании с приводного барабана. Это соотношение можно установить на основании рисунка 3.1, на котором представлена расчетная схема приводного барабана с углом обхвата α и натяжения в набегающей $S_{нб}$ и сбегаящей $S_{сб}$ ветвях ленты. Выделим элементарный угол $d\alpha$ с натяжением ленты в этом месте S . Радиальная составляющая, которая прижимает ленту к барабану,

$$R = 2S \cdot \sin \frac{d\alpha}{2}.$$

Так как для малых углов $\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$, то можно записать

$$R = 2S \cdot \frac{d\alpha}{2} = S \cdot d\alpha.$$

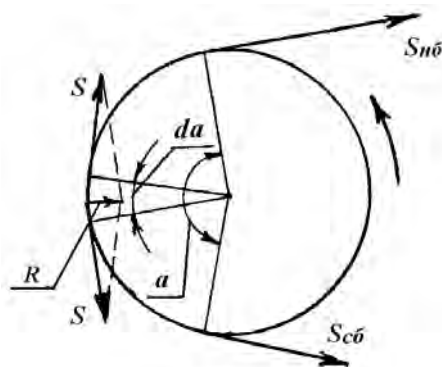


Рисунок 3.1 – Расчетная схема приводного барабана

Тогда приращение тягового усилия на дуге $d\alpha$ при коэффициенте трения μ между лентой и барабаном составит

$$dS = R \cdot \mu = \mu \cdot S \cdot d\alpha.$$

Таким образом

$$d\alpha = \frac{dS}{\mu \cdot S}.$$

Интегрируя это уравнение в пределах изменения угла $d\alpha$ от 0 до α и S от $S_{нб}$ до $S_{сб}$, получим

$$\int_0^\alpha d\alpha = \frac{1}{\mu} \int_{S_{нб}}^{S_{сб}} \frac{dS}{S}.$$

Исходя из этого

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \ln \int_{S_{сб}}^{S_{нб}} = \frac{1}{\mu} (\ln S_{нб} - \ln S_{сб}) = \frac{1}{\mu} \ln \frac{S_{нб}}{S_{сб}},$$

$$\alpha \cdot \mu = \ln \frac{S_{нб}}{S_{сб}}.$$

Используя определение логарифма, получим

$$\ell^{\mu \cdot \alpha} = \frac{S_{нб}}{S_{сб}} \text{ или } S_{нб} = S_{сб} \cdot \ell^{\mu \cdot \alpha}.$$

Величину $\ell^{\mu \cdot \alpha}$, определяющую тяговую способность приводного барабана, называют тяговым фактором.

Тяговое (окружное) усилие, которое может передать приводной барабан без учета потерь из-за жесткости ленты, составит

$$W = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб} \cdot \ell^{\mu \cdot \alpha} - S_{сб} = S_{сб} (\ell^{\mu \cdot \alpha} - 1).$$

Тяговое усилие, которое может быть передано на ленту от приводного барабана, возрастает с увеличением угла обхвата α , коэффициента трения μ и первоначального натяжения ленты $S_{сб}$.

Порядок выполнения работы

1 Изучить основные положения теории передачи силы трения, зарисовать схему лабораторной установки.

2 Установить зависимость тягового усилия от угла обхвата, первоначального натяжения, коэффициента трения, от усилия прижатия ленты к барабану прижимным роликом.

4 Исследование работы ленточного конвейера

Цель работы: изучить конструкцию ленточного конвейера и его составных частей; определить производительность и мощность привода ленточного конвейера; определить силу сопротивления движению ленты по роликоопоре.

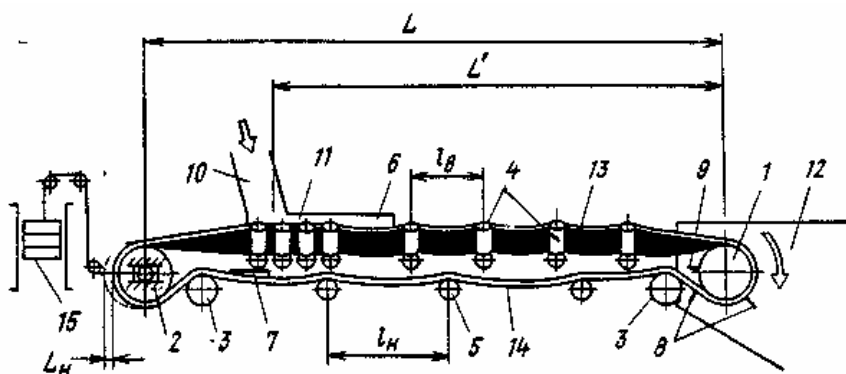
Ленточными конвейерами называют машины непрерывного транспорта, несущим и тяговым элементом которых является гибкая лента. Они широко применяются для перемещения сыпучих и штучных грузов во всех областях промышленного и сельскохозяйственного производства, в качестве элементов погрузочно-разгрузочных и перегрузочных устройств. Ленточные конвейеры могут перемещать грузы на расстояние до 3...5 км в одном конвейере (в отдельных случаях до 14 км) и до 100 км в системе из нескольких конвейеров.



Существенным преимуществом ленточных конвейеров является значительная производительность, которая при больших скоростях движения (6...8 м/с) и ширине ленты (до 3000 мм) достигает до 30000 т/ч.

К недостаткам ленточных конвейеров можно отнести высокую стоимость ленты и роlikоопор, составляющих соответственно около 50 и 30 % от общей стоимости конвейера. Следует отметить, что использование этих конвейеров затруднительно при транспортировании пылевидных, горячих и тяжелых сыпучих грузов, а также при углах наклона трассы, превышающих 18...20°.

Несущим и тяговым элементом ленточного конвейера общего назначения (рисунок 4.1) является бесконечная гибкая лента, опирающаяся верхней 13 и нижней (холостой) 14 ветвями на роlikоопоры 4 и 5 и огибающая на концах конвейера приводной 1 и натяжной 2 барабаны.



L – длина конвейера; L' – д длина транспортирования; L_n – ход натяжного устройства; l_v и l_n – расстояние между роlikоопорами соответственно верхней и нижней ветви

Рисунок 4.1 – Схема ленточного конвейера

У коротких конвейеров, часто используемых для перемещения штучных грузов, а также в местах разгрузки ленты плужковыми разгрузателями, рабочая ветвь может скользить по деревянному или металлическому настилу. Движение ленте передается фрикционным способом (трением) от приводного барабана 1. Необходимое первоначальное натяжение на сбегавшей ветви ленты создается натяжным барабаном при помощи грузового натяжного устройства 15. Для конвейеров небольшой длины (до 60 м) используют натяжное устройство винтового типа. Для увеличения угла обхвата приводного барабана и уменьшения габарита конвейера по высоте около концевых барабанов 1 и 2 установлены отклоняющие барабаны 3. Транспортируемый сыпучий груз 10 подается в загрузочное устройство 11, оборудованное направляющими 6 и лентой, транспортируется к концевому барабану 1. Под действием собственной силы тяжести и силы инерции груз поступает в разгрузочное устройство (приемную воронку) 12. Для очистки рабочей и нерабочей поверхности ленты, наружной цилиндрической поверхности приводного барабана от остатков прилипшего или просыпавшегося груза предусмотрены очистители 7, 8 и 9. В месте загрузки конвейера устанавливают с меньшим шагом амортизирующие роlikоопоры. Для опоры ленты на участке между концевыми барабанами устанавливают роlikоопоры или сплошной настил (из дерева, стали, пласт-

массы) или комбинированный (чередование настила и роlikоопор). Настил используют очень редко – обычно на конвейерах малой длины при транспортировании легких штучных грузов и в случаях применения плужковых разгрузателей при транспортировании насыпных грузов. Наибольшее распространение имеют цилиндрические роlikоопоры различных типов и конструкций.

При работе ленточного конвейера по различным причинам (несимметричная загрузка ленты, налипание груза на барабаны и ролики, неравномерная вытяжка ленты по ширине и др.) возможен поперечный сдвиг ленты с роликов. Для автоматического выравнивания хода ленты используют центрирующие роlikоопоры различных конструкций для неререверсивных и реверсивных конвейеров.

Разгрузка ленточного конвейера может осуществляться через концевой барабан в приемную воронку или в промежуточных точках (например, при распределении сыпучего груза по бункерам и силосам) с помощью барабанных или плужковых разгрузателей.

В конвейерах длиной 60...500 м используют грузовые натяжные устройства – тележечное и рамное, на конвейерах большой протяженности (500 м и более) и при сложной трассе используют грузолебедочные и лебедочные натяжные устройства, обеспечивающие натяжные усилия в несколько сот килоньютонув при тяговом усилии 100...150 кН.

Производительность ленточного конвейера при транспортировании насыпных или штучных грузов зависит от скорости движения ленты V , м/с, площади поперечного сечения насыпного груза на ленте F , м², плотности насыпного груза ρ , т/м³, шага расположения штучных грузов на ленте a , м, средней массы штучного груза m , кг, и определяется по формулам:

а) при транспортировании насыпных грузов:

– объемная производительность

$$Q_v = 3600 \cdot V \cdot F;$$

– массовая производительность

$$Q_m = 3600 \cdot V \cdot F \cdot \rho,$$

б) при транспортировании штучных грузов:

– поштучная производительность

$$N_{шт} = 3,6 \frac{V}{a};$$

– массовая производительность

$$Q_m = 3,6 \frac{V}{a} m.$$

Общее сопротивление при установившемся движении ленты по всей трассе загруженного конвейера, равное тяговому усилию, может быть определено по обобщенной формуле



$$W \approx K_D \cdot L_G [(g_G + g_{P.B} + g_L)\omega_B + (g_L + g_{P.H})\omega_H] \pm g_G \cdot H,$$

где L_G – длина горизонтальной проекции расстояния между осями концевых барабанов конвейера, м;

$g_G, g_L, g_{P.B}, g_{P.H}$ – линейные силы тяжести соответственно груза, ленты и вращающихся частей роlikоопор верхней и нижней ветвей, Н/м;

ω_B, ω_H – коэффициенты сопротивления движению соответственно верхней и нижней ветвей ленты, $\omega_B \approx \omega_H = 0,018 \dots 0,045$ в зависимости от условий эксплуатации;

H – высота подъема (+) или опускания (–) перемещаемого груза, м;

K_D – обобщенный коэффициент местных сопротивлений на оборотных барабанах отклоняющих устройствах, местах загрузки и разгрузки, зависящий от длины конвейера. Численные значения коэффициента представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Численные значения коэффициента местных сопротивлений

L_G , м	10	20	30	40	50	100	200	300	500	1000 и более
K_D	4,5	3,2	2,8	2,6	2,4	1,7	1,5	1,4	1,3	1,1

Мощность приводного двигателя с учетом коэффициента запаса ($K_3 = 1,15$) и общего КПД ($\eta = 0,8 \dots 0,9$) механизма привода

$$N = \frac{K_3 \cdot W \cdot V}{1000 \cdot \eta}.$$

Сопротивление движению ленты по роlikоопоре состоит из следующих составляющих: сопротивление от деформации груза (40...50 %), сопротивление вращению роlikов (20...25 %), сопротивление от вдавливания роlikов в ленту (10...15 %), сопротивление от изгиба ленты (10...20 %).

Порядок выполнения работы

- 1 Изучить конструкцию ленточного конвейера и основы его расчета.
- 2 Измерить ширину ленты, скорость ее движения и длину конвейера, находящегося в лаборатории и определить производительность конвейера при транспортировании заданного груза, сопротивление движению ленты и мощность привода.
- 3 Построить траекторию движения частиц груза при разгрузке через концевой барабан.



5 Изучение устройства и исследование работы пластинчатого конвейера

Цель работы: изучить конструкцию пластинчатого конвейера и его составных частей; определение силы сопротивления движению и мощности привода; определение дополнительных динамических усилий при работе конвейера.

Пластинчатые конвейеры служат для непрерывного транспортирования насыпных и штучных грузов по трассе, расположенной в вертикальной плоскости.

