

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерный факультет  
Кафедра технического обеспечения сельскохозяйственного производства и  
агрономии

МАТЕРИАЛЫ  
для обеспечения управляемой самостоятельной работы студентов

Дисциплина «Детали машин и подъемно-транспортные механизмы»

Специальность 6-05-0812-01 Техническое обеспечение производства  
сельскохозяйственной продукции

Группа ТОСП-21

Всего часов по дисциплине:

академических	176
аудиторных	94
Всего часов УСР	4

СОСТАВИТЕЛЬ:

Заведующий кафедрой ТОСПиА \_\_\_\_\_ В.А. Дремук

## 1 ИНФОРМАЦИОННЫЙ БЛОК<sup>1</sup>

План управляемой самостоятельной работы студентов.

Темы УСР	Количество часов	Форма контроля
Остановы и ленточные тормоза	1	Тестирование
Колодочные тормоза. Конструкции и расчет приводов механизмов подъема груза	1	Тестирование
Конструкции и расчет винтовых транспортеров	1	Тестирование
Пневматические транспортеры: Конструкции и расчет	1	Тестирование
Итого	4	

### Информационно-методическая часть

*Цель УСР:*

- овладение учебным материалом дисциплины в объеме, требуемом учебной программой;
- формирование навыков самообразования в учебной, научной, производственной и управленческой деятельности;
- развитие учебных способностей, умений, навыков и принятия самостоятельных решений в профессиональной деятельности.

### Методические указания:

1. Изучить предлагаемые вопросы по литературным источникам и лекции;

### Вопросы для изучения:

1. Область применения, конструкции, достоинства и недостатки остановов и тормозов
2. Устройство и регулировки тормозов с электромагнитом и гидротолкателем. Расчет колодочных тормозов.
3. Область применения, назначение и конструкции винтовых транспортеров, их достоинства и недостатки.
4. Область применения, назначение и конструкции всасывающих, нагнетательных и смешанных пневматических транспортеров

## Тема: Остановы и ленточные тормоза (1 час)

### 1. Область применения, конструкции, достоинства и недостатки остановов и тормозов

Одним из наиболее ответственных узлов, определяющих надежность и безопасность эксплуатации машин и механизмов, являются тормозные устройства, входящие в состав большинства машин. Под *тормозными устройствами* понимается сочетание собственно тормоза, то есть рабочего (исполнительного) механизма, непосредственно создающего искусственное сопротивление движению машины, с системой управления и приводом, приводящим тормоз в действие. Тормозные устройства уменьшают скорость машины с заданным замедлением или останавливают ее на определенном тормозном пути, а в грузоподъемных машинах удерживают груз в подвешенном состоянии при определенном коэффициенте запаса торможения.

*Остановы* бывают храповые и фрикционные. В ГПМ главным образом применяют храповые остановки.

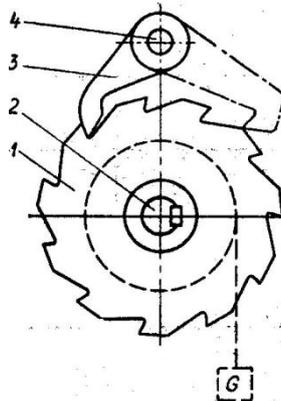


Рисунок 2.4.1 – Схема храпового останова

Они состоят из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма. Собачка входит в зацепление с храповым колесом, задерживая его движение, а следовательно и движение механизма в сторону опускания (на рисунке по часовой стрелке), не препятствуя движению в сторону подъема. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом.

К типу фрикционных относятся *роликовые остановки*. Их действие основано на использовании силы трения, что обеспечивает плавное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию.

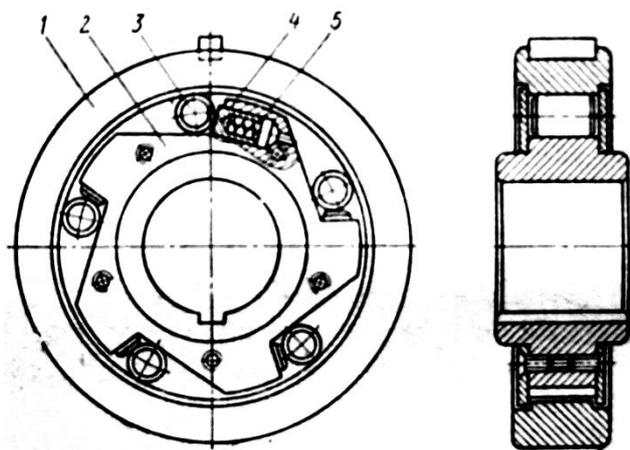


Рисунок 2.4.2 – Роликовый останов

Роликовый останов состоит из неподвижно установленного корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. При вращении втулки 2 против часовой стрелки ролики увлекаются силой трения в наиболее широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки (а следовательно, и вала механизма) относительно корпуса 1. При перемене направления вращения ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания в конструкцию останова включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза. Наибольшее применение роликовые остановы находят в нереверсивных ПТМ, например элеваторах, где они удерживают ковши в неподвижном состоянии при выключении тока.

Значение тормозных устройств возрастает при интенсификации производства, увеличении движущихся масс, скоростей передвижения и частоты торможений. В течение короткого периода времени тормозные устройства должны преобразовать в тепловую энергию значительное количество механической энергии и передать ее в окружающую среду без снижения работоспособности как устройства так и машины в целом.

Основными направлениями повышения надежности и эффективности использования тормозных устройств являются конструктивное усовершенствование механической части и привода существующих тормозов и создание новых конструктивных разновидностей, разработка и применение новых материалов с повышенными фрикционными свойствами.

К тормозным устройствам предъявляются следующие основные требования:

1. Высокая надежность и стабильность действия.
2. Достаточный тормозной момент для заданных условий работы.
3. Плавность торможения.
4. Быстрое замыкание и размыкание тормозов.
5. Прочность и долговечность элементов.
6. Простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления.
7. Удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей.
8. Устойчивость регулирования.

9. Минимальный износ трущихся элементов.

10. Температура поверхности трения, в процессе работы, не должна превышать предельную, установленную для устройств данного типа при данном фрикционном материале.

11. Минимальные габаритные размеры и массу.

Тормоза *классифицируются* по следующим признакам:

1. По конструктивному исполнению рабочих элементов различают тормоза:

– *колодочные* с рабочим элементом в виде колодки, взаимодействующей с наружной или внутренней поверхностью тормозного барабана;

– *ленточные* с рабочим элементом в виде гибкой ленты, взаимодействующей с тормозным барабаном;

– *дисковые* с рабочим элементом в виде целых дисков или отдельных сегментных колодок;

– *конические* с рабочим элементом в виде конуса.

