

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Уральский государственный лесотехнический
университет
Кафедра станков и инструментов

И.Т. Глебов

Подъемно-транспортные машины отрасли

**Оборудование и методы решения задач по
механическому транспорту
деревообрабатывающих предприятий**

Методические указания
для проведения практических занятий со студентами
очной и заочной форм обучения
направления 656300 "Технология лесозаготовительных и деревообра-
батывающих производств"
специальности 250403 "Технология деревообработки"
по учебной дисциплине "Подъемно-транспортные машины
отрасли"

Екатеринбург 2008

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической
комиссией факультета МТД
Протокол №1 от 20. 09. 2008 г.

Рецензент – канд. техн. наук, доц. В.И. Сулинов

Редактор
Оператор

| | | | |
|--------------------|---------------------|-------|----------|
| Подписано в печать | | Поз. | |
| Плоская печать | Формат 60 x 84 1/16 | Тираж | 100 экз. |
| Заказ № | Печ. л. 3,02 | Цена | руб. коп |

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

Введение

Механические подъемно-транспортные машины на деревообрабатывающих предприятиях применяется во всех технологических процессах. Они используются для перемещения штучных и насыпных грузов в цехах и на территории предприятия между цехами. Грузоподъемные машины чаще всего используются на складах сырья, пиломатериалов, готовой продукции.

Механические подъемно-транспортные машины бывают периодического и непрерывного действия.

Машины периодического действия прекращают движение для захвата или отдачи груза. К ним относят краны, электро- и автопогрузчики, лифты и т.д.

К машинам непрерывного транспорта относят транспортеры с тяговым элементом (ленточные, продольные и поперечные цепные, скребковые), а также без тягового органа (роликовые, винтовые, инерционные, гравитационные – вращающиеся трубы).

Методические указания предназначены для студентов специальности 250403 лесотехнических вузов, изучающих учебную дисциплину "Подъемно-транспортные машины отрасли" на практических занятиях и при выполнении контрольной работы. Эти занятия позволяют обучающимся получить знания, умения и навыки при выборе и расчете подъемно-транспортных установок.

В настоящее время для изучения указанной дисциплины используются учебные пособия Таубер Б.А., Калитеевских Р.Е., Громцев Е.К. "Внутризаводский транспорт" (1978 г.), Спиваковский А.О., Дьячков В.К. "Транспортирующие машины" (1983 г.), Силаев А.Б. "Грузоподъемные и транспортные устройства в деревообрабатывающей промышленности" (1978 г.). Однако оборудование внутризаводского транспорта быстро изменяется, современный российский рынок предлагает большой выбор подъемно-транспортных машин отечественного и импортного производства. Это и побудило подготовку новой учебной книги.

Предлагаемая книга полностью соответствует учебной программе дисциплины. Она содержит авторский текст и полномасштабный аппарат. Формулировки, подлежащие запоминанию, выделены в

тексте жирным шрифтом. Термины и обозначения, используемые в книге, унифицированы, единицы измерения физических величин приведены в соответствии с действующими стандартами.

При изучении учебной дисциплины "Подъемно-транспортные машины отрасли" можно использовать два типа практических занятий: изучение конструкций подъемно-транспортного оборудования и освоение методов расчета транспортеров.

При изучении конструкций студент, используя материалы предлагаемой книги, вычерчивает схемы заданного оборудования и приводит их описание. При освоении методов расчета транспортеров студент согласно полученному варианту задания делает расчетную схему и выполняет расчет. Примеры выполнения расчетов приведены в предлагаемой книге.

1. Грузоподъемные механизмы

1.1. Подъемники

Подъемниками называют рабочие машины, применяемые для формирования и разборки пакетов пиломатериалов, плит, фанеры или для подъема-опускания груза при выполнении погрузочно-разгрузочных работ. Стол подъемника может перемещаться в вертикальном или наклонном направлениях.

Для привода стола используют винтовую, зубчато-реечную, рычажную передачи или гидроцилиндр.

Для увеличения хода рабочего стола при ограниченной длине гидроцилиндра используют **механические ускорители** (рис. 1) [1]. В этом случае применяют гидроцилиндр с двухсторонним штоком 2, на концах которого на подшипниковых опорах закреплены звездочки 4. На звездочки надета цепь, жестко закрепленная концами на корпусе гидроцилиндра 3. Цепь соединена также с подъемным столом 5. Если ход гидроцилиндра равен H , то ход стола равен $2H$.

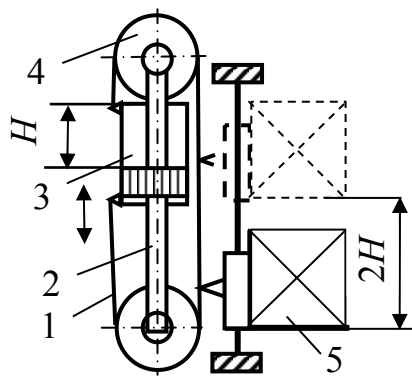


Рис. 1. Подъемник с гидроцилиндром и цепным ускорителем хода

Роликовый стол 2 (рис. 2) подъемника, используемого для укладки щитовых деталей в стопы или для поштучной выдачи деталей из стоп, может подниматься или опускаться с помощью четырех шатунов 1, соединенных шарнирно между собой, со столом и основанием. В качестве привода использован ходовой винт с гайкой 3, шарнирно соединенной с шатунами рычагом. Винт приводится в движение от электродвигателя через червячный редуктор. Оснащение подъемника конечными выключателями обеспечивает его работу в автоматическом режиме.

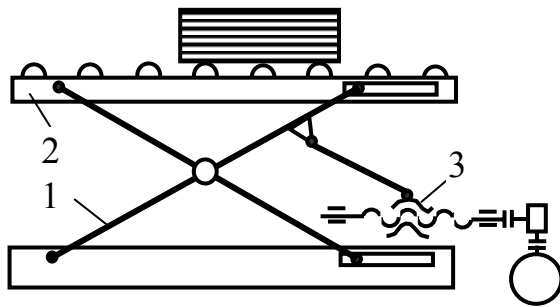


Рис. 2. Схема подъемника с винтовым приводом

утов 1, соединенных шарнирно между собой, со столом и основанием. В качестве привода использован ходовой винт с гайкой 3, шарнирно соединенной с шатунами рычагом. Винт приводится в движение от электродвигателя через червячный редуктор. Оснащение подъемника

конечными выключателями обеспечивает его работу в автоматическом режиме.

1.2. Лебедки

Лебедка – это машина для вертикального, горизонтального и наклонного передвижения груза при помощи каната, навиваемого на барабан. Лебедки бывают с ручным, электрическим приводом и являются составной частью подъемных кранов, подъемников. Используя в работе с лебедкой полиспаст, ее грузоподъемность (тяговое усилие) можно увеличить. Общий вид ручной лебедки ЛР-1 приведен на рис. 3 и в табл. 1.