При специальном исполнении трасса конвейера может быть пространственной. Тяговым элементом конвейера является одна или две цепи, грузонесущим – жесткий, металлический или, реже, деревянный, пластмассовый, резиноканевый настил, состоящий из отдельных пластин. Действие динамических нагрузок на тяговые цепи ограничивает скорость их движения до 1...1,25 м/с, обычно скорость движения не превышает 0,35 м/с. Однако, благодаря желобчатой форме и большой ширине настила, их производительность достигает до 2000 т/ч и более. Дальность безперегрузочного транспортирования многоприводными конвейерами достигает 2 км. Угол наклона пластинчатых конвейеров может быть 35...60°, а в отдельных случаях при применении коробчатого настила с перегородками – до 70°.

Преимуществом пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными является их большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих и других подобных грузов, вызывающих повреждение конвейерных лент.

К недостаткам пластинчатых конвейеров относятся: большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части (пластинчатый настил с цепями).

Пластинчатый конвейер (рисунок 5.1) имеет ходовую часть с одной или двумя тяговыми цепями 3, снабженными в каждом шарнире опорными катками. Цепи приводятся в движение приводными звездочками 7 от электродвигателя 11 через редуктор 12 и открытую зубчатую передачу 9. На противоположном конце конвейера установлены натяжные звездочки с натяжным устройством 1. Катки тяговых цепей катятся по направляющим путям 6, прикрепленным к станине 5.

Настил 4 конвейера образован из бортовых (лотковых) пластин. Конвейер загружают в любом месте по длине рабочей ветви через одну или несколько рядом расположенных загрузочных воронок 2, а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 8.

В пластинчатых конвейерах применяют настилы различных типов – плоский разомкнутый, плоский сомкнутый, безбортовый волнистый, бортовой волнистый, коробчатый и др.

К специальным пластинчатым конвейерам относятся разливные машины для транспортирования и охлаждения жидкого металла, эскалаторы, пассажирские конвейеры и конвейеры с настилом сложного профиля.

Приводные звездочки пластинчатых конвейеров обычно имеют 5...8 зубьев и изготавливают их литыми из стали или составными с литым корпусом из



чугуна и венцом из листовой стали. Для обеспечения равномерной передачи тягового усилия и ликвидации возможности перекоса цепей приводные звездочки закрепляют на приводном валу со строго одинаковым взаимным расположением зубьев в обеих звездочках.

Натяжное устройство конвейера – винтовое или пружинно-винтовое, устанавливается на концевых звездочках. Ход натяжного устройства 320...1000 мм принимается в зависимости от шага тяговой цепи, обычно не менее 1...2 шага. Натяжное усилие 1...3 кН.

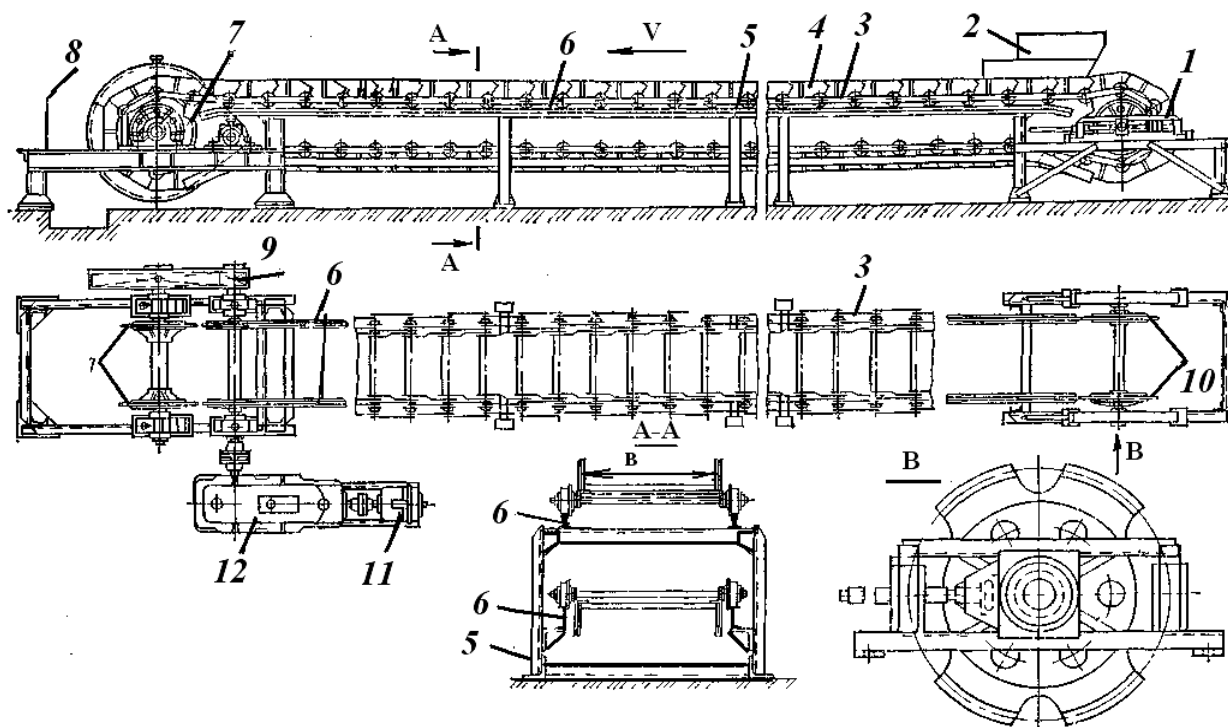


Рисунок 5.1 – Пластинчатый конвейер общего назначения

Максимальное статическое натяжение цепей S_{\max}^{cm} пластинчатого конвейера и силу сопротивления движению W для проектного расчета и предварительного выбора типоразмера цепи можно определить по приближенной обобщенной формуле

$$S_{\max}^{cm} \approx 1,05(S_{\min} + W) = 1,05\{S_{\min} + \omega[(g_{\Gamma} + g_0)L_{\Gamma} + g_0 \cdot L_X] \pm g_{\Gamma} \cdot H\},$$

где 1,05 – обобщенный коэффициент местных сопротивлений;

S_{\min} – наименьшее натяжение цепей, $S_{\min} = 2000 \dots 3000$ Н;

g_0, g_{Γ} – линейные силы тяжести Н/м;

L_{Γ}, L_X – длина горизонтальной проекции загруженной и незагруженной ветвей конвейера;

H – высота подъема (+) или опускания (–) груза, м;

ω – коэффициент сопротивления движению ходовой части пластинчатого конвейера; для катков на подшипниках скольжения – $\omega = 0,06 \dots 0,13$, для катков на подшипниках качения – $\omega = 0,02 \dots 0,045$.

Мощность привода

$$N = \frac{W \cdot V}{1000 \cdot \eta}.$$

При постоянной угловой скорости приводной звездочки скорость движения цепи не остается постоянной; она периодически изменяется (пульсирует) по определенному кинематическому закону. Длительность периодов неравномерности движения цепи равна времени поворота приводной звездочки на центральный угол, соответствующий одному звену цепи.

Неравномерность движения тягового элемента вызывает дополнительные динамические усилия, тем большие по величине, чем больше ускорения при пульсирующем движении самого конвейера и расположенного на нем груза. Эти дополнительные динамические силы не только увеличивают общую продольную силу, действующую на тяговый элемент, но и вследствие многократности действия вызывают в цепях усталостные явления.

При входе зуба приводной звездочки в зацепление с шарниром цепи происходит удар, что вызывает поперечные колебания цепи. В расчетах поперечные колебания не принимают во внимание, т. к. они распространяются на небольшой участок цепи и в них участвует незначительная часть конвейера и груза.

Максимальная продольная дополнительная динамическая сила, действующая на цепь с учетом ударного воздействия зуба на шарнир цепи

$$S_{\max}^D = K_{II} \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V}{Z} \right)^2 \frac{c_1 \cdot m_{\Gamma} + c_2 \cdot m_X}{t_{II}},$$

где K_{II} – коэффициент, учитывающий интерференцию упругих волн, $K_{II} = 0,75 \dots 1,5$;

c_1, c_2 – коэффициенты участия в колебательном процессе массы перемещаемого груза и ходовой части конвейера ($c_1 = 0,7 \dots 0,8$ для крутонаклонных конвейеров при $\beta > 20^\circ$ и $c_1 = 0,5 \dots 0,7$ для прочих конвейеров; $c_2 = 1$ при длине тягового элемента $L < 50$ м; $c_2 = 0,75$ при $L = 50 \dots 120$ м; $c_2 = 0,5$ при $L > 120$ м);

m_{Γ}, m_X – массы груза и ходовой части конвейера, кг.

Максимальное натяжение цепей с учетом дополнительной динамической нагрузки составит

$$S_{\max} = S_{\max}^{CT} + S_{\max}^D.$$

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкции пластинчатых конвейеров и основы их расчета.

2 Определить основные параметры пластинчатого конвейера, установленного в лаборатории (V, z, t_{II}, m_x).

3 Определить статическое и динамическое натяжение цепи с учетом коэффициента их неравномерного натяжения $K_n = 1,1$.



6 Изучение конструкции и исследование работы ковшового элеватора

Цель работы: изучить типы, области применения, общее устройство и разновидности элеваторов; определить производительности, натяжения тягового элемента и мощности привода; изучить критерии характера разгрузки ковшей.

Элеваторы служат для транспортирования насыпных или штучных грузов по вертикальному или крутонаклонному (под углом $60...82^\circ$ к горизонтали) направлению – вертикальные и наклонные. По роду грузонесущего элемента элеваторы бывают ковшовые, полочные и люлечные, а по типу тягового элемента – ленточные, цепные, канатные.

Ковшовые элеваторы применяют для перемещения насыпных грузов (пылевидных, зернистых, кусковых – зерна, муки, торфа, угля и т. п.) на предприятиях химической, металлургической и машиностроительной промышленности.

Люлечные и полочные элеваторы служат для транспортирования штучных грузов (мешков, ящиков, отдельных деталей) на складах и предприятиях различных отраслей промышленности.

Ковшовый элеватор (рисунок 6.1) имеет вертикально замкнутый тяговый элемент 1 с прикрепленными к нему ковшами 2. Тяговый элемент огибает верхний приводной 5 и нижний натяжной 9 барабаны (или звездочки). Ходовая часть и поворотные устройства элеватора размещаются в закрытом кожухе, состоящем из верхней части – оголовка 6, средней секции 4 и нижней части – башмака 10. Тяговый элемент с ковшами приводится в движение от привода 12, а натяжение создается натяжным устройством 8. Насыпной груз подается в загрузочный патрубок (носок) в нижней части элеватора, загружается в ковши, поднимается вверх и разгружается на верхнем барабане или звездочке в патрубок верхней части элеватора. Привод элеватора снабжен останом 11 (роликовый, храповый или нормальный закрытый автоматический тормоз) для предотвращения обратного движения ходовой части под действием силы тяжести транспортируемого груза. Кожух элеватора имеет специальные направляющие устройства (шины 7) для гашения горизонтальных колебаний тягового элемента с ковшами.

Преимуществами ковшовых элеваторов являются малые габаритные размеры, возможность подачи груза на высоту до $60...75$ м и большой диапазон производительности – $5...500$ м³/ч и более.

По расположению ковшей на тяговом элементе различают элеваторы с расставленными ковшами, т. е. расположенными на некотором расстоянии друг от друга, и с сомкнутыми ковшами.

Ковшовые элеваторы общего назначения работают с диапазоном скоростей движения ковшей $0,4 ... 2,5$ м/с. Объем ковшей составляет от 0,1 до 148 л.

Специальные ковшовые элеваторы (нории) для вертикального транспортирования зерна и муки на мукомольных и комбикормовых предприятиях и зернохранилищах изготавливаются по ГОСТ 10190 и имеют максимальную скорость

до 4 м/с, высоту подъема до 60 м и производительность от 5 до 500 т/ч зерна.