2. По назначению тормоза разделяют на:

– *стопорные*, которые останавливают механизм;

– *спускные*, которые ограничивают скорость движения в определенных пределах в течение всего периода работы соответствующего исполнительного механизма.

3. По направлению усилия торможения:

– *с радиальным давлением* – это колодочные и ленточные тормоза;

– *с осевым давлением* – замыкающее усилие действует вдоль оси тормозного вала – дисковые и конические тормоза.

4. По характеру действия приводного усилия:

– *нормально-замкнутые* – замыкание которых создается постоянно действующий внешней силой (усилие пружины, весом замыкающего груза и т.д.), а размыкание происходит одновременно с включением привода механизма. При выключении привода механизма тормоз автоматически замыкается;

– *нормально-разомкнутые* – размыкание при помощи постоянно действующего внешнего усилия, а замыкаемые путем приложения усилия управления тормозом;

– *комбинированные*.

5. По принципу действия различают тормоза:

– *автоматические* – замыкающиеся независимо от воли обслуживающего персонала одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз, или при срабатывании элементов защиты.

– *управляемые* – замыкающиеся или размыкающиеся при воздействии обслуживающего персонала на орган управления тормозом, независимо от привода механизма.

Кроме того, различают тормоза одностороннего и двустороннего действия.

Тормоза устанавливают, как правило, на наиболее быстроходном, то есть менее нагруженном валу. Это обычно вал электродвигателя или быстроходный вал редуктора.

*Ленточные тормоза* применяются чаще всего в механизмах, где требуются большие тормозные моменты при сравнительно малых габаритах, а также в групповых приводах.

Стальная лента с фрикционными накладками обхватывает шкив и в результате ее прижатия к вращающемуся шкиву происходит торможение. Для равномерного отхода ленты от шкива предусмотрены регулировочные винты. Тормоза управляются электромагнитом, гидро- или пневмотолкателями или ножными педалями.

Замыкание тормозов может быть пружинным или грузовым. В случае необходимости создания больших тормозных моментов применяют двухобхватные ленточные тормоза с углом обхвата шкива  $330^\circ$ .

В зависимости от закрепления концов ленты различают следующие *типы* ленточных тормозов:

1. Простой ленточный тормоз.
2. Дифференциальный ленточный тормоз.
3. Суммирующий ленточный тормоз.

## Тема: Колодочные тормоза. Конструкции и расчет приводов механизмов подъема груза (1 час)

### 1. Устройство и регулировки тормозов с электромагнитом и гидротолкателем. Расчет колодочных тормозов

В ПТМ находит применение большое число разнообразных конструкций колодочных тормозов, состоящих из рычагов и двух колодок, расположенных диаметрально относительно тормозного шкива и различающихся в основном схемой рычажной системы. Торможение механизма с помощью колодочных тормозов происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма и тормозной колодкой укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

Различают колодочные тормоза с внешним и внутренним расположением тормозных колодок по отношению к металлическому элементу фрикционной пары. Крепление тормозных колодок рычажно-шарнирное или жесткое. При жестком креплении износ фрикционных накладок по дуге обхвата колодок менее равномерен.

Нарисуем схему колодочного тормоза с пружинным замыканием и с приводом от короткоходового электрического магнита и рассмотрим его работу.

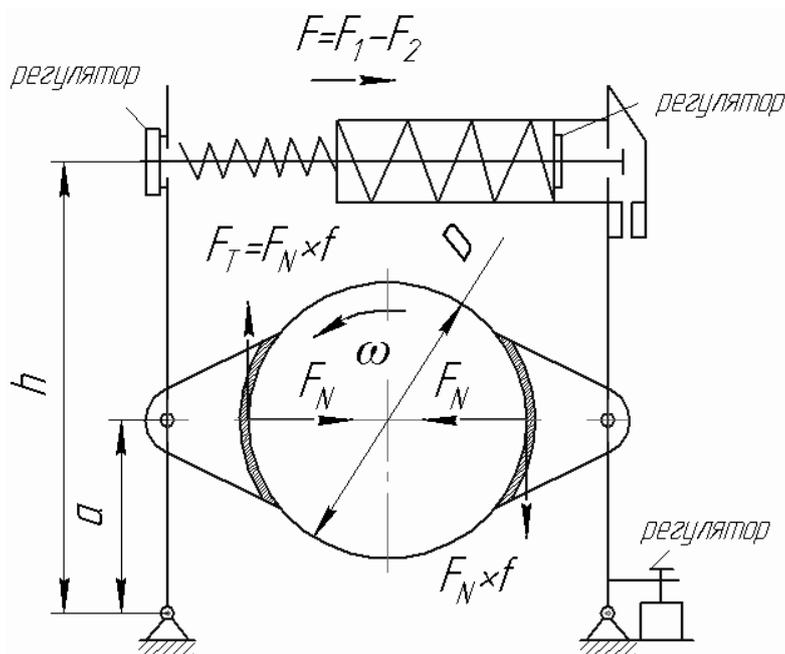


Рисунок 2.4.5 – Схема колодочного тормоза

Обозначим все основные параметры на схеме  $D, F_N, F_N \cdot f, F_1, F_2, F$ , где  $F_N$  – усилие нажатия колодки на шкив;  $F_T = F_N \cdot f$  – сила трения между колодкой и шкивом.

Тормоз подбирается по необходимому моменту тормоза

$$T_T = k_T \cdot T_c^I, \quad T_c^I = \frac{F_{гр} \cdot D_6 \cdot \eta_0}{2i_{пн} \cdot u_p},$$

где  $k_T = 1,5; 1,75; 2,0$  – коэффициент запаса торможения, который выбирается от режима нагружения;  $T_c^I$  – статический момент при опускании груза.

Зная величину  $T_T$  обращаются к каталогу и подбирают тормоз (стандартный) с ближайшим большим значением момента тормоза с учетом режима нагружения

$$T_T^{табл} \geq T_T.$$

Колодочные тормоза стандартизованы.

После выбора тормоза необходимо выполнить некоторые проверки:

1. Проверку на износ:  $p \leq [p]$ .
2. Проверку на нагрев:  $p \cdot v \leq [p \cdot v]$ .

1) Проверка на износ.

Определим среднее давление между колодкой и шкивом от расчетного момента  $T_T$

$$T_T = F_N \cdot f \cdot D \cdot \eta, \Rightarrow F_N = \frac{T_T}{f \cdot D \cdot \eta},$$

где  $\eta = 0,9 \dots 0,95$  – КПД рычажной системы.

Тогда давление

$$P = \frac{F_N}{A} = \frac{F_N}{b \cdot l} = \frac{T_T}{b \cdot l \cdot f \cdot D \cdot \eta} \leq [p],$$

где  $l = \frac{\pi D}{360} \cdot \beta$  – длина дуги обхвата колодки;  $b$  – ширина колодки;  $[p]$  – выбирается в зависимости от материала фрикционной колодки и типа тормоза (стопорный или спускной).