Таблица 1

Лебедки ручные ТЛ

| | Параметры | Лебедки ручные | | |
|--|------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | | ТЛ-2А | ТЛ-3А | ТЛ-5А |
|  <p>Рис. 3. Лебедка ручная ЛР-1</p> | Тяговое усилие, кН | 1,25 | 3,2 | 5 |
| | Канатоемкость, м | 50 | 50 | 75 |
| | Диаметр каната, мм | 11 | 16,5 | 22 |
| | Габаритные размеры, мм | 655×500 ×720 | 805×640 ×860 | 930×900 ×860 |
| | Масса лебедки без каната, кг | 150 | 230 | 470 |
| | Усилие на рычаг рукоятки, Н | 100 | 120 | 120 |

Лебедки с ручным приводом применяются на строительномонтажных и ремонтных работах. Лебедки с электродвигательным приводом используются в грузоподъемных машинах.

1.3. Тали

Таль – грузоподъемное устройство в виде зубчатой или червячной передачи с полиспастом, предназначенное для вертикального подъема и опускания груза.

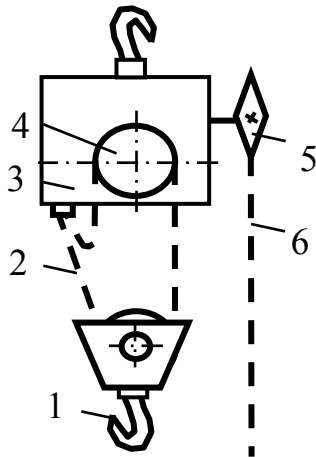


Рис. 4. Схема тали ручной

Тали классифицируют по нескольким признакам. По виду привода различают тали с ручным и с электродвигательным приводом. По возможности горизонтального перемещения поднятого груза выделяют стационарные и передвижные тали. Подвижная таль имеет роликовую тележку, смонтированную на монорельсе или пролетной балке.

Простейшая ручная таль выполнена в виде червячного редуктора 3 (рис. 4), на валах червяка и червячного колеса которого закреплены звездочки 5 и 4 соответственно. На звездочку 4 червячного колеса надета цепь 2 с полиспастом и грузовым крюком 1. На звездочку 5 надета замкнутая цепь 6, свисающая до пола.

Для подъема-опускания груза, подвешенного на крюке 1, рабочий с помощью цепи 6 вращает червяк редуктора в ту или иную сторону. Грузоподъемность талей – 0,5...5,0 т.

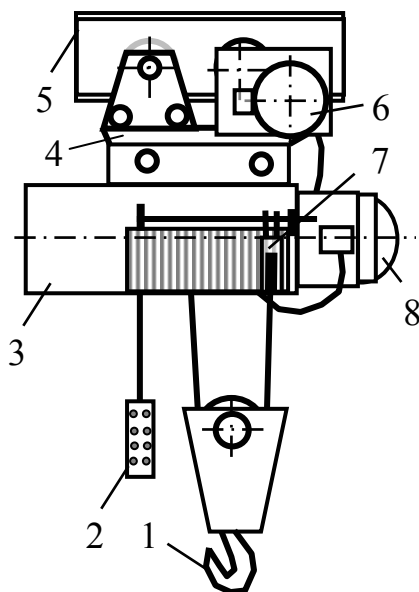


Рис. 5. Таль электрическая

Для подъема-опускания груза, подвешенного на крюке 1, рабочий с помощью цепи 6 вращает червяк редуктора в ту или иную сторону. Грузоподъемность талей – 0,5...5,0 т.

Таль подвижную с электродвигательным приводом иногда называются тельфером (нерекомендуемое название).

Современная электроталь (рис. 5), оснащена электродвигателем 8 с лебедкой смонтированными в корпусе 3, канатным полиспастом и крюком для груза 1. Лебедка снабжена канатоукладчи-

ком 7. Грузовая тележка 4 опирается катками на направляющие моно-рельса 5 и может перемещаться в горизонтальном направлении с помощью электродвигателя 6 и редуктора.

Управление электродвигателями выполняется с помощью кнопочного пульта 2. Часто тали снабжаются радиопультами. Пользоваться им удобно с любого безопасного для крановщика места. Радиопульт подвешен при работе на шее крановщика.

Российский рынок предлагает много различных электроталей, например, ТЭ 025-511; МД 0,5/6; МД 0,5/9; МД 0,5/12; МД 1,0/6; МД 1,0/9. Первая цифра модели указывает на грузоподъемность, т, вторая в телях серии МД – высоту подъема, м.

2. Краны

2.1. Кран-балка

Кран-балка – это разновидность подъемного крана мостового типа, у которого таль с ручным или электрическим приводом передвигается по ездовой балке. Балка базируется на концевых тележках.

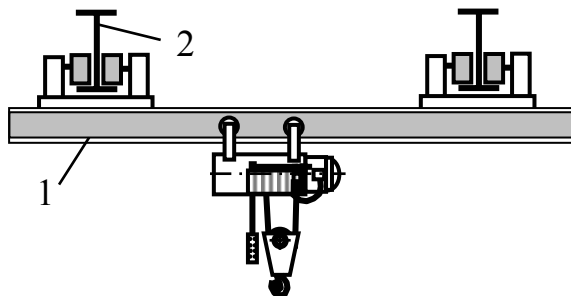


Рис. 6. Кран-балка

Кран-балки могут быть различных типов: опорная кран-балка или подвесная кран-балка, ручная кран-балка и электрическая кран-балка. Исходя из требуемой задачи, кран-балку изготавливают определенной грузоподъемностью, длиной пролета и высотой подъема.

Подвесная кран-балка (рис. 6) состоит из двух крановых путей 2, подвешенных к перекрытию здания, и ходовой балки 1 с концевыми тележками, на которой размещается крановая тележка с ходовым механизмом. Кран-балка представляет собой разновидность подъемного крана мостового типа грузоподъемностью до 5 т.

Общий вид опорной кран-балки приведен на рис. 7.

Указанные на чертеже размеры: $L = 4,5 \dots 28,5$ м; $A = 1500 \dots 5000$ мм; $B = 1850 \dots 5350$ мм. Высота подъема груза 12 м.

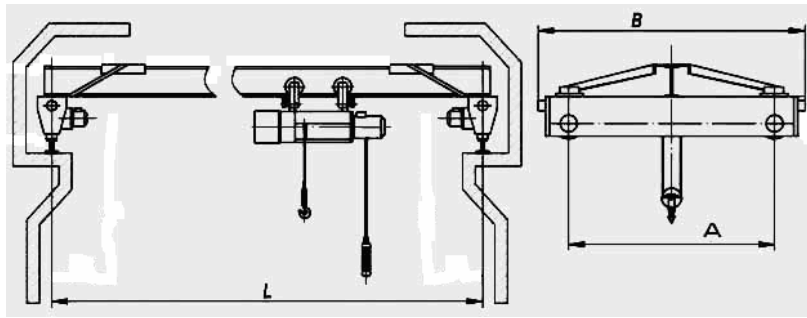


Рис. 7. Опорная кран-балка

2.2. Кран мостовой

Кран мостовой – это подъемный кран, выполненный в виде опорного или подвесного моста с грузовой тележкой и талью. Мост может перемещаться по подкрановым путям, расположенным вдоль пролета цеха, а тележка с талью – по мосту поперек пролета цеха. Грузоподъемность кранов составляет от 5 до 450 т.

Краны с электроприводом предназначены для подъема и перемещения грузов различного назначения при монтажных и ремонтных работах, а также при обеспечении технологического процесса цеха. Мостовой кран (рис. 8) состоит из балки 2, опирающейся на подкрановые пути, грузовой тележки 1 и кабины 3 для крановщика.