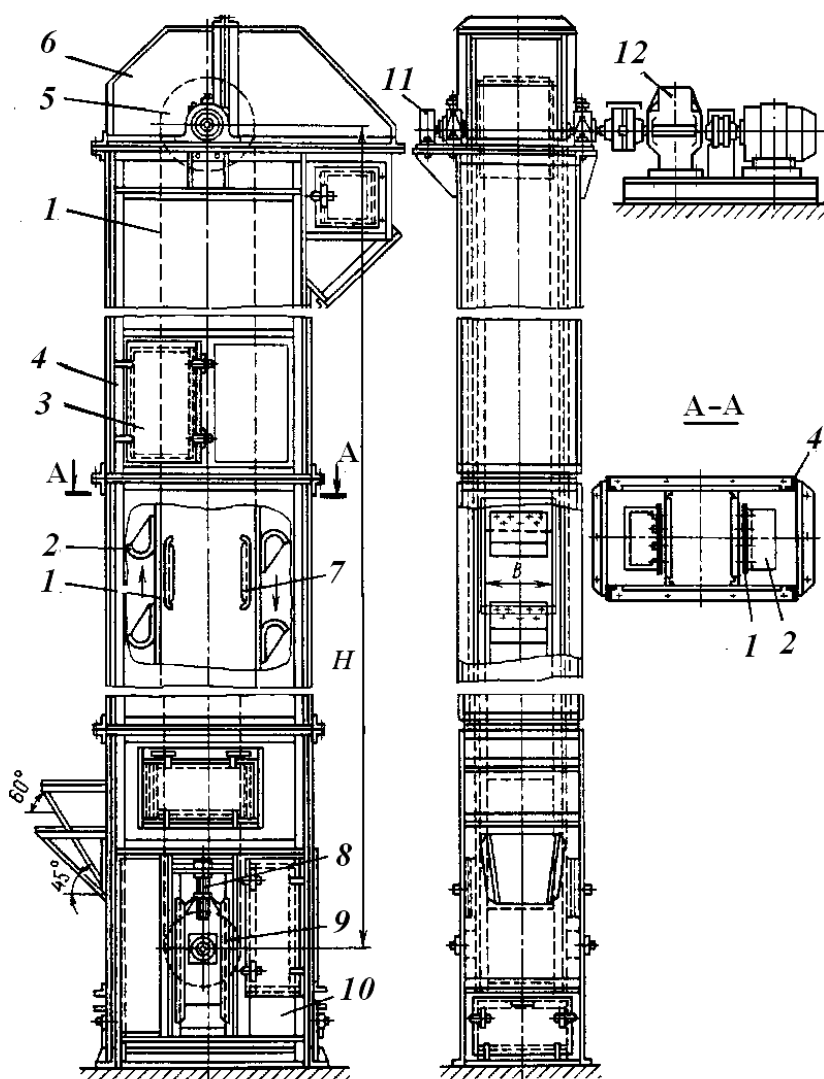


Рисунок 6. 1 – Вертикальный ковшовый элеватор

Наполнение (загрузка) ковшей элеватора производится либо зачерпыванием груза, либо насыпанием груза в ковши. Практически ковши наполняются тем и другим способом одновременно при преимущественном преобладании одного из них. Наполнение ковшей зачерпыванием применяется в элеваторах с расставленными ковшами при транспортировании хорошо сыпучих, пылевидных, зернистых и мелкокусковых насыпных грузов (угольной пыли, фрезерного торфа, зерна, песка, опилок).

Крупнокусковые и абразивные грузы (гравий, руда, уголь и т. п.) черпать ковшом со дна кожуха затруднительно, т. к. из-за больших сопротивлений возможен отрыв ковшей и даже обрыв тягового элемента. Наполнение ковшей такими грузами производится непосредственно насыпанием их в ковши. Применение этого способа возможно только при сомкнутом расположении ковшей, что не позволяет грузу просыпаться между ковшами, и при пони-

женной скорости движения (не более 1 м/с), т. к. при большой скорости ковши плохо заполняются и отбрасывают груз.

По способу разгрузки ковшей элеваторы разделяют на быстроходные с разгрузкой, главным образом, под действием центробежной силы и тихоходные с разгрузкой ковшей в основном под действием силы тяжести груза. Разгрузочный патрубок элеватора может иметь боковое и центральное расположение.

Натяжное устройство ковшовых элеваторов размещают на валу нижнего барабана или звездочки и крепят к боковым стенкам башмака элеватора. Ход натяжного устройства составляет 200...500 мм. Применяют винтовое, пружинно-винтовое или грузовое натяжное устройство.

Полочные элеваторы предназначены для подъема различных штучных грузов. Загрузка и разгрузка полок производится автоматически или вручную. Захваты-полки выполняют в виде кронштейнов с изогнутой или плоской формой опорной части в зависимости от конфигурации груза. Скорость полочных элеваторов не более 0,2...0,3 м/с.

Люлочные элеваторы, в отличие от полочных, в качестве грузонесущего элемента имеют шарнирно подвешенные к цепям люльки. Они обеспечивают загрузку и разгрузку люлек в любом месте по высоте и могут работать в реверсивном режиме. Такая особенность конструкции люлочных элеваторов позволяет использовать их в качестве оперативных складов. Для увеличения вместимости такие элеваторы имеют вертикальные и горизонтальные участки различной конфигурации.

Производительность элеваторов определяется по следующим формулам:

– ковшовых

$$Q_K = 3,6 \frac{i_0 \cdot V \cdot \rho \cdot \psi}{t};$$

– полочных

$$Q_{II} = 3,6 \frac{m_{\Gamma} \cdot V}{t},$$

где i_0 – объем ковша, л;

V – скорость движения ленты или цепи, м/с;

ρ – плотность груза, т/м³;

ψ – коэффициент заполнения ковшей, $\psi = 0,6...0,85$;

t – шаг расположения ковшей, полок или люлек, м;

m_{Γ} – масса транспортируемого штучного груза, кг.

Натяжение тягового элемента в точке набегания на приводной барабан или звездочку:

– для ковшовых элеваторов

$$S_{\max} = S_{HB} = S_{\min} + (g_{\Gamma} + g_0) + K_3 \cdot g_{\Gamma};$$

– для люлочных элеваторов

$$S_{\max} = S_{HB} = S_{\min} + (g_{\Gamma} + g_0)H;$$



– для полочных элеваторов

$$S_{\max} = S_{\text{НБ}} = S_{\min} + (g_{\Gamma} + g_0 + \frac{N_{\text{Д}}}{t})H,$$

где S_{\min} – минимальное натяжение тягового элемента при набегании и сбегании с натяжного барабана или звездочки. Для цепных элеваторов – $S_{\min} = 1 \dots 3$ кН. Для ленточных элеваторов S_{\min} определяется по условию обеспечения тяговой способности барабана;

g_0, g_{Γ} – линейная сила тяжести ходовой части элеватора и груза соответственно, Н/м;

K_3 – коэффициент зачерпывания, выражающий удельную работу, затрачиваемую на зачерпывание груза: для среднекусовых грузов – $K_3 = 2 \dots 4$ Н·м/Н, для порошкообразных и мелкокусовых грузов $K_3 = 1,25 \dots 2,5$ Н·м/Н;

H – высота подъема груза, м;

$N_{\text{Д}}$ – дополнительное сопротивление от консольного расположения груза.

Окружное усилие на приводном барабане или звездочке

$$W = S_{\text{НБ}} - S_{\text{СБ}}.$$

Мощность приводного двигателя

$$N = \frac{K_3 \cdot W \cdot V}{1000 \cdot \eta}.$$

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструктивные особенности, принцип действия, разновидности и основы расчета элеваторов.

2 Измерить основные параметры лабораторного ковшового элеватора – i_0, H, t, V, D .

3 Определить объемную производительность элеватора, характер разгрузки ковшей, мощность привода и траекторию движения частиц груза при разгрузке ковшей.

7 Ленточные конвейеры с бесконтактной опорой ленты

Цель работы: изучить конструктивные особенности и принцип работы ленточных конвейеров с бесконтактной опорой ленты (на воздушной и магнитной подушке); произвести сравнительный анализ энергозатрат при работе ленточного конвейера с роlikоопорами и на воздушной подушке.

Одним из направлений дальнейшего развития и совершенствования конструкций ленточных конвейеров являются конвейеры с бесконтактной



опорой ленты – ленточные конвейеры на воздушной подушке и ленточные конвейеры с магнитной опорой ленты. Перспектива создания конвейеров высокой производительности и большой протяженности при одновременном снижении удельного расхода энергии и металлоемкости, применения лент обычной прочности ограничивается возможностями существующих конструкций ленточных конвейеров с роlikоопорами.

В конвейерах традиционных конструкций лента на всем протяжении трассы поддерживается роlikоопорами. С увеличением ширины ленты и нагрузки на ленту от транспортируемого груза шаг расположения роlikоопор уменьшается, а их число и масса возрастают. Масса роlikоопор составляет в среднем 22...35 % от общей массы конвейера, а их стоимость – 17...25 %. При увеличении скорости движения ленты (более 3 м/с) требуется повышенная точность изготовления и тщательная балансировка роlikов. В связи с этим весьма перспективны разработки высокоскоростных ленточных конвейеров с бесконтактной опорой ленты под действием давления воздуха (на воздушной подушке) или сил магнитного поля (на магнитной подушке) без роlikоопор. К недостаткам ленточных конвейеров с бесконтактной опорой ленты под действием давления воздуха следует отнести потребность в дополнительной энергии на образование воздушной подушки, которая частично или полностью может быть компенсирована за счет уменьшения мощности на приводном барабане. Обычно избыточное давление воздуха для создания воздушной подушки составляет около $2 \cdot 10^3$ Па, что обеспечивает толщину воздушного зазора 0,4...1 мм. Мощность, необходимая на создание воздушной опоры составляет 0,3...0,8 кВт на 1 м длины конвейера в зависимости от ширины ленты и степени загрузки. Кроме того, ленточные конвейеры на воздушной подушке боятся сосредоточенных нагрузок.

Конвейер с опорой ленты на воздушную подушку (рисунок 7.1) состоит из ленты 2, огибающей приводной 3 и натяжной 1 барабаны. В средней части ветви ленты проходят под воздушными камерами 4 и 5. Из этих камер под ленту под давлением подается воздух, приподнимающий ее и создающий воздушную прослойку (воздушную подушку) между лентой и опорной поверхностью желоба, в котором движется лента.

На рисунке 7.2 представлены основные схемы образования воздушной подушки для ленточных конвейеров. Сопловая схема образования воздушной подушки является наиболее рациональной, т. к. в ней более полно используется давление сжатого воздуха – статическое и динамическое, меньший расход воздуха из-за дополнительного сопротивления истечения через сопла, лучшая вертикальная устойчивость ленты из-за уменьшения перетекания воздуха вдоль конвейера по зазору между лентой и желобом от места с большей загрузкой ленты к месту с меньшей загрузкой. Кроме того, сопла автоматически регулируют расход воздуха по длине желоба. В местах с большей загрузкой ленты из-за уменьшения зазора между лентой и желобом увеличивается сопротивление его истечению, а, следовательно, уменьшается его скорость. Это, в свою очередь, приводит к значительному уменьшению сопротивления истечению воздуха через сопла (сопротивление пропорционально квадрату скорости),

увеличению его скорости и расхода, и, как следствие, к лучшему образованию воздушной подушки между желобом и лентой.