2) Проверку на нагрев  $p \cdot v \leq [p \cdot v]$ , где  $[p \cdot v] = 2,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$  для спускного тормоза;  $[p \cdot v] = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$  для стопорного тормоза.

Кроме того, для возможной регулировки тормоза необходимо определить усилие пружины сжимающей тормозные колодки и шкив. Рассмотрим равновесие левого рычага относительно крепления рычага. Обозначим плечи  $h$  и  $a$ .

Имеем

$$F \cdot h = F_N \cdot a; \Rightarrow F = \frac{F_N \cdot a}{h} = \frac{T_T \cdot a}{h \cdot f \cdot D \cdot \eta} = \frac{T_T}{f \cdot D \cdot \eta} \cdot \frac{a}{h}.$$

Но  $F$  – это регулирующая сила двух пружин – рабочей и отбрасывающей.

$$F = F_1 - F_2 \text{ или } F_1 = F + F_2 .$$

Усилие отбрасывающей пружины  $F_2 \approx 20..60\text{Н}$  в зависимости от размеров тормоза.

*Короткоходовые электрические магниты* устанавливаются непосредственно на тормозные рычаги и поэтому конструкция тормоза довольно компактна. Они могут работать в любом положении, а не только в вертикальном. Однако эти тормоза не лишены и существенных **недостатков**:

- резкие удары о сердечник и о шток могут вызвать поломку клапана в опасном сечении;
- небольшое число включений в час (до 300);
- невозможность регулирования скорости движения якоря и тормозного момента во время торможения и т.д.

В настоящее время в конструкциях тормозов вместо электрического магнита широко распространены более надежные *электрогидравлические приводы*, которые имеют следующие **преимущества**:

- плавность включения и выключения тормоза, что способствует уменьшению динамических нагрузок в механизмах и повышает их долговечность;
- возможность регулировки тормозного момента;
- выше износостойкость и надежность.

Несмотря на указанные достоинства эти тормоза не лишены и **недостатков**:

- невозможность работы при очень низких температурах и при установке тормоза в наклонном положении ( $>15^\circ$ ).

Есть еще тормоза с *электромеханическими толкателями*. Характерной их особенностью является плавность работы. Ход толкателя можно менять без изменения величины толкающего усилия. Они могут работать в любом положении, в том числе и в горизонтальном.

Тормоза с *магнитогидравлическим толкателем* отличаются надежностью, простотой конструкции, возможностью работы с регулируемым усилием замыкания, быстрым размыканием тормоза, малым износом из-за отсутствия вращающихся деталей.

Разновидностью двухколодочных тормозов является *дисково-колодочные тормоза*.

Согласно правилам Проматомнадзора механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы с машинным приводом должны быть снабжены нормально-замкнутыми тормозами, автоматически размыкающимися при включении привода механизма. Применение в этих механизмах управляемых нормально-замкнутых тормозов и тормозов постоянно замкнутых (не размыкаемых автоматически при работе механизма) **не допускается**. Механизмы подъема с ручным приводом снабжены автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом поднимаемого груза. На механизмах передвижения и поворота ГПМ с электроприводом обычно

применяют нормально-замкнутые и комбинированные тормоза. На механизмах поворота башенных и порталных кранов могут быть использованы нормально-разомкнутые тормоза.

## Тема: Конструкции и расчет винтовых транспортеров (1 час)

### 1. Область применения, назначение и конструкции винтовых транспортеров, их достоинства и недостатки

Винтовыми транспортерами (шнеками) называют такие устройства непрерывного транспорта, у которых рабочим органом является вращающийся в неподвижном желобе (либо кожухе) винт (шнecк).

В сельскохозяйственном, мелиоративном и строительном производстве шнековые механизмы используются для перемещения сыпучих и мелкокусковых материалов по прямолинейным и криволинейным траекториям (на расстояние до 30...40 м), очистки, сортирования, смешивания, прессования и других технологических операций.

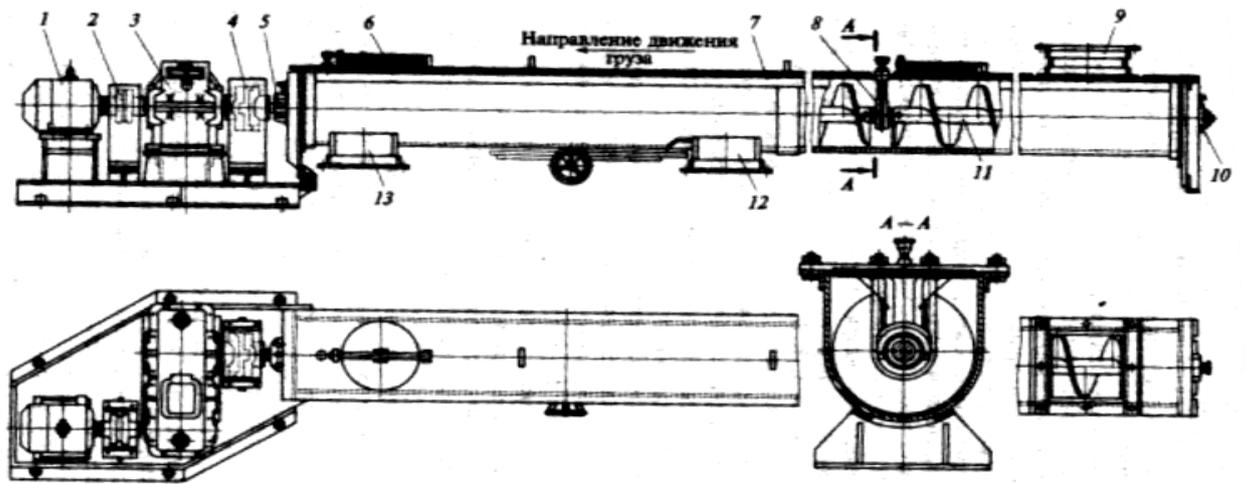
На практике самое широкое применение получили транспортеры, однако они могут широко использоваться в качестве комплексных устройств, выполняющих функции транспортирования в сочетании с технологическими операциями.

На современном этапе развития научно-технического прогресса важным элементом стала разработка средств механизации в условиях подачи материалов по криволинейным траекториям устройств малой механизации. Эти вопросы можно решить, используя гибкие шнековые механизмы.

Использование гибких шнековых механизмов позволяет механизировать технологические процессы на животноводческих фермах, складах и др. сельскохозяйственных предприятиях. К их преимуществам, по сравнению с обычными, относятся простота конструкции, минимальная масса, удобство в эксплуатации, герметичность, минимальные энергозатраты при работе, возможность изготовления в мастерских сельскохозяйственных, мелиоративных и строительных предприятий.