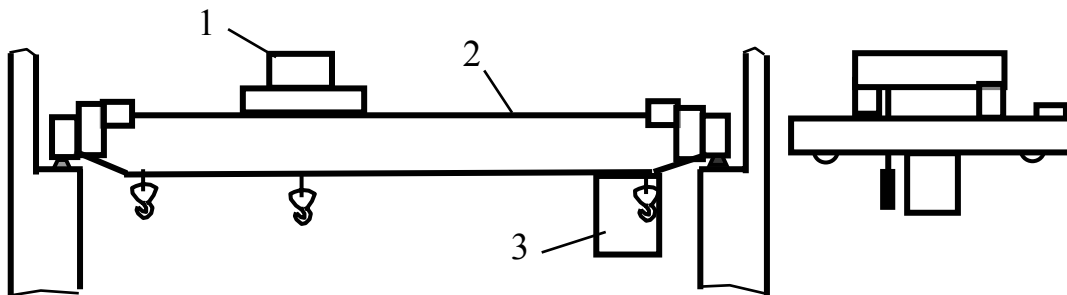


Рис. 8. Схема крана мостового

2.3. Кран козловый

Козловый кран – это подъемный кран в виде моста на жестких опорах (козлах), передвигающихся по рельсовому пути или бетонному основанию. На мосту установлена грузоподъемная тележка с

талью (рис. 9, табл. 2) . Грузоподъемность до 800 т. Кран циклического действия используется для подъема и горизонтального перемещения подвешенного груза на небольшое расстояние. Для лесной и деревообрабатывающей промышленности выпускаются краны козловые КК-20 и ККД.

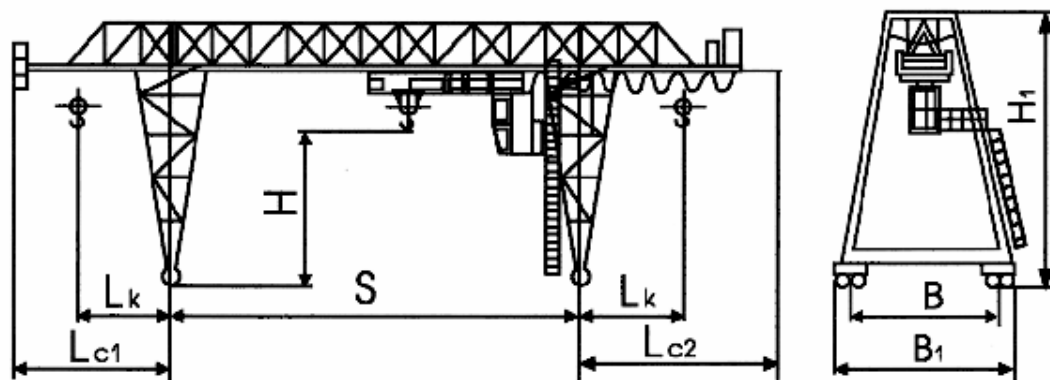


Рис. 9. Кран козловой

Таблица 2

Технические характеристики кранов козловых

| Наименование параметров | Марка крана | |
|-------------------------|-------------|-------|
| | КК-20 | ККД |
| Грузоподъемность, т | до 32 | до 16 |
| Высота подъема груза, м | 9,8 | 14 |
| Вылет консолей, м | 8/10 | 8 |
| Высота крана, м | 15,7 | 20 |
| Масса, т | 72 | 80 |

2.4. Башенные краны

Башенный кран – это подъемный кран, имеющий высокую башню, поворотную стрелу и подъемную лебедку. Краны бывают стационарными и передвижными. Башня передвижного крана опирается на ходовые колесные тележки, которые перемещаются по рельсовому пути. Грузоподъемность передвижных башенных кранов достигает 100 т, стационарных – 400 т, высота подъема меняется до 150 м, вылет стрелы – до 50 м.

Башенные краны выпускают с поворотной и неповоротной башней, с подъемной стрелой и горизонтальной балочной стрелой, а также порталными.

На лесопромышленных предприятиях нашли широкое применение краны с неповоротной башней, в верхней части которой на опорно-поворотном устройстве смонтированы горизонтальная (неподъемная) стрела и консоль противовеса с контргрузом на конце – это краны типа БКСМ-14 (рис. 10, табл. 3) и типа КБ-572.

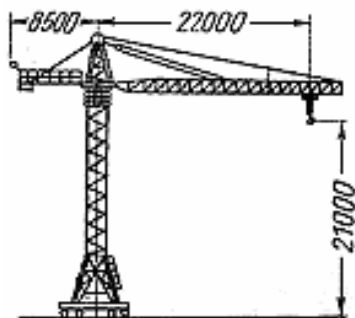


Рис. 10. Башенный кран БКСМ-14ПМ2

Портальный кран – подъемный кран, у которого стрела и поворотная платформа смонтированы на высоком портале, перемещающемся по рельсовому пути. Портал – это П-образная часть конструкции основания машины шириною 6000 мм, через который проходит железнодорожный путь.

Таблица 3

Технические характеристики кранов

| Наименование параметров | Марка крана | |
|-------------------------------|-------------|----------|
| | КБ-572 | БКСМ-14П |
| Грузоподъемность, т | 10 | 5 |
| Высота подъема груза, м | 13,5 | 13,8 |
| Скорость подъема груза, м/мин | 40 | 30 |
| Установленная мощность, кВт | 94 | 44,7 |
| Масса, т | 122 | 72 |

3. Автомобильные грузоподъемные машины

3.1. Автопогрузчики

Автопогрузчик – это самоходная подъемно-транспортная машина со сменным рабочим оборудованием для погрузки, разгрузки, укладки и перемещения грузов. Автопогрузчики являются машинами периодического действия. Рабочее оборудование автомобильных погрузчиков, используемое для выполнения погрузочно-разгрузочных работ, имеет набор съёмных грузозахватных приспособлений и грузовую каретку с гидроприводом. Различают автопогрузчики с фронтальным и боковым расположением рабочего оборудования.

Автопогрузчик с фронтальным расположением рабочего оборудования имеет вилочный подхват, установленный на каретке грузоподъемника (рис. 11). К раме шарнирно крепятся грузоподъемник и гидроцилиндр, благодаря чему грузоподъемник может отклоняться вперед на 3° и назад на 10° . На ходовой части за грузоподъемником установлена кабина, где размещаются сиденье машиниста и органы управления машиной. Позади кабины находится двигатель.



Рис. 11. Автопогрузчик с фронтальным расположением вилочных под-

редине ходовой части. Как правило, автопогрузчики снабжены однотипным рабочим оборудованием - грузоподъемником с набором съёмных грузозахватных приспособлений (вилочными подхватами, ножом для расчистки дорог, грузовой балкой, гидравлическим грейфером емкостью $2,5 \text{ м}^3$ и др.).

Грузоподъемность автопогрузчиков изменяется от 3 до 10 т. В условиях деревообрабатывающих предприятий с помощью автопогрузчиков выполняют разнообразные работы.

3.1.1. Выгрузка круглых лесоматериалов



Рис. 12. Стрелочный колесный погрузчик М320МН

Автопогрузчики с боковым расположением грузоподъемника предназначены для погрузки, транспортирования и разгрузки длинномерных и крупногабаритных грузов (лесоматериалов, строительных деталей и конструкций, станков и оборудования).