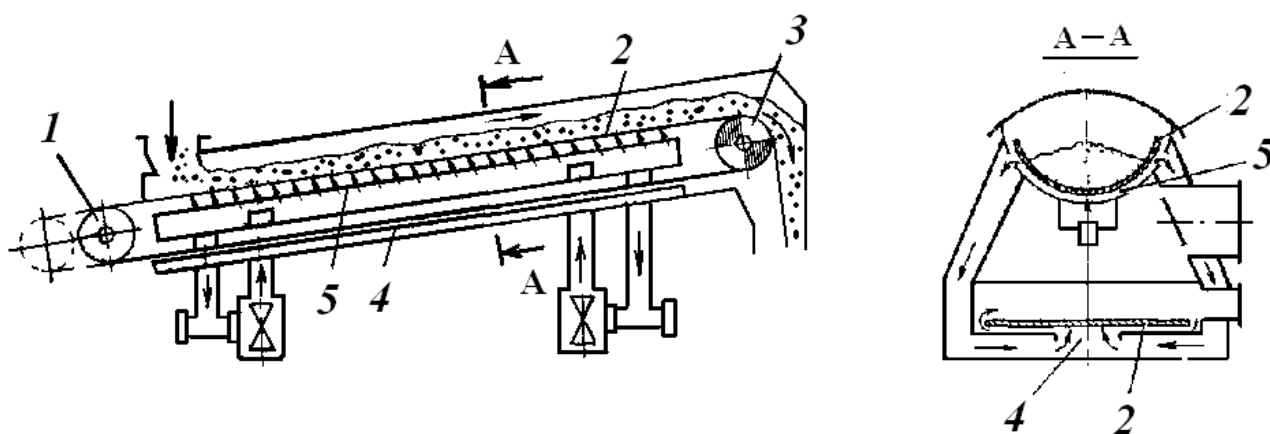
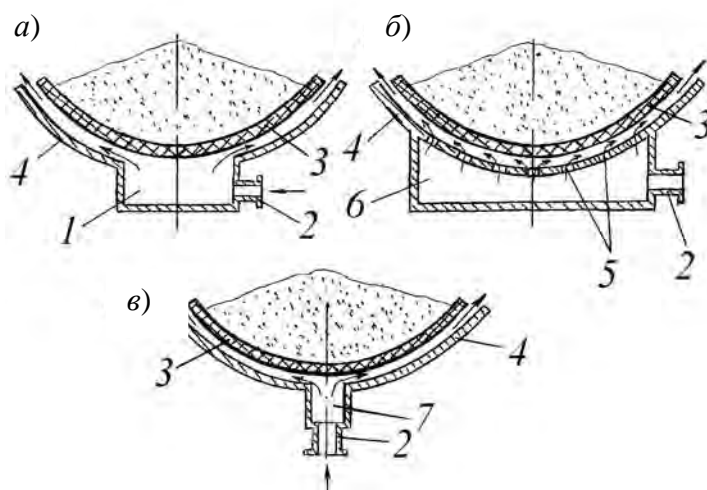


Рисунок 7.1 – Принципиальная схема конвейера с лентой на воздушной опоре (подушке)



a – камерная; *б* – сопловая; *в* – воздушная смазка; 1 – камера; 2 – воздухопровод; 3 – лента; 4 – желоб; 5 – сопла; 6 – ресивер; 7 – центральная щель

Рисунок 7. 2 – Схемы образования воздушной подушки

Камерная схема образования воздушной подушки отличается простотой конструкции, в ней меньше не только аэродинамические потери, но и меньше вертикальная устойчивость ленты из-за больших возможностей перетекания воздуха вдоль желоба.

Схема образования воздушной подушки «воздушная смазка» отличается от камерной шириной щели, через которую под ленту подводится воздух. Такой способ подачи воздуха уменьшает объем его перетекания вдоль конвейера от мест с большой загрузкой ленты к местам с малой.

Мощность привода воздуходувного агрегата для создания воздушной подушки можно ориентировочно определить по формуле

$$N = \frac{P \cdot Q}{\eta_{BA} \cdot \eta_{ДП} \cdot 1000},$$

где P – абсолютная разность давления воздуха на линии всасывания и нагнетания, Па;

Q – расход воздуха, м³/с

η_{BA}, η_{IP} – коэффициент полезного действия воздухоудвнного агрегата –
 $\eta_{BA} = 0,8$ и привода – $\eta_{IP} = 0,95$.

Абсолютная разность давления

$$P = P_{ИЗ} + P_{ВС},$$

где $P_{ИЗ}$ – избыточное давление в линии нагнетания, необходимое для образования воздушной подушки;

$P_{ВС}$ – потери атмосферного давления, т. е. разрежение (вакуум) на линии всасывания в воздухоудвнный агрегат. При ориентировочных расчетах можно принять 0,1...0,2 от $P_{ИЗ}$:

$$P_{ИЗ} \approx \frac{g_{ГР} + g_{Л}}{B_{Л}},$$

где $g_{ГР}, g_{Л}$ – линейные силы тяжести транспортируемого груза и ленты соответственно, Н/м;

$B_{Л}$ – ширина ленты, м.

Расход воздуха

$$Q = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_{ИЗ}},$$

где μ – коэффициент расхода, для узкой щели $\mu = 0,7$;

ρ – плотность сжатого воздуха, кг/м³;

S – площадь истечения воздуха из-под конвейерной ленты, м².

$$S = 2(L_{К} + B_{Л})\Delta,$$

где $L_{К}$ – длина конвейера, м;

Δ – воздушный зазор между лентой и желобом, $\Delta = 0,0004...0,001$ м.

Плотность сжатого воздуха

$$\rho = \frac{P_A}{287 \cdot T},$$

где P_A – абсолютное давление сжатого воздуха, $P_A = 0,1$ МПа + $P_{ИЗ}$;

T – температура воздуха в градусах Кельвина, $T = 273 \pm t_{\theta}$ °С.

Конвейер с магнитной опорой (на магнитной подушке) имеет обычную схему. Вместо роликоопор на грузовой и обратной ветви установлены постоянные пластинчатые ферритобариевые постоянные магниты размером



120 × 80 × 15 мм. Лента (магнитоэласт) имеет свойство постоянного магнита. Такая лента – эластичный магнит, изготавливается обычным методом горячей вулканизации. Для придания ей свойства постоянного магнита в обкладочную резину вводят порошок феррита бария. После изготовления лента намагничивается на специальной электромагнитной установке и сохраняет свойства постоянного магнита длительный срок (до 10 лет). Лента и опорные магниты располагаются одноименными полюсами ($N_K N$ или $S_K S$) друг к другу. Удельная подъемная сила постоянных магнитов составляет около 1000 Н/м² и может быть доведена до 3 кН/м².

Порядок выполнения работы

1 Изучить принцип действия, конструктивные особенности ленточных конвейеров с бесконтактной опорой ленты и основы расчета конвейеров на воздушной подушке.

2 Произвести расчет энергозатрат для условного горизонтального конвейера с роlikоопорами и на воздушной подушке ($L_K = 800$ м; $B_L = 2$ м; $g_{PB} = 1000$ Н/м; $g_{PH} = 260$ Н/м; $g_L^P = 860$ Н/м (для конвейера с роlikоопорами); $g_L^B = 260$ Н/м (для конвейера на воздушной подушке); $g_T = 7600$ Н/м; $\omega_P = 0,03$ (для конвейера с роlikоопорами); $\omega_B = 0,003$ (для конвейера на воздушной подушке); $V_L = 2,5$ м/с).

8 Изучение конструкции и исследование работы подвешенного конвейера

Цель работы: изучить конструктивные особенности и принцип действия подвешенного грузонесущего конвейера и основы его расчета. Определить сопротивление движению и мощность привода подвешенного грузонесущего конвейера.

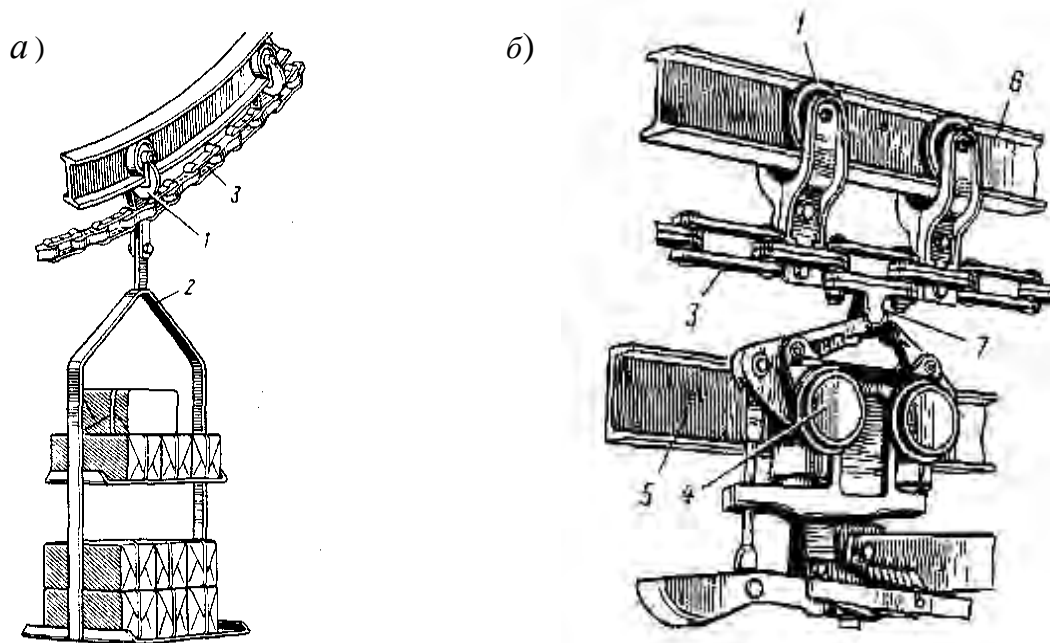
Подвесные конвейеры разделяют на грузонесущие, толкающие, грузоведущие и комбинированные (несущие-толкающие, несущие-грузоведущие) и служат для непрерывного (редко для периодического) транспортирования различных штучных грузов по замкнутому контуру сложной пространственной трассы. На рисунке 8.1 представлены грузонесущий (а) и толкающий (б) подвесные конвейеры.

Несмотря на значительные различия в характере перемещения грузов и способе соединения тяговой цепи с подвеской, конструкции отдельных элементов подвешенных конвейеров всех типов имеют много общего. Тяговые цепи, приводы, поворотные и натяжные устройства для конвейеров всех типов имеют одинаковые конструкции. Различные конструктивные исполнения характерны для ходовых путей, кареток, тележек.

На подвешенных конвейерах можно транспортировать штучные грузы, разно-



образные по форме, размерам и массе (от нескольких миллиметров до 12 м, от доли килограмма до 8 т). Подвески загружаются и разгружаются на ходу конвейера автоматически или вручную – непосредственно или с применением подъемных устройств. Скорость подвесных конвейеров составляет 0,1...30 м/мин, а грузоведущих – до 45 м/мин.



а – грузонесущий; *б* – толкающий; *1* – каретка; *2* – подвеска; *3* – цепь; *4* – тележка; *5* – грузовой путь (второй швеллер условно не показан); *6* – тяговый путь; *7* – толкатель

Рисунок 8.1 – Схемы подвесных конвейеров

Подвесные конвейеры имеют следующие особенности и преимущества: пространственная трасса протяженностью до 500 м в одноприводных конвейерах; легкая приспособляемость трассы конвейера к изменениям технологического процесса производства; возможность создания на конвейере подвижного запаса изделий; малый расход энергии на транспортирование; возможность автоматизации многих процессов. Благодаря этим преимуществам подвесные конвейеры нашли широкое применение в различных отраслях промышленности.

В подвесных конвейерах, расположенных в горизонтальной плоскости, используют пластинчатые роликовые цепи с шагом 65...200 мм. Для пространственных конвейеров используют цепи с двухсторонней гибкостью – двухшарнирные цепи с сомкнутыми и разомкнутыми шарнирами.

Каретка подвесного конвейера (рисунок 8.2) состоит из двух катков *2* с консольными осями, кронштейнов *3* и прокладки *4*. Кронштейны соединяются друг с другом болтами *1* после установки во внутреннее звено *5* разборной цепи. Выступы *8* кронштейнов жестко фиксируют положение звена цепи. Болт *6* с втулкой *7* служит для шарнирного крепления грузовой подвески.

Шаг кареток в конвейерах с вертикальными перегибами обычно принимают 4...10 шагам цепи, но не более 800...960 мм. У горизонтальных конвейеров без вертикальных перегибов шаг кареток можно увеличить

до 1200...1600 мм. Поворотные звездочки и блоки имеют радиус 300...1300 мм, радиус роликовых батарей – 1,0...2,5 м; радиус направляющих шин 0,63...2,5 м. Радиус поворотного устройства выбирают из условия свободного прохождения подвесок с грузами на повороте. При этом минимальный зазор между выступающими частями грузов и подвески должен быть не менее 100...150 мм.