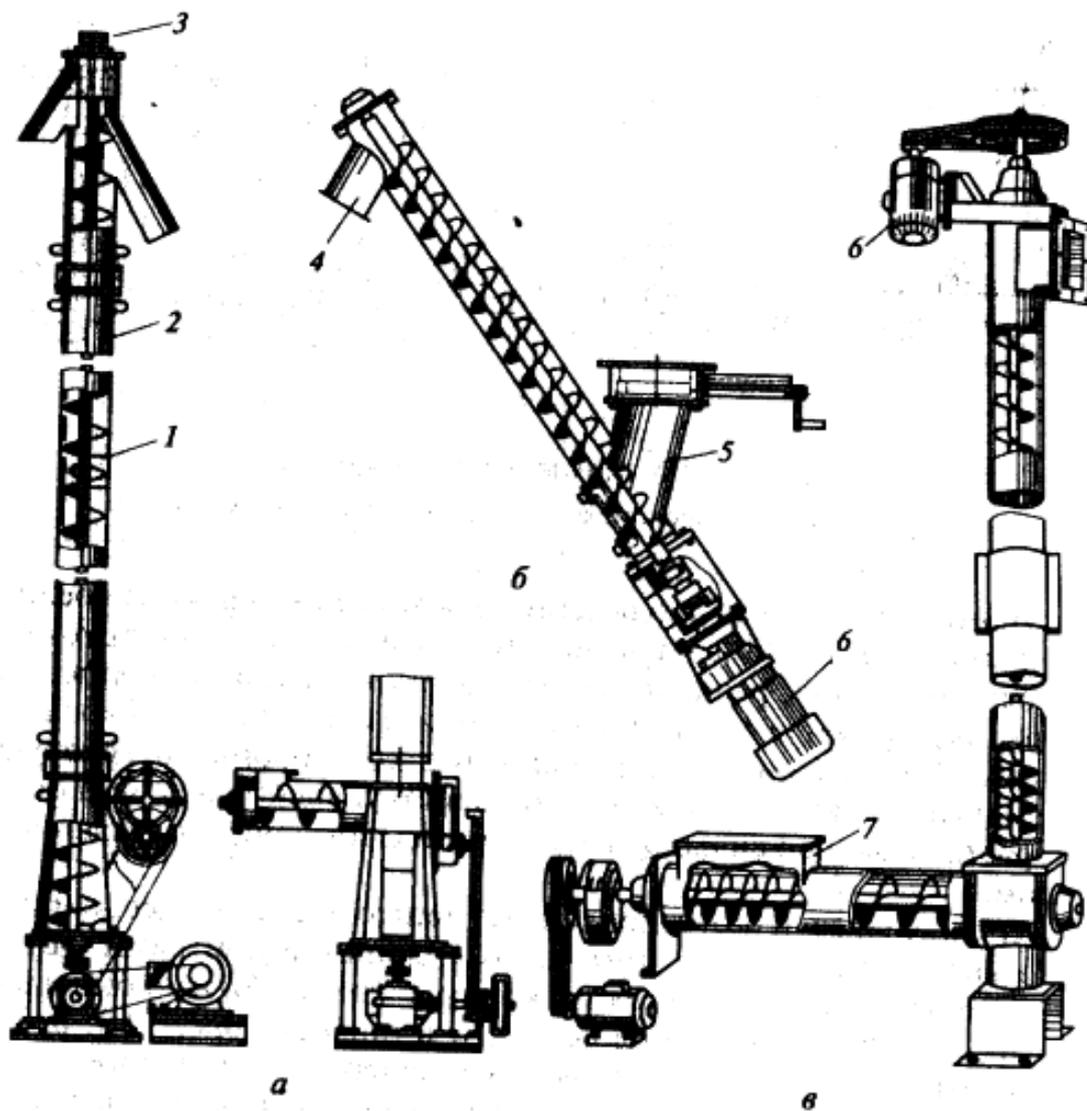
По виду трассы винтовые транспортеры бывают:

1. *Горизонтальные.*
2. *Наклонные.*
3. *Вертикальные.*



1 – электродвигатель; 2, 4 – муфты, 3 – редуктор; 5, 8, 10 – опоры винта; 6 – смотровой люк; 7 – желоб; 9, 12, 13 – соответственно загрузочный, промежуточный и разгрузочный патрубки; 11 – винт

Рисунок 2.15.1 – Горизонтальный винтовой транспортер



1 – винт; 2 – труба; 3 – опора; 4, 5 – соответственно разгрузочный и загрузочный патрубки; 6 – привод; 7 – винтовой питатель

Рисунок 2.15.2 – Вертикальный (а, в) и наклонный (б) винтовые транспортеры

Наклонные винтовые транспортеры по значению угла наклона  $\beta$  делятся на

– *пологонаклонные* – у которых угол наклона  $\beta$  не превышает угла  $\phi$  естественного откоса груза;

– *крутонаклонные* –  $\beta \geq \phi$ .

Пологонаклонные транспортеры по конструкции и принципу действия подобны горизонтальным транспортерам, а крутонаклонные – вертикальным.

Кроме того, винтовые транспортеры бывают:

– *стационарные, передвижные и встроенные*;

– *тихоходные* ( $n \leq 200 \text{ мин}^{-1}$ ) и *быстроходные*.

**Недостатками** винтовых транспортеров является:

1. Крошение хрупкого транспортируемого груза.

2. Ограниченная длина (обычно не более 60 м).

3. Недопустимость перегрузки.

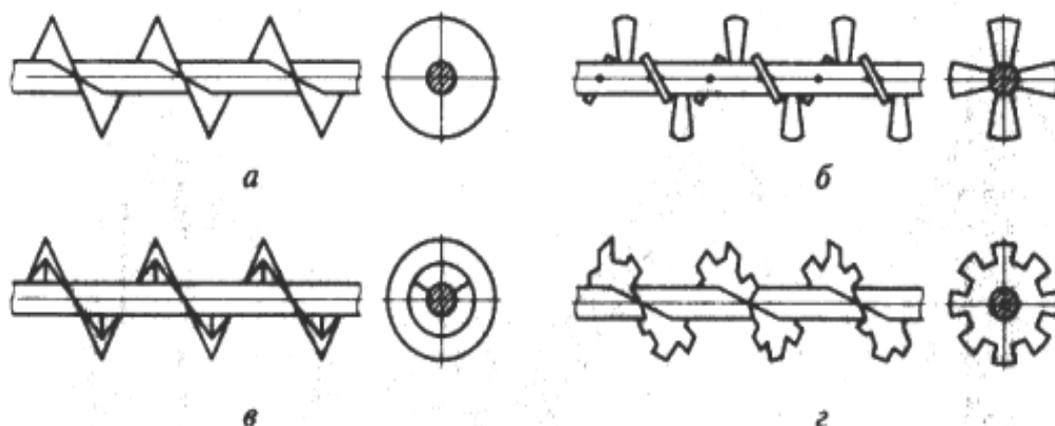
4. Невозможность транспортировать кусковой и абразивный материал.