Рабочее оборудование такого погрузчика размещается сбоку кабины и двигателя посе-

реди ходовой части. Как правило, автопогрузчики снабжены однотипным рабочим оборудованием - грузоподъемником с набором съёмных грузозахватных приспособлений (вилочными подхватами, ножом для расчистки дорог, грузовой балкой, гидравлическим грейфером емкостью $2,5 \text{ м}^3$ и др.).

Для погрузочно-разгрузочных работ используют стреловые колёсные погрузчики, например М320МН (рис. 12). Погрузчик можно использовать для разгрузки (погрузки), как полувагонов, так и автомобильного подвижного состава или водного транспорта.

Мощность двигателя погрузчика 130 л.с., высота подъема кабины от уровня платформы 2 м, скорость движения до 20 км/ч, масса с грейферным захватом – 23500 кг, площадь сечения захвата 0,63 м², максимальная высота подъема лесоматериалов 10 м, грузоподъемность на максимальном вылете в продольном направлении 18600 Н, максимальный вылет стрелы 11,5 м.

3.1.2. Укладка лесоматериалов в штабель

Для укладки лесоматериалов в штабель применяют различные лесоштабелеры (рис. 13, 14)

Лесоштабелер ЛТ-163 Может производить набор пачки круглых лесоматериалов из накопителя или плотного штабеля высотой 3-4 м., транспортировку этой пачки и ее укладку. Высота штабеля круглых лесоматериалов не должна превышать полуторократную длину бревен, укладываемых в штабель.

При штабелевке вручную высота штабеля должна быть не более 1,8 м, при укладке челюстным погрузчиком – 3 м.



Рис. 13. Лесоштабелер ЛТ-163

Рис. 14. Работа автопогрузчика

3.2. Портальные автолесовозы

Портальные автолесовозы предназначены для перевозки по территории деревообрабатывающего предприятия пакетов пиломатериалов, древесностружечных и древесноволокнистых плит шириной до 1800 мм и высотой до 1300 мм. Выпускает портальные автолесовозы

Соломбаевский машиностроительный завод – единственное предприятие на территории России и СНГ.

Автолесовоз (рис. 15) выполнен из унифицированных узлов, используемых в автомобилях ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, может перемещаться вперед и назад с одинаковой скоростью. Соломбаевский МЗ выпускает автолесовозы Т-140М2, Т-140М2 (уширенный, с шириной портала 2000 мм), Т-210А2. Автолесовоз Т-210А2 предназначен не только для перевозки пакетов пиломатериалов, но и для погружения их в ванну с раствором антисептика на глубину 1750 мм от уровня дороги. Для этого машина снабжена утапливающим устройством.

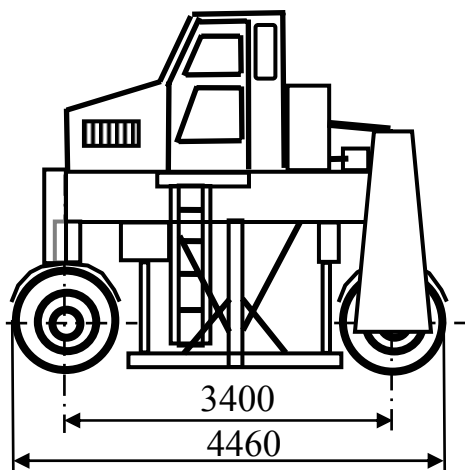


Рис. 15. Портальный автолесовоз Т-140М2

Пакет транспортируемого материала формируется на брусках, которые расположены над поверхностью дороги на расстоянии 150 мм. Автолесовоз наезжает на пакет (пакет оказывается в портале), захваты опускаются до поверхности дороги, смыкаются, захватывая бруски, затем захваты поднимают пакет и автолесовоз транспортирует его к месту назначения. Технические характеристики автолесовозов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Технические характеристики порталных автолесовозов

| Наименование параметров | Марки автолесовозов | |
|---|---------------------|-------|
| | Т-140М2 | Т-150 |
| Грузоподъемность, кг | 6300 | 6300 |
| Наибольшие размеры транспортируемого пакета мм: | | |
| ширина | 1800 | 1300 |
| высота | 1300 | 1300 |
| длина | 6500 | 6500 |
| Высота подъема груза, мм | 500 | 500 |
| Скорость движения с грузом, км/ч | 40 | 40 |
| Скорость подъема груза, м/с | 0,14 | 0,1 |
| Количество ведущих колес, шт | 2 | 2 |
| Габаритные размеры, м | 4,46×3,6×3,1 | - |

| | | |
|-------------------------|------|------|
| Масса, кг | 5920 | 5200 |
| Мощность двигателя, кВт | 92,0 | - |

3.3. Штабелеры

Штабелер – грузоподъемное устройство, используемое для выполнения складских работ, погрузки, разгрузки автомобильного транспорта, формирования и разборки сушильных штабелей.

Данная техника предназначена в основном для подъема и спуска груза. Высота подъема груза от 1,5 до 12 м.

Гидравлические штабелеры. Ручной гидравлический штабелер – самый простой и недорогой тип штабелера. Гидравлика может быть как с ручным, так и с ножным приводом (рис. 16).



Рис. 16. Штабелер

Грузоподъемность таких штабелеров от 500 кг до 2 т. Высота подъема относительно небольшая, хотя есть модели с высотой подъема до 3 м. Наиболее востребованы модели с подъемом около 1,6 м. Очень удобно использовать данный тип штабелера при разгрузке-погрузке транспорта.

Самоходные штабелеры. Самоходные штабелеры используются при интенсивных грузопотоках. Пе-

ремещение штабелеров и подъем вилок осуществляется от аккумуляторной батареи.

3.4. Ручные и самоходные тележки

Для обеспечения технологического процесса в деревообрабатывающих цехах часто используются ручные тележки. На тележках перевозят заготовки и детали от одного станка к другому на расстояние до 50 м.

Рама тележки установлена на четырех или трех колесах (третье колесо поворотное) и снабжена рукояткой для перемещения тележки. Стол тележки может быть плоский, роликовый, подъемный или неподъемный.

Для перемещения грузов в цехе и на улице на расстояние до 100...500 м используют самоходные тележки, называемые электрокарами. Механизм передвижения электрокара колесный с приводом от электродвигателя постоянного тока. Для питания двигателя на электрокаре установлен аккумулятор большой емкости. Электрокар управляется водителем.

4. Рельсовый транспорт

Многие деревообрабатывающие предприятия получают сырье и отгружают готовую продукцию по железной дороге, используя железнодорожный транспорт. Кроме того, в цехах часто используются рельсовые вагонетки, тележки, особенно в сушильных цехах.

4.1. Вагоны грузовые

Крытые грузовые вагоны колеи 1524 мм – это четырехколесные вагоны грузоподъемностью не менее 62 т и вместимостью не менее 120 м³. Внутренние размеры пола вагона: длина – 13920 мм, ширина – 2654 мм. Высота вагона от головки рельса – 3837 мм.

Платформа – грузовой вагон открытого типа с небольшими бортами грузоподъемностью 63 т. Борты платформы откидные.

Полувагон – грузовой вагон открытого типа с высокими бортами грузоподъемностью до 125 т. Полувагоны могут быть цельнометаллическими с дверями по бокам и с торцов, а также с деревянными бортами и дверью с торца, открывающуюся внутрь.