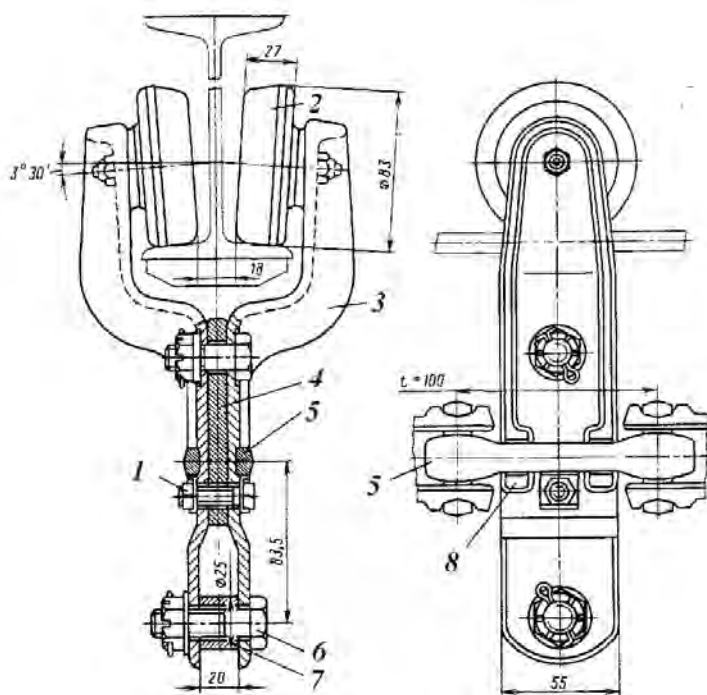


Рисунок 8.2 – Каретка подвешенного грузонесущего конвейера

Подвесной путь, по которому движутся каретки, называют направляющим, или ходовым. Его выполняют из прокатных или гнутых профилей из сталей Ст 3, Ст 5 или 45, 09Г2С, 14Г2. При конструировании крепления пути конвейера стремятся максимально использовать конструктивные элементы здания.

В подвесных конвейерах применяют угловой привод с углом поворота 90 или 180° и прямолинейный гусеничный привод.

В подвесных конвейерах применяют грузовые, пневматические, пружинно-винтовые и винтовые натяжные устройства. Ход натяжного устройства 250, 400 и 600 мм. Наибольшее распространение получили грузовые натяжные устройства.

Несущими элементами в подвесном конвейере служат подвески разнообразной конструкции, зависящей от характера груза, его габаритных размеров и массы, назначения конвейера и способа его загрузки и разгрузки. Подвески выполняют в виде этажерок, подхватов, цепных тяг, крюков и др.

Загрузка и разгрузка подвесок могут производиться вручную, при помощи подъемных устройств, полуавтоматически и автоматически.

Производительность подвешенного конвейера определяется по формулам:

– штучная

$$Z = 3600 \frac{z \cdot V}{a_{II}};$$

– массовая

$$Q = 3600 \frac{m \cdot z \cdot V}{a_{II}},$$

где V – скорость движения конвейера, м/с;
 z – количество штучных грузов на подвеске;
 m – масса штучного груза, кг;
 a_{II} – шаг расположения подвесок (расстояние между подвесками), м.

Наименьший шаг подвесок $a_{II \min}$ должен обеспечивать свободную проходимость грузов наибольших габаритных размеров на горизонтальных поворотах наименьшего радиуса и на наклонных участках с наибольшим углом наклона.

Наибольшее расчетное натяжение тягового элемента можно определить по обобщенной формуле

$$S_{\max} = S_0 \cdot K_M + \omega(g \cdot L_T + g_0 \cdot L_X)(1 + B \cdot K) \pm g \cdot H,$$

где S_0 – первоначальное натяжение цепи, $S_0 = 500 \dots 1000$ кН;

ω – коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке;

L_T, L_X – горизонтальная проекция загруженной и холостой ветвей конвейера соответственно, м;

B – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов, $B = 0,5 \dots 0,3$ (меньшее значение для конвейеров, имеющих более пяти поворотов и перегибов);

H – наибольшая высота подъема (+) или опускания (–) груза на трассе конвейера, м;

g, g_0 – линейные нагрузки на загруженной и незагруженной (холостой) ветви конвейера соответственно, Н/м.

K_M – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток,

$$K_M = \varphi^X \cdot \gamma^Y \cdot \lambda^Z,$$

где φ, γ, λ – коэффициенты сопротивлений на вертикальном перегибе, горизонтальном повороте на звездочке и на роликовой батарее соответственно;

x, y, z – число вертикальных перегибов, горизонтальных поворотов на звездочках и на роликовых батареях соответственно.

Порядок выполнения работы

1 Изучить общее устройство и составные части подвесных конвейеров, их основные типы и основы расчета.

2 Представить схему подвесного грузонесущего конвейера, находящегося в лаборатории и определить его основные параметры.

3 Произвести демонтаж и монтаж ходовой каретки.



9 Исследование работы винтового конвейера

Цель работы: изучить принцип действия, конструктивные особенности винтовых конвейеров и основы их расчета. Экспериментально установить поправочные коэффициенты снижения производительности винтового конвейера с увеличением угла наклона и сравнить с рекомендуемыми.

Винтовые конвейеры используются для транспортирования пылевидных, порошкообразных и мелкокусковых насыпных грузов на расстояние до 40 м по горизонтали и до 30 м по вертикали при производительности до 100 т/ч на химических и мукомольных предприятиях, на предприятиях строительных материалов, на машиностроительных предприятиях для уборки металлической отгрузки от металлорежущих станков.

Винтовые конвейеры выполняют горизонтальными или пологонаклонными под углом до 20° и вертикальными или крутонаклонными. Винтовыми конвейерами нецелесообразно транспортировать липкие, сильно уплотняющиеся и высокоабразивные грузы.

Преимущества винтовых конвейеров: простота устройства и несложность технического обслуживания; небольшие габаритные размеры; удобство промежуточной загрузки и разгрузки; герметичность, что особо важно при транспортировании пылящих, горячих грузов.

Недостатки винтовых конвейеров: высокий удельный расход энергии; значительное истирание и измельчение груза; повышенный износ винта и желоба; чувствительность к перегрузкам, ведущая к образованию внутри желоба (особенно у промежуточных подшипниковых опор) скопления груза.

Горизонтальный или пологонаклонный винтовой конвейер представлен на рисунке 9.1 и состоит из винта, в виде расположенного в подшипниках продольного вала 1 с укрепленными на нем винтовыми витками 2. Винт располагается в желобе 3 с полуцилиндрическим днищем. С одного из торцов конвейера расположен привод 4 для вращения винта. Насыпной груз подается в желоб через одно или несколько отверстий 5 в его крышке и вращающимся винтом перемещается вдоль желоба. Движение груза под действием вращающегося винта образно можно сравнить с движением по винту гайки, удерживаемой от совместного с ним вращения. Совместному вращению груза с винтом препятствуют силы тяжести груза и силы трения его о желоб. Разгрузка желоба производится через одно или несколько отверстий 6 в днище, оборудованных затворами.

Винт конвейера может быть выполнен с правым или левым направлением спирали, одно- двух- или трехзаходным. Поверхность винта может быть сплошной, ленточной, фасонной или прерывистой в виде отдельных лопастей (рисунок 9.2). Винты со сплошной поверхностью применяют при перемещении сухого мелкозернистого и порошкообразного насыпного груза, не склонного к слеживанию. Ленточные, фасонные и лопастные винты применяют для перемещения слеживающихся грузов, или при необходимости перемещения груза и

его интенсивного перемешивания. В этом случае процесс перемещения груза может совмещаться с технологической операцией.

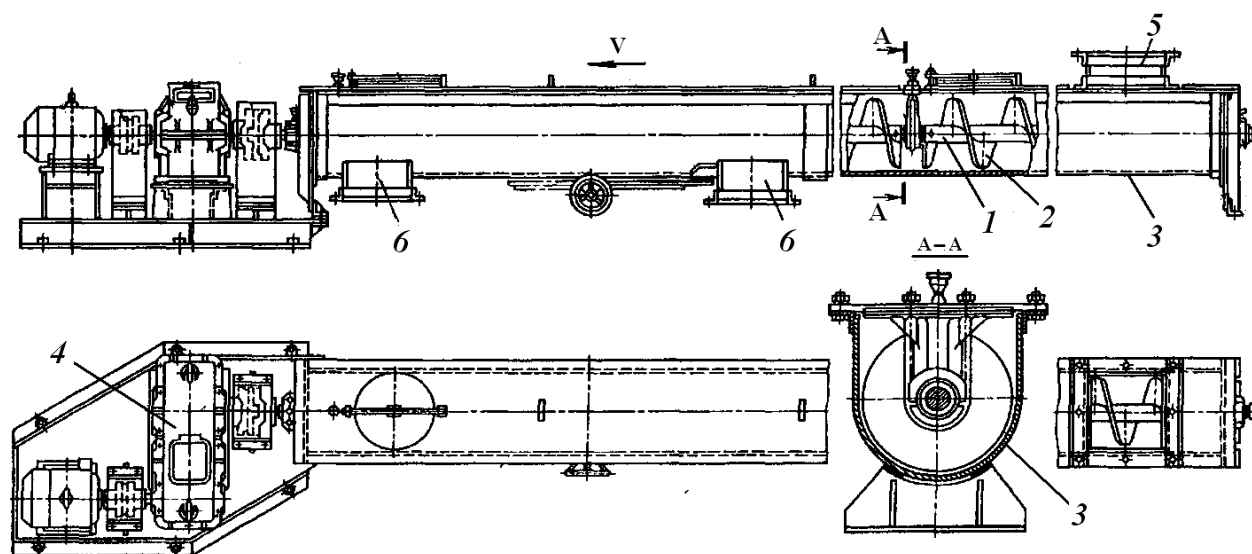
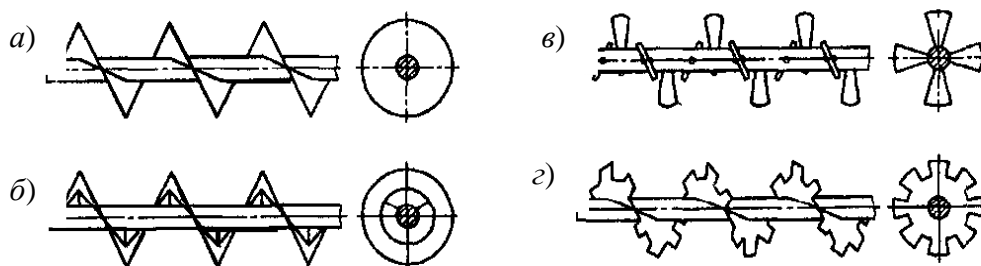


Рисунок 9.1 – Горизонтальный (пологонаклонный) винтовой конвейер



а – со сплошной винтовой поверхностью; *б* – ленточный; *в* – лопастной; *г* – фасонный

Рисунок 9.2 – Винты конвейеров

Вал винта для удобства сборки состоит из отдельных секций и может быть сплошным или трубчатым. Трубчатые валы имеют меньшую массу, а их более удобно соединять между собой с помощью вставляемых по концам коротких соединительных валиков. Вал винта опирается о концевые и промежуточные опоры, оборудованные подшипниками качения или скольжения. Промежуточные подшипниковые опоры подвешиваются сверху с помощью поперечных планов, укрепленных на желобе. Они должны иметь малый диаметр и длину, т. к. витки на этом участке отсутствуют, и груз должен проталкиваться. Это способствует скоплению груза у промежуточных опор. Концевые подшипниковые опоры крепят в торцовых стенках желоба, в одной из которых предусматривается упорный подшипник для восприятия действующей вдоль вала осевой нагрузки. Упорный подшипник обычно устанавливают со стороны, в которую перемещается груз с целью, чтобы вал работал не на сжатие, а на растяжение.

Производительность горизонтальных и пологонаклонных винтовых конвейеров зависит от диаметра винта D , м, шага t , м, частоты вращения

винта n , об/мин, и коэффициента наполнения поперечного сечения винта ψ :

$$Q = 60 \frac{\pi \cdot D^2}{4} t \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot c,$$

где ρ – плотность груза, т/м³;

c – поправочный коэффициент, зависящий от угла β наклона конвейера.

Значения коэффициента c представлены в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Численные значения поправочного коэффициента c

β , град	0	5	10	15	20
c	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Скорость транспортирования

$$V = \frac{t \cdot n}{60}.$$

Коэффициент наполнения ψ , в целях избежания скопления груза у промежуточных подшипниковых опор, принимают небольшим в зависимости от свойств насыпных грузов (таблица 9.2). Шаг винта для легкоперемещаемых грузов принимают $t = D$, для трудноперемещаемых грузов его уменьшают до $t = 0,8 D$, или применяют двух- и трехзаходные винты.