Высота подъема груза обычно 5...1 м (до 20 м). Производительность – до 100...200 м<sup>3</sup>/ч или 50 т/ч.

### Конструкции узлов транспортера. Типы винтов. Принцип работы

Винтовой транспортер состоит из загрузочного устройства, транспортирующей части и разгрузочного устройства.

Рабочим элементом винтовых транспортеров является винт. Его поверхность может быть сплошной, ленточной или прерывистой в виде отдельных лопастей фасонной формы.



а – сплошной; б – лопастной; в – ленточный; г – фасонный

Рисунок 2.15.3 – Винты винтовых транспортеров

Винты бывают одно- и многозаходные; правые и левые.

Направление навивки обусловлено кинематикой машины, а число заходов – видом груза.

В качестве опор винтов применяют подшипники скольжения или качения. Подшипники качения требуют надежных уплотнений.

Длина секции винта 2...4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют коротким валом.

Одну из концевых опор винта снабжают упорным подшипником, воспринимающим продольное (осевое) усилие. Упорный подшипник обычно устанавливают на разгрузочном конце конвейера так, чтобы винт работал на растяжение. Промежуточные подвесные подшипники устанавливают с шагом 1,5...3,5 м, снабжают смазочными трубками с шариковыми масленками.

Подвесные подшипники должны быть хорошо защищены от загрязнения, иметь малую длину и диаметр.

Желоб винтового транспортера должен обеспечивать герметизацию процесса транспортирования, возможность удобного доступа к подшипникам и ликвидацию пробок в случае закупорки транспортера. Желоб состоит из секций, которые обычно изготавливают из листовой стали. Размеры желоба зависят от типа винта и вида перемещаемого груза.

Зазор между винтом и желобом зависит от транспортируемого груза. Обычно он небольшой.

Приводы винтовых транспортеров аналогичны приводам, используемым в остальных машинах непрерывного транспорта, однако они, как правило, имеют меньшие габариты.

Загрузочное устройство состоит из люка в крышке желоба транспортера и выпускного патрубка, обеспечивающего герметичность при переходе сыпучего материала в желоб транспортера из бункера, других транспортеров или технологических машин (мельниц и т.д.).

Разгрузочное устройство выполняют в виде одного или нескольких отверстий в днище желоба, перекрываемых шиберными затворами. Таких отверстий может быть несколько для подачи транспортируемого материала в различные приемные пункты. Одиночное выпускное отверстие затвором не перекрывается.

Принцип работы горизонтального винтового транспортера следующий. Груз, попадая через загрузочное устройство в желоб транспортера перемещается внутри по принципу волочения под действием осевой силы винта. Груз от вращения вместе с винтом удерживается силами тяжести и трения между грузом и кожухом.

При вертикальном транспортировании груз перемещается благодаря разнице угловых скоростей груза и винта. Груз, вращаясь под действием центробежных сил, тормозится силами трения о кожух и совершает восходящее движение, как гайка, удерживаемая от совместного с винтом вращения.

## Горизонтальные и пологонаклонные винтовые транспортеры. Определение параметров шнека

В горизонтальных и пологонаклонных тихоходных винтовых транспортерах желоб шнека обычно заполняют грузом не более чем наполовину и поэтому шнек перемещает груз нижней частью своих витков.

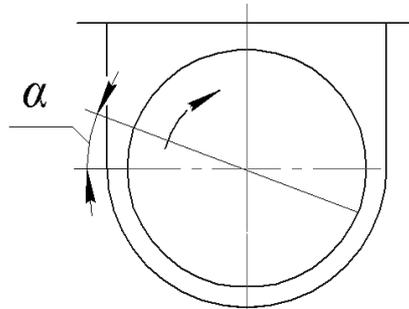


Рисунок 2.15.4 – Шнек

Груз, увлекаемый винтовой поверхностью шнека во вращательное движение, удерживается от вращения за счет силы тяжести и сил трения о внутреннюю поверхность желоба. Вращающийся шнек поворачивает слой груза (за счет сил трения) и перемещает его вдоль желоба к разгрузочному патрубку. При большом угле поворота слоя груза  $\alpha$  происходит обрушение или сползание частиц, лежащих на поверхности слоя, а в некоторых случаях и перебрасывание их через вал шнека. Все это вызывает дополнительную затрату энергии. В связи с этим рекомендуется, чтобы угол обрушения  $\alpha$  не превышал угла естественного откоса

$$\alpha \leq 0,7\varphi,$$

где  $\varphi$  – угол естественного откоса в покое.

Одним из основных параметров винтовых транспортеров является угол подъема винтовой линии  $\lambda$ .

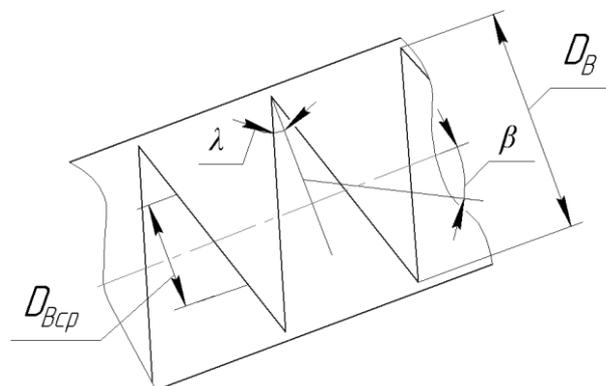


Рисунок 2.15.5 – Угол подъема винтовой линии

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{t_{\text{в}}}{\pi D_{\text{в ср}}},$$

где  $t_{\text{в}}$  – шаг винта (шнека).

С целью предотвращения заклинивания груза диаметр и шаг транспортеров, перемещающих кусковые грузы, должны быть увязаны с величиной кусков.

В тихоходных винтовых транспортерах шаг винта колеблется в диапазоне

$$t_{\text{в}} = k_{\text{в}} \cdot D_{\text{в}},$$

где  $k_{\text{в}} = 0,5 \dots 2$ .

Обычно для горизонтальных шнеков  $k_{\text{в}} = 0,8 \dots 1,5$ .

Диаметр шнека определим из расчетной производительности

$$Q = 3600 \cdot A \cdot v_{\text{п}} \cdot \rho,$$

где  $A = \frac{\pi D_{\text{в}}^2}{4} \cdot \psi$  – площадь поперечного сечения груза в желобе с учетом коэффициента заполнения;

$\psi = 0,15 \dots 0,48$  – коэффициент заполнения (большее значение для легкосыпучих неабразивных грузов);

$\rho$  – плотность груза,  $\text{т/м}^3$ ;

$v_{\text{п}} = \frac{t_{\text{в}} \cdot n}{60}$  – скорость поступательного перемещения груза,  $\text{м/с}$ .