Для саморазгрузки сыпучих грузов в полу полувагона имеется 14 открывающихся люков.

Вагоны-цистерны предназначены для перевозки жидких грузов.

4.2. Цеховой рельсовый транспорт

Основным видом рельсового транспорта в цехах являются вагонетки. Вагонетка – открытый грузовой вагон малой вместимости (0,5...6,0 м³). Вагонетки используются для подачи заготовок к станкам, например, для подачи пакета пиломатериалов длиной 6,5 м к четырехстороннему продольно-фрезерному станку. Вагонетки служат

для подачи штабеля сырых пиломатериалов в сушильную камеру для сушки.

5. Машины непрерывного механического транспорта

5.1. Общие понятия и определения

Транспортирующими машинами непрерывного действия называют машины, которые перемещают насыпные или штучные грузы непрерывным потоком. От других видов транспорта они отличаются фиксированной в пространстве траекторией перемещения груза. Такие машины используют для транспортирования грузов на небольшие расстояния в пределах цеха, завода и называют их *транспортёрами*.

Рабочими органами транспортёров могут быть прорезиненные ленты, цепи, винты, ролики или трубы. В связи с этим транспортёры называют соответственно ленточными, цепными, шнековыми, роликовыми (рольгангами), вибрационными или вращающимися трубами и др. [2, 3, 4]. Конструкций транспортёров очень много. Транспортёры могут быть тележечными (груз перемещается по замкнутой траектории на тележках), напольными или подвесными и т.д. Если транспортёр перемещает груз в вертикальной плоскости, то его называют *элеватором*.

Если на транспортёре помимо перемещения объекта над ним выполняются дополнительно какие-либо технологические операции, то такой транспортёр называют *конвейером*, например, сборочным конвейером, конвейером для отделки оконных блоков (выполняются операции облива эмалью, удаления излишков краски, сушки и др.), конвейером для производства древесностружечных плит, на котором выполняются операции формирования ковра, удаления металлических включений, подпрессовки, отрезание стружечного брикета.

5.2. Характеристика транспортируемого материала

На деревообрабатывающих предприятиях с помощью механических транспортёров перемещают мягкие отходы от деревообрабатывающих станков (опилки, стружку, кору), технологическую стружку и щепу, а также пиломатериалы и кусковые отходы. Мягкие древесные отходы отличаются неоднородностью размеров и плохой сыпучестью.

В разрыхленном состоянии они занимают объем больший, чем объем плотной древесины. Плотность разрыхленных мягких отходов определяют так:

$$\gamma = K_v \gamma_0, \quad (1)$$

где γ – масса одного м³ древесных частиц (плотность), кг/м³;

K_v – коэффициент полнодревесности (заполнения);

γ_0 – плотность массивной древесины, кг/м³.

Коэффициенты полнодревесности для некоторых типов частиц имеют следующие значения:

| Тип частиц: | Щепа всех классов | Щепа-дробленка | Стружка листвен-ная | Стружка хвойная | Опилки не-слежавшиеся |
|-------------|-------------------|----------------|---------------------|-----------------|-----------------------|
| K_v | 0,338 | 0,375 | 0,110 | 0,130 | 0,250 |

Плотность массивной древесины сухой и влажности для некоторых пород приведена ниже:

– при влажности 15 %

| | | | | | |
|------------------------------|--------|-------|-------|-------|-------------|
| Порода | Береза | Бук | Дуб | Ель | Лиственница |
| ρ_v , кг/м ³ | 640 | 690 | 740 | 450 | 670 |
| Порода | Липа | Ольха | Осина | Пихта | Сосна |
| ρ_v , кг/м ³ | 490 | 530 | 490 | 380 | 510 |

– при влажности 60...80 %

| | | | | | |
|------------------------------|--------|-------|-------|-------|-------------|
| Порода | Береза | Бук | Дуб | Ель | Лиственница |
| ρ_v , кг/м ³ | 870 | 930 | 1010 | 710 | 1040 |
| Порода | Липа | Ольха | Осина | Пихта | Сосна |
| ρ_v , кг/м ³ | 740 | 800 | 730 | 600 | 800 |

Пример. Определить плотность опилок, получаемых при пилении древесины ели при влажности 80%.

Решение. По приведенным данным находим коэффициент полнодревесности опилок $K_v = 0,25$ и плотность массивной древесины ели $\gamma_0 = 710$ кг/м³. Плотность еловых опилок

$$\gamma = K_v \gamma_0 = 0,25 \cdot 710 = 177,5 \text{ кг/м}^3.$$

5.3. Расчет сил трения

Пусть ролик катится по поверхности деревянной заготовки и под действием силы нормального давления N деформирует ее (рис. 17). Силу реакции в точке A заготовки раскладывают на силу трения F_T и силу нормальную. Естественно допустить, что нормальная составляющая реакции равна N .

Кроме того в результате трения скольжения цапфы в подшипниковой опоре возникает сила трения скольжения $F_{тс}$.

Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения O :

$$\sum M_o = 0; \quad F_T R - NK - F_{тс} r = 0, \quad F_T R - NK - Nfr = 0,$$

откуда приведенная сила трения

$$F_T = N \frac{2K + fd}{D}, \quad (2)$$

а приведенный коэффициент трения

$$f_{пр} = \frac{2K + fd}{D}, \quad (3)$$

где K – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм (табл. 5);

f – коэффициент трения скольжения цапфы в подшипнике; $f = 0,15 \dots 0,20$ в подшипниках

скольжения; для подшипниках качения принимается $f = 0,05$;

d – диаметр цапфы, мм;

D – диаметр ролика, мм.

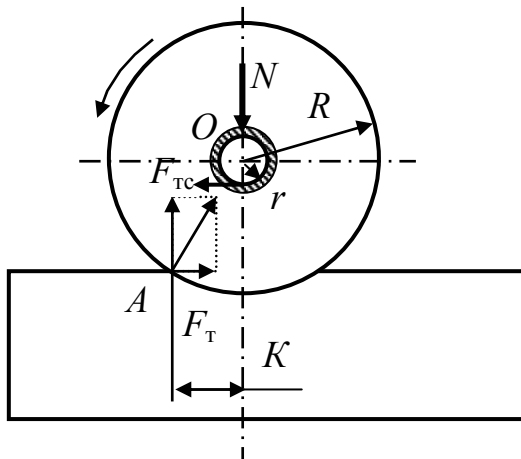


Рис. 17. Схема к расчету сил трения

Таблица 5

Значения коэффициентов трения качения гладких роликов по древесине K , мм

| Порода древесины | Влажность, % | |
|------------------|------------------------|----------------------|
| | 12 | 65 |
| Сосна | $K = 0,36 + 0,00165D$ | $K = 0,45 + 0,0022D$ |
| Береза | $K = 0,5 + 0,00135D$ | $K = 0,54 + 0,0018D$ |
| Дуб | $K = 0,168 + 0,00096D$ | $K = 0,25 + 0,0014D$ |

Примечание: Для рифленых вальцов $K_{риф} = 1,15K$;
 для обрешеченных – $K_p = 1,3K$.