Частоту вращения винта определяют в зависимости от рода груза и диаметра винта из условия обеспечения спокойного, без пересыпания через вал продвижения груза. Наибольшую допустимую частоту вращения винта определяют по эмпирической формуле

$$n_{\max} = \frac{A}{\sqrt{D}},$$

где A – коэффициент, принимаемый на таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Значения расчетных коэффициентов ψ , A , ω

Род груза	Расчетный коэффициент		
	ψ	A	ω
Легкие и неабразивные (зерно, мука, древесные опилки)	0,4	65	1,2
Легкие и малоабразивные (мел, угольная пыль, асбест, торф, сода)	0,32	50	1,6
Тяжелые и малоабразивные (соль, кусковой уголь, глина сухая)	0,25	45	2,5
Тяжелые и абразивные (цемент, зола, песок, глина сухая, шлак, дробленая руда)	0,125	30	4,0

Диаметр винта принимают ориентировочно по условию обеспечения заданной производительности. Принятый диаметр винта необходимо



проверить на кусковатость груза:

$$D \geq (10...12)a; \quad D \geq (4...6)a_{\max},$$

где a – размер типичного куска для сортированного груза;

a_{\max} – размер наибольших кусков для рядового (несортированного) груза.

Общее сопротивление движению груза в винтовом конвейере складывается из сил трения груза о желоб и поверхность винта, сопротивления в подшипниковых опорах винта, сопротивления подъему при перемещении вверх. Кроме того, в винтовом конвейере действуют дополнительные, трудноучитываемые сопротивления, возникающие из-за скопления груза у промежуточных опор, трения на кромке винта о частицы груза, затягиваемые в зазор между винтом и желобом, и перемешивания груза. Поэтому при определении мощности пользуются полученным опытным путем коэффициентом сопротивления ω , представленным в таблице 9.2.

$$N = \frac{Q}{360}(H + L \cdot \omega).$$

Крутящий момент на валу винта

$$M = \frac{1000 \cdot 60 \cdot N \cdot \eta}{2 \cdot \pi \cdot n},$$

где N – необходимая мощность на перемещения груза, кВт;

η – КПД механизма привода;

n – частота вращения винта, об/мин.

Наибольшая действующая на винт продольная сила

$$P = \frac{M}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

где α и φ – угол подъема винтовой линии на радиусе r и угол трения груза о поверхность винта соответственно;

r – радиус, на котором действует сила P , м; ориентировочно принимают

$$r = (0,7...0,8) \frac{D}{2}.$$

В вертикальных винтовых конвейерах для создания необходимой центробежной силы, прижимающей груз к внутренней поверхности желоба (трубе), винт должен иметь достаточную большую частоту вращения, т. е. в противоположность горизонтальным конвейерам, для которых ограничивается макси-



мальная частота вращения, в вертикальных конвейерах ограничивается минимально допустимая (критическая) частота вращения винта $n_{кр}$

$$n_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{D \cdot f_k} \operatorname{tg}(\alpha + \rho_B)},$$

где D – диаметр желоба;

f_k – коэффициент трения груза о кожух;

α – угол подъема винтовой поверхности по наружной кромке винта;

ρ_B – угол трения груза о поверхность винта.

При частоте вращения $n > n_{кр}$ частица груза движется вверх по винтовой поверхности.

Порядок выполнения работы

1 Изучить принцип действия, конструктивные особенности и основы расчета винтовых конвейеров. Измерить и определить основные параметры (D, t, n) винтового конвейера находящегося в лаборатории. Теоретически определить производительность винтового конвейера при транспортировании песка и углах наклона 0, 10 и 20 град.

2 Экспериментально определить производительность винтового конвейера путем установления времени транспортирования порции песка массой 10...14 кг при углах наклона 0, 10 и 20 град. Сравнить полученные теоретические и экспериментальные результаты.

10 Устройство и исследование работы опускной секции подвесного конвейера

Цель работы: изучить устройство и работу опускной секции и ее назначение, произвести расчет максимального натяжения подъемной цепи.

Опускная секция подвесного толкающего конвейера предназначена для передачи заготовок на другое транспортирующее устройство или приема из него. В лабораторной установке с подвесного конвейера передаются на пластинчатый конвейер отливки блоков цилиндров ДВС. Опускная секция представлена на рисунке 10.1 и содержит опускной участок грузового пути 1, жестко прикрепленный с помощью консольного кронштейна 2 к каретке 3 имеющей возможность перемещения по вертикальной направляющей 4. Подъем и опускание каретки 3 производится пластинчатой цепью 5, огибающей нижнюю 6 и верхнюю 7 приводную звездочки. Верхняя левая ветвь цепи 5 соединена с кареткой 3 с помощью пружинного компенсатора. Грузовые тележки 8 с подвесками 9, с размещенными на них грузами 10, перемещаются по грузовому пути 11 тяговой цепью 12, оборудованную толкателями 13. При



подходе тележки 8 на наклонный участок грузового пути 14, она выходит из зацепления с толкателем 13 и доводочной пластинчатой цепью 15, оборудованную толкателем 16, устанавливается на опускную секцию 1. После срабатывания концевого выключателя включается привод звездочки 8 и каретка 3 вместе с опускной секцией 1 и подвеской 9 с грузами опускаются. После установки грузов нижнего яруса на пластинчатый конвейер 17, последний включается и перемещает их, освобождая место для установки грузов верхнего яруса. После освобождения подвески 9 от грузов, она кареткой 3 поднимается вверх в исходное положение. Включается привод цепи 15 и она толкателем 16 перемещает тележку 8 по грузовому пути 11 преодолевая подъем. Включается привод цепи 12 и при ее движении толкатели 13 захватывают тележку 8 и перемещают ее по трассе конвейера. Передача грузов с пластинчатого конвейера на подвесной осуществляется в обратной последовательности.

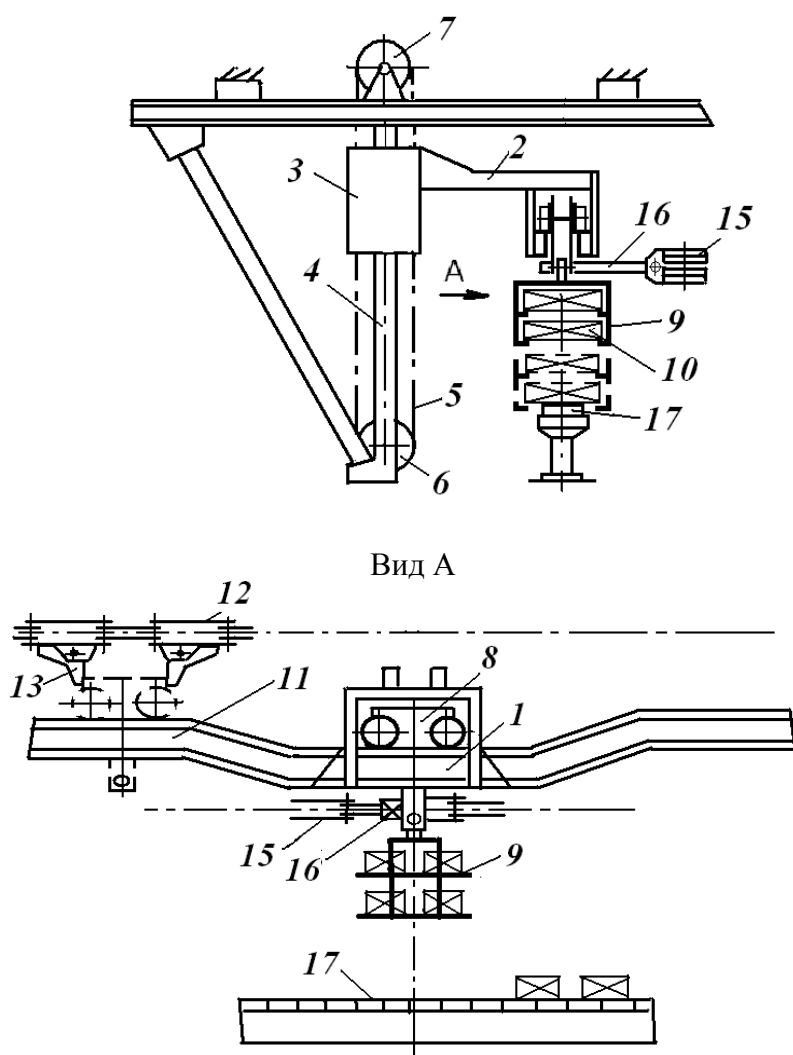


Рисунок 10.1 – Опускная секция подвешеного толкающего конвейера

Расчет максимального натяжения пластинчатой цепи для подъема каретки осуществляется на основании расчетной схемы, представленной на рисунке 10.2.

Максимальное натяжение цепи $P_в$ при подъеме груженой каретки определяется из условия ее равновесия с учетом сопротивления движению

направляющих роликов

$$G_{ГП} \cdot L + G_K \cdot l_1 - (P_B - P_H)l - P_\Gamma \cdot H = 0;$$

$$P_B - P_H - G_K - G_{ГП} - P_\Gamma \cdot \mu = 0,$$

где $G_{ГП}$, G_K – сила тяжести груза с подвеской и каретки соответственно, $G_{ГП} = 1600$ Н, $G_K = 850$ Н;

P_B, P_H , – сила натяжения верхней и нижней ветви цепи, предварительное натяжение цепи соответственно $P_H = 1500$ Н;

P_Γ – горизонтальные нагрузки на направляющие ролики;

μ – сопротивление движению направляющих роликов;

l, l_1 – плечи действия сил в соответствии с рисунком 10.2.

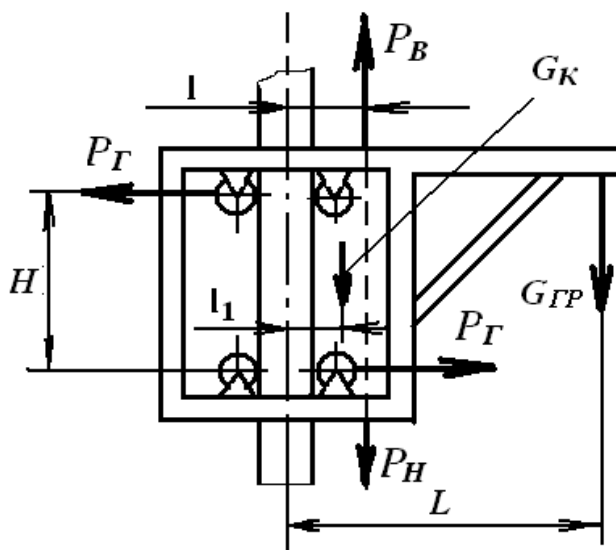


Рисунок 10.2 – Схема для расчета максимального натяжения цепи

Из первого уравнения

$$P_\Gamma = \frac{G_{ГП} \cdot L + G_K \cdot l_1 - (P_B - P_H)l}{H}.$$

Из второго уравнения

$$P_B = P_H + G_K + G_{ГП} + P_\Gamma \cdot \mu.$$

Порядок выполнения работы

1 Изучить устройство, принцип действия, конструктивные особенности опускной секции подвесного конвейера.

2 Определить максимальное натяжение цепи P_e при подъеме груженной каретки. Недостающие параметры определить по лабораторной установке.