Подставив значения  $A$  и  $v_{\text{п}}$  в  $Q$  получаем

$$Q = 47 \cdot D_{\text{в}}^2 \cdot t_{\text{в}} \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot c.$$

Введем коэффициент  $c$ , учитывающий снижение производительности винтового транспортера в зависимости от угла  $\beta$ .

$$c = 1 \dots 0,65 \text{ при } \beta = 0 \dots 20^\circ.$$

Приняв во внимание, что  $t_{\text{в}} = k_{\text{в}} \cdot D_{\text{в}}$  получаем

$$D_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{Q}{47 \cdot t_{\text{в}} \cdot n \cdot \psi \cdot \rho \cdot c}}, \text{ м},$$

где  $Q$  – в  $\text{т/ч}$ ,  $n$  – в  $\text{мин}^{-1}$

Частоту вращения шнека  $n$  выбирают в зависимости от рода перемещаемого груза по табл. Например, для зерна 600...700 мин<sup>-1</sup>, навоз 200...300 мин<sup>-1</sup>; цемент – 40...120 мин<sup>-1</sup>, песок – 40...100 мин<sup>-1</sup> и т.д.

Эта частота должна обеспечивать спокойное, без пересыпания через вал продвижение груза; частота вращения уменьшается с увеличением диаметра винта, плотности и абразивности груза.

Наибольшую допускаемую частоту вращения винта можно определить по эмпирической зависимости

$$n_{\max} = \frac{A_{\text{в}}}{\sqrt{D}}, \text{ мин}^{-1},$$

где коэффициент  $A_{\text{в}}$  выбирают в зависимости от транспортируемого груза,  $A_{\text{в}} = 30...65$ .

Определяя диаметр винта (шнека) для перемещения кусковых грузов необходимо учитывать крупность кусков  $D \geq (10...12)a$ ;  $D \geq (4...6)a_{\max}$ , где  $a$  – размер сортированного груза (однородный),  $a_{\max}$  – размер наибольших кусков в рядовом (неоднородный по крупности) насыпном грузе.

### **Мощность на привод горизонтального транспортера**

Мощность на валу винта определяют либо на основе анализа сопротивлений, либо по общей формуле

$$P_{\text{потр}} = \frac{Q \cdot L}{367 \cdot \eta_0} \cdot (\omega + \sin \beta) \cdot k_3, \text{ кВт},$$

где  $L$  – длина транспортера, измеренная между осями загрузочного и разгрузочного отверстий, м;

$\omega$  – коэффициент сопротивления передвижению груза.  $\omega = 1,2$  – зерно,  $\omega = 2,5$  – удобрения;  $\omega = 4$  – цемент, песок и т.д.

$k_3$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона транспортера к горизонту на мощность.  $k_3 = 1 \rightarrow \beta \leq 20^\circ$ ,  $k_3 = 1,05 \rightarrow \beta \leq 20...25^\circ$ ,  $k_3 = 1,13 \rightarrow \beta \leq 25...30^\circ$ ,  $k_3 = 1,2 \rightarrow \beta \leq 30...35^\circ$ ,  $k_3 = 1,32 \rightarrow \beta \leq 35...40^\circ$ .

Высокие значения коэффициента сопротивления объясняются значительными потерями на трение груза о желоб и о витки винта, приводящего к измельчению и к истиранию груза. Кроме того, в винтовых транспортерах существуют дополнительные сопротивления из-за скопления груза около промежуточных подшипниковых опор винта в желобе и интенсивного его перемешивания. Поэтому не рекомендуется применять винтовые транспортеры для грузов, измельчение которых снижает их качество.

## Расчет винта на прочность

Диаметр вала винта (шнека) определяется по примерной зависимости

$$d_{\text{в}} = 35 + 0,1D_{\text{в}}, \text{ мм.}$$

Винт рассчитывают на сложное напряженное состояние от изгиба под действием собственного веса, растяжения или сжатия под действием продольной (или осевой) силы  $F_a$  и кручения под действием крутящего момента. Часто, вместо силы тяжести, учитывается поперечная сила.

Осевая сила  $F_a$ , воспринимаемая подпятником

$$F_a = \frac{T}{r_{\text{в}} \cdot \text{tg}(\lambda + \rho)},$$

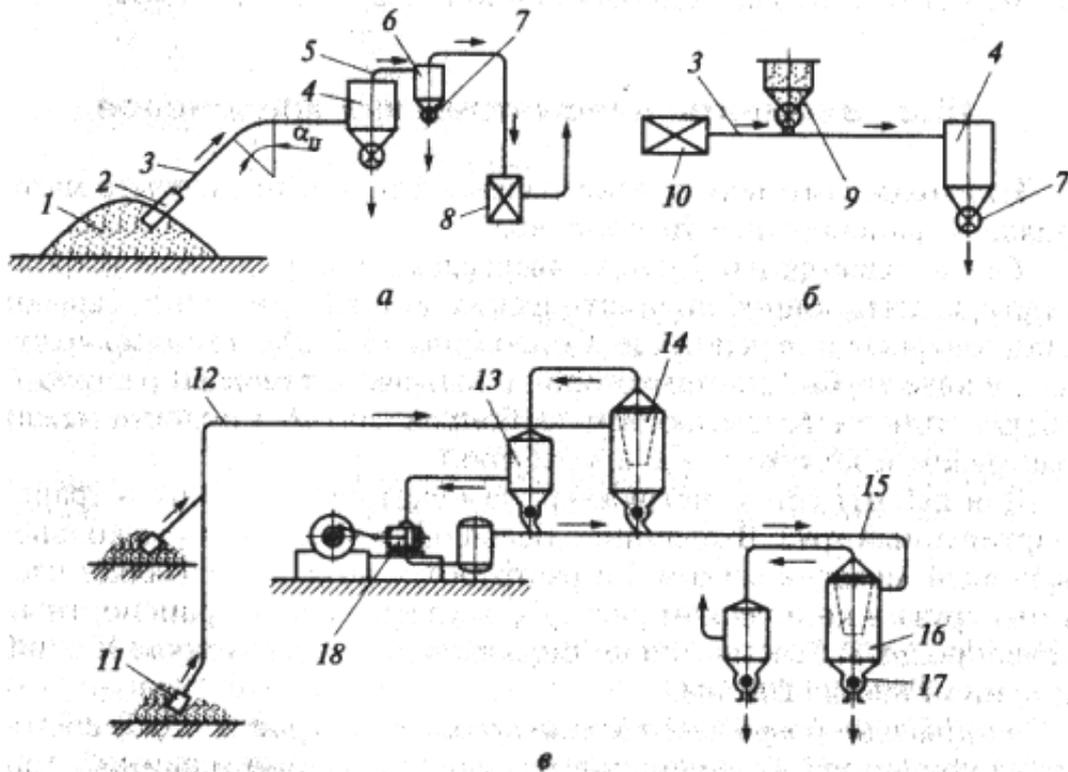
где  $T = 9550 \frac{P}{n_{\text{в}}}$ ,  $r_{\text{в}} = (0,7 \dots 0,8) \frac{D_{\text{в}}}{2} = (0,7 \dots 0,8) R_{\text{в}}$  – средний радиус (или приведенный радиус), на котором действует сила  $F_a$ .