5.4. Основы расчета транспортера

5.4.1. Сопротивления движению тягового элемента

В общем случае мощность привода транспортера с гибким тяговым элементом определяется по формуле [2, 3, 4, 5], кВт

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{max} - S_o + W_{вз}) , \quad (4)$$

где V - скорость транспортирования груза, м/с;

η_{np} – коэффициент полезного действия привода транспортера (в среднем $\eta_{np} = 0,92 - 0,95$);

S_{max} – натяжение гибкого тягового элемента в точке набегания его на ведущее звено (барабан, звездочку), Н;

S_o – натяжение гибкого тягового элемента в точке сбегания его с ведущего звена, Н;

$W_{вз}$ – сопротивление на ведущем звене (барабане, звездочке и др.), Н.

Для определения указанных сопротивлений обратимся к общей схеме транспортера (рис. 18).

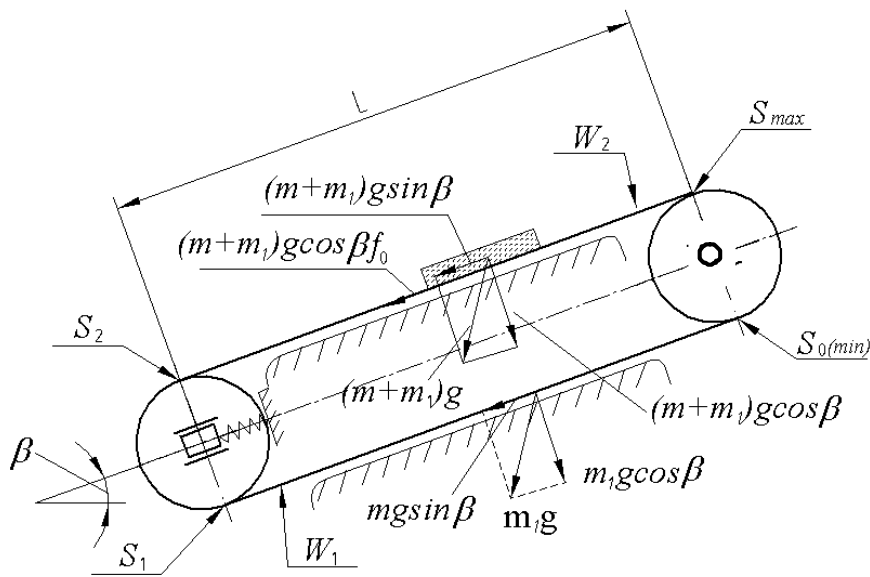


Рис. 18. Схема сопротивлений при движении тягового элемента на опорах скольжения

На схеме показаны математические выражения действующих сил, в которых приняты следующие обозначения символов:

m - масса перемещаемого груза, приходящаяся на 1 м длины транспортера, кг/м;

m_1 - масса 1 м тягового элемента транспортера с учетом массы рабочего органа, кг/м;

f_o - коэффициент трения скольжения элемента по направляющим, при контакте резины с деревом $f_o = 0,6$; резины с металлом - $f_o = 0,3$;

g - ускорение свободного падения, м/с².

Сопротивление при прохождении гибкого тягового элемента по опорам скольжения согласно рис. 1 определяется так:

– для грузной ветви

$$W_2 = (m + m_1)gL \cos \beta f_0 + (m + m_1) gL \sin \beta; \quad (5)$$

– для порожней ветви

$$W_1 = m_1gL \cos \beta f_0 - m_1gL \sin \beta \quad (6)$$

В случае прохождения гибкого тягового элемента по опорам качения (рис. 19) сопротивления определяются так:

– для грузной ветви

$$W_2 = (m + m_1)gL \cos \beta \left(\frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_2gL \frac{fd}{D_n} + (m + m_1)gL \sin \beta \quad (7)$$

– для порожней ветви

$$W_1 = m_1g \cos \beta L \left(\frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_3gL \frac{fd}{D_n} - m_1gL \sin \beta, \quad (8)$$

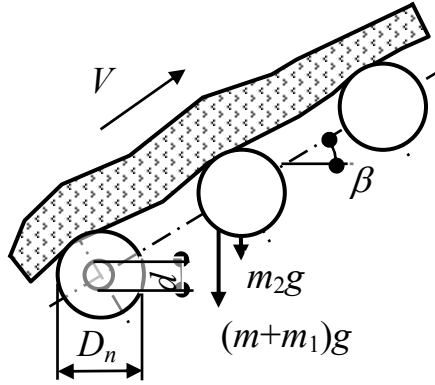


Рис. 19. Схема к определению сопротивлений при движении по опорам качения

где m_2 - масса вращающихся частей роликовых опор, приходящихся на 1 м длины рабочей ветви транспортера, кг/м;

m_3 - масса вращающихся частей роликовых опор приходящаяся на 1 м длины холостой ветви, кг/м;

K - коэффициент трения качения ленты в местах контакта ее с роликовой опорой, $K = 1,5 \dots 2,0$ мм;

f - коэффициент трения в опорах роликов;

D_n – наружный диаметр поддерживающих роликов, м;

d - диаметр осей роликов, м.

Результат расчета по формулам (5) и (7) может быть получен с отрицательным знаком. Это говорит о том, что гравитационная составляющая от силы веса порожней ветви при определенном угле наклона транспортера оказывается больше сил трения ленты по ее опорам.

5.4.2. Натяжения гибкого тягового элемента в характерных точках

Первоначальное натяжение ветви S_0 зависит от условий работы тягового органа и назначается по требованию сдвига, допускаемой стреле провеса холостой ветви, по необходимому натяжению при сбегании ветви с ведущего колеса. Первоначальное натяжение находят так:

– по требованию сдвига с места холостой ветви при выборке ее слабины

$$S_0 = (1,2...1,5)(m_1 gL \cos \beta f_0 - m_1 gL \sin \beta);$$

– по необходимому натяжению при сбегании ветви с ведущего колеса

$$S_0 = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}},$$

где $e = 2,72$ - основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения ленты, каната по ободу барабана;

α – угол обхвата обода барабана.

Натяжение в точке набегания на направляющую звездочку или барабан будет

$$S_1 = S_0 + W_1,$$

где W_1 – сопротивление движению на холостой ветви транспортера.

Натяжение в точке сбегания с направляющей звездочки или барабана принимают

$$S_2 = S_1(1,03 - 1,05) \approx 1,04(S_0 + W_1).$$

Натяжение в точке набегания на ведущую звездочку или барабан

$$S_{\max} = S_2 + W_2 \approx 1,04(S_0 + W_1) + W_2.$$

5.4.3. Сопротивление на выпуклых направляющих

В транспортерах для изменения направления движения тягового элемента используют направляющие **колеса или шины**.

Сопротивление на направляющем промежуточном или концевом колесе

$$S_k = C_k S_n,$$

где C_k – коэффициент сопротивления направляющего колеса; для ленточных и цепных транспортеров принимают $C_k = 0,04$.

S_n – натяжение набегающей ветви тягового элемента, Н.

Сопротивление на шине

$$S_{ш} = C_{ш} S_n.$$

Коэффициент сопротивления на направляющей выпуклой шине, по которой тяговый элемент скользит

$$C_{ш} = e^{f\varphi} - 1, \quad (9)$$

где $e = 2,72$ - основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения скольжения тягового элемента по шине;

φ – угол охвата шины,

рад.