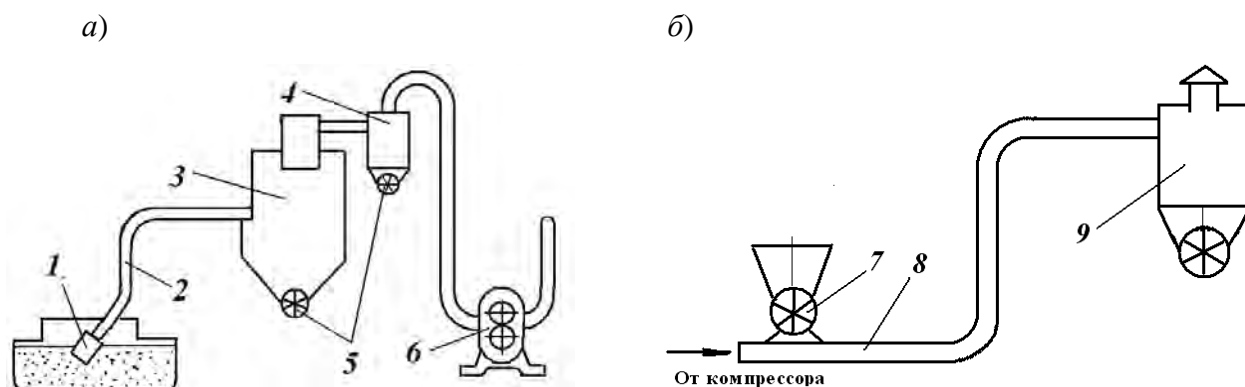
11 Устройство и исследование работы пневмотранспортной установки

Цель работы: изучить устройство и работу пневмотранспортной установки и произвести расчет ее основных параметров.

Пневматический транспорт находит широкое применение в различных отраслях промышленности, в строительстве, в сельском хозяйстве. Основными видами грузов, перемещаемых пневматическим способом, является цемент, пылевидный или мелко- и среднекусковой уголь, зерно, апатитовый концентрат, зерно, фрезерный торф, древесная стружка и опилки и им подобные.

Основные преимущества пневматического перемещения грузов: отсутствие потерь груза и предохранение его от влияния внешней среды; возможность перемещения груза по сложной трассе; обеспечение безопасных условий при транспортировании вредных химических и остропахнущих грузов.

К недостаткам пневмотранспорта можно отнести высокий удельный расход энергии, интенсивный износ трубопроводов, трудность транспортирования влажных грузов, крупнокусковых (не более 80 мм), усложнение отделения от воздуха в конечном пункте тонкодисперсных грузов. По способу создания в трубопроводе разности давлений пневмотранспортные установки разделяют на три группы: всасывающие (или вакуумные), нагнетательные (напорные), представленные на рисунке 11.1, и комбинированные – всасывающе-нагнетательные. Во всасывающей установке груз забирается через всасывающий насадок (сопло) 1. По трубопроводу 2 он транспортируется до приемного резервуара отделителя 3, в котором выпадает из струи воздуха благодаря тому, что струя здесь резко теряет скорость. Далее воздух отсасывается во второй резервуар меньшего объема – пылеуловительный циклон. Груз через шлюзовые затворы 5 выгружаются отдельно из отделителя и пылеуловителя. Разрежение в трубопроводах, в отделителе и пылеуловителе создается воздушодувной машиной 6, из которой воздух выбрасывается в атмосферу.



a – всасывающая; *б* – нагнетательная

Рисунок 11.1 – Схемы пневмотранспортных установок

В нагнетательной установке груз вводится в трубопровод со сжатым воздухом барабанным ячеечным питателем 7 и по трубопроводу 8 транспортируется в отделитель 9.

Исходными данными для расчета основных параметров пневмотранспортной установки являются производительность Q , т/ч, длина L , м, и конфигурация трассы.

Скорость воздуха в пневмотранспортной установке

$$V_B = a_{KP} \sqrt{\rho_{\Gamma} + B \cdot L_{ПП}^2},$$

где a_{KP} – коэффициент крупности частиц груза, $a_{KP} = 17 \dots 22$;

ρ_{Γ} – плотность груза, т/м³;

B – эмпирический коэффициент, $B = (2 \dots 5) \cdot 10^5$;

$L_{ПП}$ – приведенная длина трубопровода, м.

$$L_{ПП} = L_{ЭК} + L,$$

где $L_{ЭК}$ – длина горизонтального участка трубопровода, эквивалентная потери давления в местных сопротивлениях (сопло, разгрузатель и т. п.).

Для сопла $L_{ЭК}^C$ и разгрузателя с циклоном $L_{ЭК}^{PC}$

$$L_{ЭК}^C = 150 \frac{1 + 0,4\Psi}{\Psi} d, \quad L_{ЭК}^{PC} = 300 \frac{1 + 0,4\Psi}{\Psi} d,$$

где d – диаметр трубопровода, м.

Ψ – массовая концентрация смеси – отношение массы перемещаемого груза к массовому расходу воздуха за то же время. На основании опытных данных рекомендуется: зерно и продукты его переработки – $\Psi = 5 \dots 25$, цемент, угольная пыль – $\Psi = 12 \dots 40$, щебень, песок – $\Psi = 3 \dots 20$;

По опытным данным можно принять скорость воздуха при транспортировании древесных опилок – 13...18 м/с, песка – 22...24 м/с, минерального порошка – 8...18 м/с, цемента – 9...18 м/с.

Расход воздуха

$$V = \frac{Q}{3,6 \cdot \mu \cdot \rho_B},$$

где ρ_B – плотность воздуха.

Диаметр трубопровода

$$d = 0,6 \sqrt{\frac{Q}{\Psi \cdot \rho_B \cdot V_B}}.$$

Динамический напор, расходуемый на преодоление сил инерции груза и воздуха, т. е. сообщение им кинетической энергии



$$P_{\text{д}} = \frac{\rho_B \cdot V_B^2}{2} (1 + 0,72\Psi).$$

Статический напор $P_{\text{СТ}}$, расходуемый на преодоление сил трения воздуха P_T^B и смеси P_T^{CM} о стенки трубопровода, сил местных сопротивлений при поворотах трубопровода P_M и на подъем транспортируемой смеси груза с воздухом на высоту P_h :

$$P_{\text{СТ}} = P_T^B + P_T^{CM} + P_M + P_h;$$

$$P_T^B = \Upsilon \frac{L_{\text{ПП}} \cdot \rho_B \cdot V_B^2}{2 \cdot d},$$

где Υ – коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода, $\Upsilon = 0,0015$;

$$P_T^{CM} = P_T^B (1 + c \cdot \Psi),$$

где c – коэффициент, принимаемый в соответствии с таблицей 11.1.

$$P_M = \omega \frac{P_B \cdot V_B^2}{2} (1 + c \cdot \Psi),$$

где ω – коэффициент местного сопротивления, зависящий от отношения радиуса поворота $R_{\text{П}}$ к диаметру d трубопровода и углов поворота β (таблица 11.2).

Таблица 11.1 – Значения коэффициента c

V_B , м/с	13	15	17	19	21	23	25	26
c	0,68	0,58	0,49	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31

Таблица 11.2 – Значения коэффициента местного сопротивления ω

$R_{\text{П}}/d$	Угол поворота β						
	20°	40°	60°	80°	100°	120°	140°
2	0,05	0,09	0,12	0,14	0,16	0,17	0,18
6	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11
10	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08

Потери давления на подъем груза на высоту H

$$P_h = \rho_B \cdot g \cdot H (1 + \Psi).$$

Мощность двигателя для привода воздуходувной машины

$$N_{\text{ДВ}} = \frac{k_3 \cdot k_M \cdot P \cdot V}{1000 \cdot \eta_0 \cdot \eta_M},$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности, $k_3 = 1,1$;

k_M – коэффициент, учитывающий потери воздуха из-за некачественных уплотнений, $k_M = 1,1 \dots 1,5$;

η_0 – КПД привода воздуходувной машины;

η_M – КПД воздуходувной машины, $k_M = 0,65 \dots 0,85$.

Порядок выполнения работы

1 Изучить устройство, принцип действия пневмотранспортных установок.

2 По вышеизложенной методике определить расчетом основные параметры лабораторной пневмотранспортной установки.

12 Изучение и исследование работы устройств безопасности подвешенного конвейера

Цель работы: изучить устройство и работу привода подвешенного конвейера. Изучить устройство и работу ловителей кареток на участках спуска и подъема.

Для предохранения механизма привода и ходовой части конвейера от поломок из-за случайных перегрузок или задевания подвесок за неподвижные конструкции на приводной звездочке устанавливается срезной штифт, который срезается при превышении расчетного тягового усилия на 25 %. Привод так же оборудуется автоматическим устройством для отключения электродвигателя при срезании штифта. Указанное устройство безопасности представлено на рисунке 12.1 и содержит выходной вал 1 редуктора 2 со шпонкой 3, на котором насажена внутренняя втулка 4 и пластина 5. На внутреннюю втулку 4 насажена наружная втулка 6, к которой болтами 7 прикреплена приводная звездочка 8 подвешенного конвейера. К пластине 5 прикреплен корпус 9 с подпружиненным штифтом 10. Левая сторона штифта 10 под воздействием сжатой пружины вдавливают шарик 11 в коническую выточку, предусмотренную в верхней части наружной втулки 6. Крутящий момент от внутренней втулки 4 к наружной втулке 6 передается срезным штифтом 12. В нижней части корпуса редуктора 1 жестко прикреплен кронштейн 13 с концевым выключателем 14.

Вращающий момент от выходного вала 1 редуктора 2 через шпонку 3 передается на внутреннюю втулку 4 и через срезной штифт 12 на наружную втулку 6 и на приводную звездочку 8. При превышении тягового усилия штифт 12 срезается, втулка 6 со звездочкой 8 останавливаются. Пластина 5 с корпусом 9 продолжают дальнейшее вращение. При этом шарик 11 выдавливается из конического углубления втулки 6 и, преодолевая сопротивление пружины, перемещает шток 10 вправо и при подходе к неподвижному концевому выключателю 14 отключает привод. Сигнал о срезании штифта и остановке конвейера передается в диспетчерскую.

При обрыве или случайном разъединении тяговой цепи на наклонных

участках каретки и подвески с грузами под действием силы тяжести будут стремиться скатиться вниз, что может вызвать повреждения грузов и самого конвейера. Для предупреждения этого на участках подъема и спуска с перепадом высот более 1 м устанавливают ловители, которые при обрыве цепи захватывают и останавливают ее. На рисунке 12.2, а) представлен ловитель, установленный на участке подъема конвейера, который содержит шарнирно закрепленный двуплечий рычаг 1, удерживаемый в нейтральном положении спиральной пружиной, путевого бесконтактный выключатель 2 и упор 3.

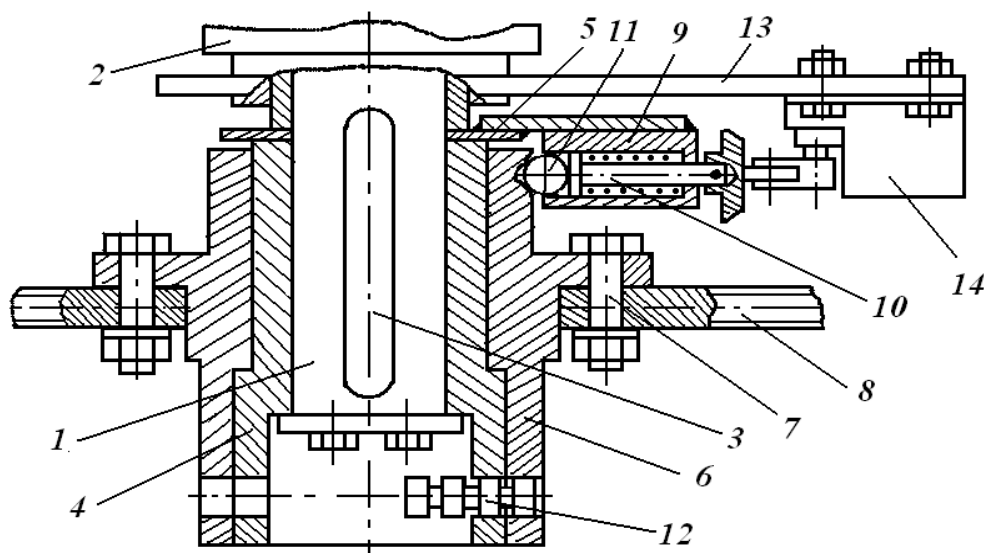
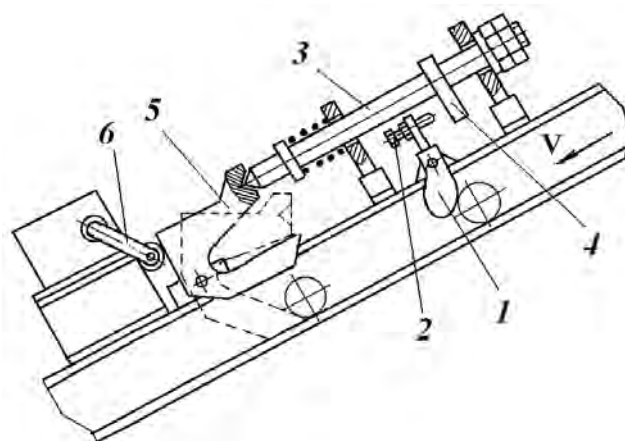
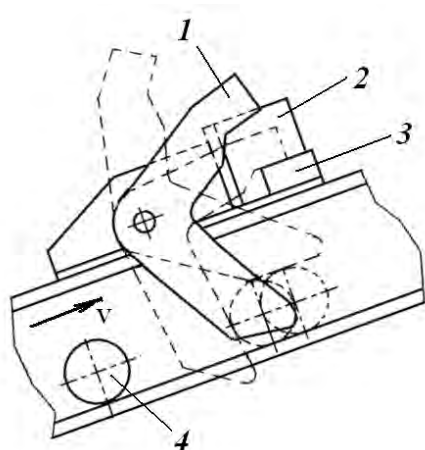


Рисунок 12.1 – Устройство безопасности привода конвейера

а)

б)



а – на участке подъема; б – на участке спуска

Рисунок 12.2 – Ловитель кареток на наклонных участках конвейера

В исходном положении двуплечий рычаг занимает нейтральное положение, При подходе каретки от контакта колеса 4 с нижним плечом рычага 1 последний поворачивается против часовой стрелки, пропуская каретку, и снова занимает исходное положение. При разъединении или обрыве цепи каретка скатывается вниз

и упирается колесом в нижнее плечо рычага с обратной стороны, поворачивая его по часовой стрелке до упора верхнего плеча в упор 3. При этом срабатывает бесконтактный путевой выключатель 2, который отключает привод конвейера.