Прогиб винта не должен превышать 40% от зазора между винтом и желобом.

## Тема: Пневматические транспортеры: Конструкции и расчет

1. Область применения, назначение и конструкции всасывающих, нагнетательных и смешанных пневматических транспортеров

*Пневматическим транспортированием* называют транспортирование груза по трубам в смеси с воздухом или под давлением воздуха.



*a* – всасывающий; *б* – нагнетательный; *в* – смешанный; 1 – насыпной груз; 2, 11 – сопла; 3, 12, 15 – транспортные трубопроводы; 4, 14, 16 – отделители; 5 – воздухопровод; 6, 13 – фильтры; 7, 17 – шлюзовые затворы; 8 – вакуумный насос; 9 – питатель; 10, 18 – компрессоры

Рисунок 2.16.1 – Схемы пневматических транспортеров

В смеси с воздухом транспортируют главным образом порошкообразные, мелковолокнистые и зернистые материалы и их транспортирование основано на сообщении грузу скорости движущимся потоком воздуха.

Основной работы любой пневмотранспортной установки является наличие разности давлений в начале и конце трубопровода. В зависимости от способа создания перепада давления и его величины пневмотранспортные установки подразделяют на

- всасывающие,
- нагнетающие,
- смешанные (всасывающе-нагнетающие).

*Всасывающий транспортер* работает в результате образования в трубопроводе разрежения и всасывания в него атмосферного воздуха вместе с грузом (например, пылесос). Во всасывающем устройстве вакуум-насос

создает разрежение, благодаря которому воздух через сопло вместе с грузом засасывается в трубопровод. Он работает при разрежении 10...50 кПа. Его используют для разгрузки сыпучих грузов из нескольких мест (вагонов, барж, кузовов тележек) в склады; эти установки можно применять и для погрузки зерна в транспортерные устройства.

Достоинством этих установок являются простота конструкции и обеспечение высоких санитарно-гигиенических условий в рабочих помещениях.

К недостаткам следует отнести невозможность создания высоких перепадов давлений.

*Нагнетающие установки* (или транспортеры) работают в результате нагнетания сжатого воздуха в трубопровод. В установках этого типа компрессор подает в воздухосборник сжатый воздух, который проходит в трубопровод. Питатель принудительно подает в трубопровод груз, который после перемешивания осаждается в отделителе. Эти устройства удобны для подачи груза от одного места погрузки в несколько мест разгрузки по разветвленному трубопроводу. Так как давление в трубопроводе может достигать 600 кПа и более, то нагнетающие пневматические устройства могут применяться при необходимости транспортирования тяжелых пылевидных и кусковых грузов и на большие расстояния.

К недостаткам нагнетающих пневмоустановок следует отнести сложность конструкции загрузочных устройств и повышенные требования к герметичности пневмосистемы.

Всасывающе-нагнетающие установки позволяют использовать положительные качества как всасывающих, так и нагнетающих установок.

- Кроме того, установки пневматического транспорта делят на установки
- *низкого давления* (до 5 кПа),
  - *среднего давления* (от 5 до 50 кПа),
  - *высокого давления* (более 50 кПа).

Общее достоинство установок пневматического транспорта то, что их можно применять при любых трассах транспортирования (по любой местности); они менее металлоемки и более просты в эксплуатации при высокой степени автоматизации процесса; работают спокойно, без толчков, с малыми потерями; возможно совмещение транспортирования груза с технологическими операциями (сушка, отсос мелких фракций), высокая степень герметизации; отсутствие движущихся частей.

К недостаткам следует отнести высокий расход энергии, который примерно в 10...15 раз превышает расход энергии при транспортировании механическим путем; невозможность транспортирования влажных, слеживающихся и липких грузов; невозможность транспортирования абразивных грузов из-за повышенного износа элементов пневмоустройств.

Производительность пневматических транспортеров достигает до 300 т/ч, а длина транспортирования до 2 км.

## Расчет пневмотранспортной установки

Основными исходными данными при проектировании пневматической установки являются: производительность  $Q_{гр}$ , т/ч, схема трубопровода и физико-механические свойства транспортируемого груза.

В результате расчета должны быть определены: потребный расход воздуха  $V_B$ , м<sup>3</sup>/с, давление воздуха  $p$ , Па(кПа), необходимый диаметр трубопровода  $d_T$ , м, мощность вентилятора  $P_B$ , кВт.

### 1. Коэффициент концентрации смеси.

Коэффициентом массовой концентрации смеси называется отношение массы груза к массе (расходу) воздуха, перемещаемых в единицу времени.

$$\mu = \frac{Q_{гр}}{3,6Q_B},$$

где  $Q_{гр}$  – в т/ч;

$Q_B$  – секундный расход воздуха, кг/с.

Коэффициент  $\mu$  зависит от характера груза и вида установки,  $\mu = 0,4...0,8$  – сено, солома. Принимается по табл.

При выборе  $\mu$  следует иметь в виду, что чем сложнее трасса пневмотранспортера, тем меньшую концентрацию смеси следует применять.

### 2. Потребный расход воздуха.

Потребный расход воздуха определяется

$$V_B = \frac{Q_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подставляя значение  $Q_B$  получим

$$V_B = \frac{Q_{гр}}{3,6 \cdot \mu \cdot \rho_B}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_B$  – плотность воздуха, зависящая от его влажности и температуры, кг/м<sup>3</sup>.

### 3. Площадь сечения и диаметр трубопровода.

Различают два типа пневмотрасс:

1) с  $d_T = \text{const}$  и  $v_B = \text{var}$ ;

2) с  $d_T = \text{var}$  и  $v_B = \text{const}$ .