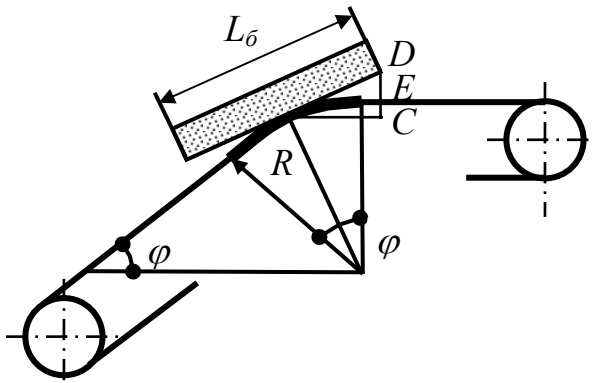


Рис. 20. Схема к расчету параметров шины

Параметры шины. На рис. 20 показана часть эстакады с наклонным и горизонтальным участками и шиной между ними.

Самое неустойчивое положение бревна должно быть в момент, когда центр тяжести бревна окажется на середине длины шины.

В этот момент концы бревна поднимаются над тяговым органом на максимальную величину $\Delta = DE$.

$$\Delta = DC - EC = \frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - R(1 - \cos \frac{\varphi}{2}).$$

Отсюда радиус шины, м

$$R = \frac{\frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - \Delta}{(1 - \cos \frac{\varphi}{2})}. \quad (10)$$

Длина шины

$$L_{ш} = R\varphi,$$

где φ – угол охвата шины, рад.

Пример. При $L_{\delta} = 6,5$ м, $\varphi = 20^{\circ}$ в зависимости от величины Δ получим

| | | | | | | |
|--------------|------|------|------|------|-----|------|
| Δ , м | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
| R , м | 30,6 | 24,0 | 17,4 | 10,8 | 4,2 | -2,3 |
| $L_{ш}$, м | 10,7 | 8,4 | 6,1 | 3,8 | 1,5 | -0,8 |

5.5. Ленточные транспортеры

5.5.1. Общие сведения

Ленточные транспортеры предназначены для перемещения штучных грузов (пиломатериалов, кусковых отходов) и сыпучих материалов (щепы, опилок и др.). Транспортеры могут быть стационарными и передвижными, горизонтальными или наклонными к горизонту, с прорезиненной или стальной лентой, со скользящими или роликовыми опорами для ленты, с плоской или желобчатой формой рабочей ветви.

Стационарные ленточные транспортеры выпускаются с шириной прорезиненной ленты от 400 до 2000 мм, углом наклона до 20° и скоростью движения ленты до 2 м/с.

Транспортерная лента служит грузонесущим и тяговым элементом. Лента состоит из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной. Сверху и снизу для защиты от влаги слои ткани облицованы резиной. В соответствии с ГОСТ 22644-77 число тканевых прокладок увеличивается с ростом ширины ленты так:

| | | | | | | |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Ширина ленты | | | | | | |
| B , мм | 300 | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 |
| Число прокладок ленты i , шт | 2...5 | 2...5 | 2...5 | 2...6 | 3...6 | 3...6 |

Опорные устройства для лент. Для поддержания рабочей ветви ленты применяют роликовые опоры или сплошной деревянный настил. Холостая ветвь транспортера поддерживается роликами. Роликовые опоры рабочей ветви делают желобчатыми. Для этого каждая опора состоит из трех роликов: среднего горизонтального и боковых, наклонных к горизонту под углом 20...30°. Рабочая ветвь ленты получается корытообразной.

Наружный диаметр поддерживающих роликов $D_n = 108$ мм для лент шириной $B \leq 800$ мм и $D_n = 160$ мм при $B > 1000$ мм.

Диаметр оси роликов находится в зависимости от наружного диаметра $d = (1/5 - 1/6) D_n$

Масса роликовой опоры при $D_n = 108$ мм находится из эмпирической формулы

$$m_p = (7B + 4), \quad (11)$$

а при $D_n = 160$ мм - из формулы

$$m_p = (10B + 3), \quad (12)$$

где B - ширина ленты, м.

Допускаемые расстояния между поддерживающими роликами для рабочей ветви транспортера назначается так:

| | | | | | | |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|
| Ширина ленты B , мм | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 |
| l_p - расстояние, мм | 1500 | 1500 | 1400 | 1400 | 1300 | 1300 |

Для холостой ветви расстояние между роликами l_p обычно в два раза больше, чем для рабочей.

Привод ленточного транспортера включает приводной барабан, установленный в шариковых подшипниковых опорах на раме, цепную передачу, редуктор и электродвигатель.

Диаметр ведущего барабана определяется в зависимости от числа прокладок ленты:

$$D_{\delta} = 125 i \quad \text{при } i = 2 - 6, \quad (13)$$

$$D_{\delta} = 150 i \quad \text{при } i \geq 7. \quad (14)$$

Диаметр ведомых (отклоняющих барабанов)

$$D_{\delta} = (80 - 100) i \quad (15)$$

Полученные значения диаметров барабанов скругляются до стандартных размеров, мм: 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1250.

5.5.2. Расчет ленточного конвейера

Дано. Для перемещения сосновой щепы проектируется ленточный горизонтальный транспортер. Длина $L = 30$ м, Часовая производительность $Q = 14$ т/ч. Верхняя ветвь опирается на плоское дощатое основание, нижняя – на поддерживающие ролики.

Определить. Параметры транспортера и мощность электродвигателя.

Решение. 1. Находим плотность щепы. При плотности массивной древесины сосны $\gamma_{\delta} = 510$ кг/м³ и коэффициенте полндревесности $K_v = 0,338$ получим

$$\gamma = K_v \gamma_{\delta} = 0,338 \cdot 510 = 172,4 \text{ кг/м}^3.$$

2. Находим ширину транспортной ленты. Для насыпных грузов ширину ленты B определяют, исходя из заданной производительности Q и принятой скорости ленты при условии, что $V \leq 2$ м/с. Часовая производительность транспортера

$$Q = 0,576 \operatorname{tg}(0,35 \rho) B^2 V \gamma K_n, \quad (16)$$

где ρ - угол естественного откоса насыпного материала, для таких древесных материалов как опилки и щепа $\rho = 40^\circ$;

B - ширина ленты, м;

V - скорость ленты, м/с;

K_n - коэффициент потерь, $K_n = \varphi(\beta)$ [2]:

Угол наклона

| транспортера | $\beta = 12^\circ$ | $\beta = 14^\circ$ | $\beta = 16^\circ$ | $\beta = 18^\circ$ | $\beta = 20^\circ$ |
|--------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
| K_n | 0,97 | 0,95 | 0,92 | 0,89 | 0,85 |

При $\beta = 0^\circ$ $K_n = 1$.