Ловитель кареток на опускающейся ветви конвейера имеет более сложную конструкцию, представленную на рисунке 12.2, б. Этот ловитель содержит шарнирно смонтированный двуплечий рычаг с противовесом 1, в верхнем плече которого установлен регулировочный болт 2. Сверху подвесного пути в направляющих установлен ползун 3 с кронштейном 4. Левый конусообразный конец этого ползуна упирается в выточку верхнего плеча шарнирно установленного ловителя кареток 5. Задняя часть этого ловителя упирается в подпружиненный рычаг б концевого выключателя.

При движении кареток вниз их ходовые колеса взаимодействуют с противовесом 1 двуплечего рычага, поворачивая его по часовой стрелке. При этом из-за незначительной скорости кареток этот рычаг поворачивается на небольшой угол так, что резьбовой конец болта 2 не достает до кронштейна 4. После прохода каретки двуплечий рычаг под воздействием противовеса 1 занимает исходное положение. При разъединении или обрыве цепи каретка движется с большей скоростью и при взаимодействии с противовесом 1 двуплечий рычаг поворачивается на больший угол. При этом резьбовой конец болта 2 ударяет в кронштейн 4, что приводит к перемещению ползуна 3 вправо. Ловитель 5 освобождается и под действием собственной силы тяжести и усилия подпружиненного рычага б концевого выключателя поворачивается по часовой стрелке, обеспечивая удержание каретки своим нижним плечом.

Порядок выполнения работы

1 Изучить конструкции и принцип действия устройств безопасности подвесных конвейеров.

2 Определить диаметр срезной части предохранительного штифта (см. рисунок 12.1) при следующих исходных данных: расчетное натяжения цепи при набегании на звездочку – 25000 Н, при сбегании со звездочки – 1000 Н; наружный диаметр внутренней втулки – 0,15 м; допускаемое напряжение среза материала штифта – 75 МПа. Остальные недостающие данные принять в соответствии с лабораторной установкой.



13 Изучение конструкции и исследование работы качающихся конвейеров

Цель работы: изучить конструктивные особенности, разновидности, принцип действия инерционных и вибрационных конвейеров. Установить зависимость скорости перемещения груза по желобу от амплитуды колебаний и от угла наклона желоба к горизонту.

Качающийся конвейер представляет собой открытый или закрытый желоб или трубу, подвешенную или опертую на опорную конструкцию. Желобу при помощи возбuditеля колебаний сообщается возвратно-поступательное движение, в результате которого груз, находящийся в желобе, совершает следующие друг за другом короткие перемещения вперед с определенной скоростью. Характер движения груза зависит от режима движения желоба, определяемого конструкцией, характеристикой работы привода и типом опорных устройств.

Наиболее оптимальной областью применения качающихся конвейеров следует считать герметичное транспортирование пылящих, горячих, ядовитых, химически агрессивных насыпных грузов в условиях полной изоляции от окружающей среды на расстояние до 50 м с обеспечением производительности до 400 м³/ч.

Качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные с постоянным (системы Маркуса) и с переменным (системы Крейса) давлением груза на дно желоба. В вибрационных конвейерах груз отрывается от поверхности желоба и перемещается микробросками. Основным показателем работы качающихся конвейеров является параметр Γ режима их работы – отношение максимальной нормальной составляющей ускорения желоба к составляющей ускорения силы тяжести:

$$\Gamma = \frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha},$$

где a – амплитуда колебаний дна желоба;

ω – угловая скорость возбuditеля колебаний;

β – угол наклона опорных стоек к нормали поверхности желоба;

α – угол наклона поверхности желоба к горизонтали.

При $\Gamma = 0$ – режим работы конвейеров системы Маркуса, т. е. с постоянным давлением груза на дно желоба; при $\Gamma < 1$ – режим работы конвейеров системы Крейса, т. е. с переменным давлением груза на дно желоба; при $\Gamma > 1$ – режим работы вибрационных конвейеров, при котором груз отрывается от поверхности желоба.

Инерционный конвейер с постоянным давлением груза на дно желоба, представленный на рисунке 13.1, содержит желоб 1, совершающий возвратно-поступательное движение посредством штанги 2 от кулисы 3, приводимой в колебательное движение вокруг шарнира 4 кривошипом 5. При равномерном вращении кривошипа 5 по часовой стрелке желоб 1 движется вправо с меньшей скоростью и ускорением, и груз вовлекается в это движение. Обратное



движение желоба происходит с большей скоростью и ускорением, и он как бы выдергивается из-под груза. Это объясняется тем, что движение желоба вправо происходит за время поворота кривошипа на угол λ , а обратный ход – за время поворота кривошипа на угол φ , который гораздо меньше угла λ . Следует отметить, что, при вращении кривошипа против часовой стрелки, груз будет перемещаться в обратном направлении, т. е. справа налево.

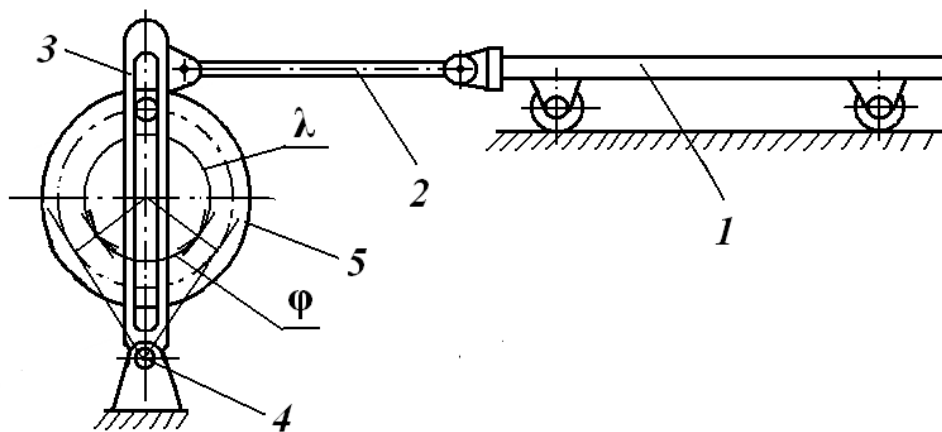


Рисунок 13.1 – Инерционный конвейер с постоянным давлением груза на дно желоба

Инерционный конвейер с переменным давлением груза на дно желоба, представленный на рисунке 13.2, содержит желоб *1*, опертый на упругие стойки *2*, установленные под углом $\beta = 20...30^\circ$ к вертикали. Колебательные движения желоб получает от кривошипа *3*, вращающегося с постоянной угловой скоростью, и сообщающий желобу возвратно-поступательное движение одинакового характера, как для прямого, так и для обратного ходов. Эти движения направлены перпендикулярно опорным стойкам. При движении вперед желоб немного приподнимается вверх, а при обратном ходе – опускается, что способствует передвижению груза.

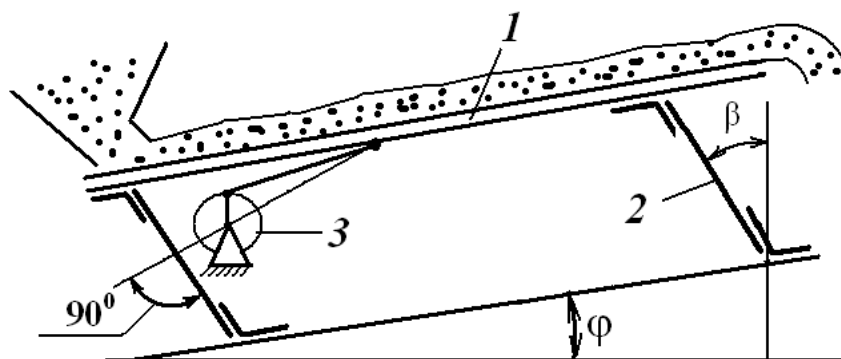


Рисунок 13.2 – Инерционный конвейер с переменным давлением груза на дно желоба

На рисунке 13.3 представлен вибрационный конвейер подвесной конструкции со свободно колеблющейся одномассной системой. Он состоит из желоба *1*, свободно подвешенного на упругих элементах *2* и получающего

направленные колебания от центробежного вибратора направленного действия 3. В этих целях можно использовать электромагнитные вибровозбудители. Загрузочный 4 и разгрузочный 5 патрубки колеблющегося желоба соединяют с неподвижными конструкциями бункеров, воронок с помощью гибких гофрированных патрубков 6. Для обеспечения более эффективного перемещения груза необходимо, чтобы линия действия направленной возмущающей силы проходила через центр инерции (ЦИ) колебательной системы и составляла угол $\beta = 20 \dots 30^\circ$ с продольной осью конвейера.

В таблице 13.1 представлены рекомендуемые значения частоты и амплитуды колебаний инерционных и вибрационных конвейеров.

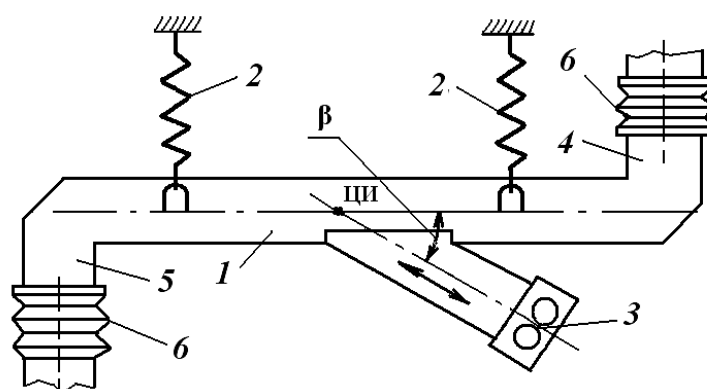


Рисунок 13.3 – Вибрационный конвейер

Таблица 13.1 – Значения частоты и амплитуды колебаний качающихся конвейеров

Тип привода	Частота колебаний ω , 1/мин	Амплитуда колебаний a , мм, для грузов	
		пылевидных и порошкообразных	кусковых
Электромагнитный	3000	1,2...2	0,75...1
Центробежный одинарный	2800...1500	1,2...3	0,8...2,5
Центробежный сдвоенный	1500...1000	2...4	2...3
Эксцентриковый	800...450	5...15	4...8

Порядок выполнения работы

1 Изучить устройство, принцип действия качающихся конвейеров с постоянным и переменным давлением груза на дно желоба.

2 Установить зависимость скорости перемещения груза по желобу от частоты и амплитуды колебаний, угла наклона желоба.