1) При переменной скорости воздуха и постоянном диаметре трубопровода

$$A = \frac{V_B}{v_B},$$

где  $v_B = \varphi \cdot v_k$  – скорость движения воздуха.  $v_B = 18...25$  м/с – сено, солома;  
 $v_B = 25...30$  м/с – силос;  $v_B = 20...35$  м/с – зерно;  $v_B = 16...20$  м/с – мука;

$\varphi$  – коэффициент, зависящий от сложности трассы, концентрации смеси и физико-механических свойств груза.  $\varphi = 1,25...2,5$ ;

$v_k$  – скорость витания (или критическая скорость) – это такая скорость потока, при которой частицы материала находятся во взвешенном состоянии или непрерывно пульсирующем потоке. Принимается по табл. в зависимости от типа транспортируемого груза.

$$d_T = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4V_B}{\pi v_B}}, \text{ м.}$$

Или подставляя значения получим

$$d_T = 0,6 \sqrt{\frac{Q_{гр}}{\mu \cdot \rho_B \cdot v_B}}, \text{ м.}$$

Скорость в любом сечении трубопровода при  $d_T = \text{const}$  обратно пропорциональна давлению

$$v_B = v_o \frac{p_o}{p_B}.$$

2) Диаметр трубопровода в установках с постоянной скоростью и переменным диаметром (уменьшается по длине трассы) определяется по уравнению

$$d_T^{\Pi} = 0,6 \sqrt{\frac{Q_{гр} \cdot p_o}{\mu \cdot \rho_o \cdot v_B \cdot p_B}}, \text{ м,}$$

где  $v_B$  и  $p_B$  – скорость и давление воздуха в расчетном сечении;

$\rho_o$  и  $p_o$  – плотность и давление воздуха на выходе из трубопровода.  
 $\rho_o = 0,1$  МПа .

#### 4. Напор.

Напором называется разность давлений, создаваемая на концах трубопровода, необходимая для преодоления всех сопротивлений, возникающих при транспортировании груза. Эта разность давлений должна быть равна сумме всех потерь давления (напора) на отдельных участках транспортирующей установки.

В общие потери напора могут входить потери при вводе груза в трубопровод; при движении груза и воздуха по трубопроводу; потери на вертикальный подъем груза и воздуха, в коленах и отводках, в разгрузателях и фильтрах.

Для пневматической транспортной установки полный напор  $h$  составляется из динамического или скоростного напора  $h_d$  и статического напора  $h_c$ .

$$h = h_d + h_c.$$

*Динамический напор.*

Это напор, необходимый для преодоления инерции материала и воздуха, т.е. сообщения им скоростей  $v_r$  и  $v_b$  (полагая, что начальные скорости равны нулю). Может быть найден из уравнения сил и работы воздушного потока.

$$E = \frac{m_r \cdot v_r^2}{2} + \frac{m_b \cdot v_b^2}{2}, \quad W = h_d \cdot A \cdot v_b,$$

где  $A$  – площадь сечения трубопровода, м.

Очевидно, что приращение кинетической энергии равно работе потока за то же время, т.е.

$$E = W.$$

Тогда

$$h_d \cdot A \cdot v_b = \frac{m_r \cdot v_r^2}{2} + \frac{m_b \cdot v_b^2}{2}.$$

Выразив массы воздуха  $m_b$  и груза  $m_r$ , проходящие в секунду, формулами

$$m_b = \rho_b \cdot A \cdot v_b, \quad m_r = m_b \cdot \mu = \rho_b \cdot A \cdot v_b \cdot \mu$$

и подставив их значения при соотношении скоростей  $\frac{v_r}{v_b} = 0,85$

(горизонтальное перемещение) получим

$$h_d = \frac{\rho_b \cdot v_b^2}{2} (1 + 0,72\mu), \text{ Па.}$$

Таким образом, динамический напор пропорционален квадрату скорости, зависит от коэффициента массовой концентрации, но не зависит от площади сечения трубопровода.

*Статический напор.*

Он расходуется на преодоление трения в трубопроводе  $h_T$ , местных сопротивлений (колена, сопло, разгрузатель, гибкий трубопровод)  $h_M$  и на подъем транспортируемого груза  $h_{II}$ .

$$h_c = h_T + h_M + h_{II}.$$

Рассмотрим последовательно составляющие статического напора.

а) Потери давления на трение от движения воздуха на длине трубопровода  $L$  определяют по формуле гидравлики

$$h_T' = \lambda \cdot \frac{L}{d_T} \cdot \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления – подсчитывается по уравнениям в зависимости от числа Рейнольдса ( $Re$ ).

Это для воздуха. Но у нас ведь движется смесь. Поэтому потери давления на трение при движении по трубам смеси воздуха и транспортируемого груза

$$h_T = h_T' (1 + c \cdot \mu),$$

где  $c$  – коэффициент, зависящий от концентрации смеси, скорости и физико-механических свойств груза.  $c = 0,68 \dots 0,31$  при  $v_B = 13 \dots 26$  м/с.

б) Потери давления в местных сопротивлениях можно определять двумя способами. Первый заключается в выражении местных сопротивлений в коленах, переключателях, разгрузителях в эквивалентные длины горизонтальных участков. Тогда расчетная приведенная длина транспортера составит

$$L_{пр} = \sum L_T + \sum L_B + \sum L_K + \sum L_{II} + \sum L_{III},$$

где  $\sum L_T$  и  $\sum L_B$  – сумма горизонтальных и вертикальных участков;

$\sum L_K$ ,  $\sum L_{II}$  и  $\sum L_{III}$  – соответственно сумма длин, эквивалентных по сопротивлению в коленах, переключателях и циклонах.

Определив приведенную длину  $L_{пр}$  ее затем подставляют в уравнение (1) вместо  $L$ .

Второй способ заключается в выражении этих потерь в функции динамического давления через коэффициент местного сопротивления.

$$h_M = \sum \frac{\rho_B \cdot v_B^2}{2}.$$

Местные сопротивления возникают в коленах, при сужении и расширении трубопровода, в разгрузителях.

Трубопроводы с резким изгибом оказывают наибольшие сопротивления, поэтому их рекомендуется избегать.

Местные сопротивления для колен зависят от угла отклонения  $\alpha$ , от отношения радиуса закругления  $R_k$  к диаметру трубопровода  $d_T$ . Значения их принимают по таблицам.

в) Потери давления на подъем груза.

Напор, необходимый для подъема груза на высоту  $H$ , определится, если приравнять силу тяжести массы груза  $\mu \cdot g \cdot \rho_B \cdot A \cdot H$  и силу напора  $h_{II} \cdot A$

$$h_{II} \cdot A = \mu \cdot g \cdot \rho_B \cdot A \cdot H$$

или

$$h_{II} = \mu \cdot g \cdot \rho_B \cdot H .$$

Полный напор с учетом всех потерь давления составит

$$h = (h_d + h_T + h_M + h_{II}) \cdot 1,25, \text{ Па.}$$

В пневматических установках всегда бывают утечки и подсосы воздуха, поэтому расход воздуха, полученный по расчету, необходимо увеличить на 10...25%.