Задаваясь стандартным значением ширины ленты, определим ее скорость. При $B = 650$ мм

$$V = \frac{Q}{0,576 \operatorname{tg}(0,35 \rho) B^2 \gamma K_n} = \frac{14}{0,576 \operatorname{tg}(0,35 \cdot 40^\circ) \cdot 1 \cdot 172,4 \cdot 1} = 1,34 \text{ м/с.}$$

3. Для ленты шириной $B = 650$ мм минимальное число прокладок $i = 2$ шт., при этом верхняя резиновая обкладка имеет толщину $\delta_1 = 3$ мм и нижняя $\delta_2 = 1$ мм. Тогда толщина ленты будет равна

$$\delta = 1,25i + \delta_1 + \delta_2 = 1,25 \cdot 2 + 3_1 + 1 = 6,5 \text{ мм.}$$

4. Находим массу одного погонного метра ленты

$$m_1 = 1,1B\delta, \quad (17)$$

где B – в метрах, δ – в миллиметрах.

$$m_1 = 1,1B\delta = 1,1 \cdot 0,65 \cdot 6,5 = 4,65 \text{ кг.}$$

5. Диаметры барабанов:

– *ведущего* – определяется в зависимости от числа прокладок ленты:

$$D_\delta = 125 i \quad \text{при } i = 2 - 6, \quad (18)$$

$$D_\delta = 150 i \quad \text{при } i \geq 7; \quad (19)$$

– ведомого (отклоняющего)

$$D_o = (80 - 100) i. \quad (20)$$

Полученные значения диаметров барабанов округляются до стандартных размеров, мм: 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1250.

$$D_o = 125 i = 125 \cdot 2 = 250 \text{ мм.}$$

$$D_o = (80 - 100) i = 100 \cdot 2 = 200 \text{ мм. Принимаем } D_o = 250 \text{ мм.}$$

6. Поддерживающие ролики для холостой ветви. Наружный диаметр роликов принимается так: $D_n = 108 \text{ мм}$ для лент шириной $B \leq 800 \text{ мм}$ и $D_n = 160 \text{ мм}$ при $B > 1000 \text{ мм}$.

Диаметр оси роликов находится в зависимости от наружного диаметра

$$d = (1/5 - 1/6) D_n = \frac{108}{5} =$$

Масса роликовой опоры находится по эмпирической формуле, кг:

– при $D_n = 108 \text{ мм}$

$$m_p = (7B + 4), \quad (21)$$

– при $D_n = 160 \text{ мм}$

$$m_p = 10B + 3, \quad (22)$$

где B - ширина ленты, м.

Масса роликовой опоры при $D_n = 108 \text{ мм}$

$$m_p = 7B + 4 = 7 \cdot 0,65 + 4 = 8,55 \text{ кг.}$$

Допускаемое расстояние между поддерживающими роликами для рабочей ветви транспортера берется так:

| | | | | | | |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|
| Ширина ленты B , мм | 400 | 500 | 650 | 800 | 1000 | 1200 |
| l_p - расстояние, мм | 1500 | 1500 | 1400 | 1400 | 1300 | 1300 |

Для холостой ветви расстояние между роликами l_p обычно в два раза больше, чем для рабочей. Для ленты шириной $B = 650 \text{ мм}$ на холостой ветви $l_p = 2800 \text{ мм}$.

7. Масса перемещаемого груза, приходящаяся на 1 м длины транспортера, кг/м:

$$m = \frac{Q}{3,6V}, \quad (23)$$

где Q - заданная производительность, т/ч;

V - скорость транспортера, м/с.

$$m = \frac{Q}{3,6V} = \frac{14}{3,6 \cdot 1,34} = 2,91 \text{ кг/м.}$$

8. Масса роликов, приходящаяся на 1 м длины рабочей и порожней ветви транспортера, находится по формулам

$$m_2 = \frac{m_p}{l_p}, \quad m_3 = \frac{m_p}{2 l_p} \quad (24)$$

где m_p - масса роликовой опоры, кг;

l_p - расстояние между роликами, м.

По условию задачи

$$m_2 = 0, \quad m_3 = \frac{m_p}{2 l_p} = \frac{8,55}{2 \cdot 1,4} = 3,1 \text{ кг/м.}$$

9. Определение значений сопротивлений W_1 и W_2 :

– для порожней ветви, перемещающейся по роликовым опорам

$$\begin{aligned} W_1 &= m_1 g \cos \beta L \left(\frac{2K + fd}{D_n} \right) + m_3 g L \frac{fd}{D_n} - m_1 g L \sin \beta = \\ &= 9,81 \cdot 30 (4,65 \cdot \cos 0^\circ \left(\frac{2 \cdot 1,5 + 0,05 \cdot 21,6}{108} \right) + 3,1 \frac{0,05 \cdot 21,6}{108} - 4,65 \sin 0^\circ) = 60,7 \text{ Н;} \end{aligned}$$

– для грузной ветви, перемещающейся по опоре скольжения

$$\begin{aligned} W_2 &= (m + m_1) g L \cos \beta f_0 + (m + m_1) g L \sin \beta = \\ &= (m + m_1) g L (\cos \beta f_0 + \sin \beta) = \\ &= (2,91 + 4,65) \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot (\cos 0^\circ \cdot 0,6 + \sin 0^\circ) = 1333,7 \text{ Н.} \end{aligned}$$

10. Находим усилия натяжения в характерных точках ветви.

В ленточном транспортере тяговое усилие с ведущего барабана на ленту передается только силами трения. Формула Эйлера дает следующую зависимость между натяжением в набегающей ветви ленты S_{max} и натяжением в сбегающей ветви S_0

$$S_{max} = S_0 e^{f\alpha},$$

где $e = 2,72$ – основание натуральных логарифмов;

α – угол охвата лентой барабана, рад.;

f – коэффициент трения скольжения между барабаном и лентой.

При условии, что чаще всего угол охвата лентой барабана составляет $\alpha = 180^\circ$, и $f = 0,3$, величина $e^{f\alpha} = 2,56$.

Максимальное натяжение ветви может быть найдено по уравнениям.

$$S_{max} = 1,04 (S_0 + W_1) + W_2,$$

$$S_{max} = 2,56 S_o .$$

Решая их как систему получим

$$S_o = \frac{1,04W_1 + W_2}{1,52} = \frac{1,04 \cdot 60,7 + 1333,7}{1,52} = 918,9 \text{ Н.}$$

$$S_{max} = 1,04 (S_o + W_1) + W_2 = 1,04(918,9+60,7)+1333,7 = 2352,5 \text{ Н.}$$

11. Находим значение сопротивления на ведущем барабане по формуле

$$W_{\sigma\sigma} = (S_{max} + S_o)C_o , \quad (25)$$

где C_o - коэффициент потерь, равный при огибании барабанов лентой 0,015 – 0,02, а при огибании звездочек цепью 0,03 – 0,05.

$$W_{\sigma\sigma} = (S_{max} + S_o)C_o = (2352,5 + 918,9) \cdot 0,02 = 65,4 \text{ Н.}$$

12. Проверка ленты на прочность выполняется по формуле

$$K = \frac{B i \sigma_p}{S_{max}} \geq 10 , \quad (26)$$

где σ_p - предел прочности на разрыв одного метра ширины одной прокладки, Н/м.

Для прокладок из бельтинга Б-820 $\sigma_p = 55000$ Н/м (на метр ширины ленты).

Запас прочности

$$K = \frac{B i \sigma_p}{S_{max}} = \frac{0,65 \cdot 2 \cdot 55000}{2352,5} = 30,4 \geq 10 .$$

13. Определением мощность электродвигателя для привода транспортера.

$$\begin{aligned} P &= \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{max} - S_o + W_{\sigma\sigma}) = \\ &= \frac{1,34}{1000 \cdot 0,95} (2352,5 - 918,9 + 65,4) = 2,1 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

5.6. Транспортеры скребковые

5.6.1. Общие сведения

Скребковые транспортеры в деревообрабатывающей промышленности применяются для перемещения насыпных грузов (щепы, стружки, опилок и т.д.). Насыпной груз перемещается по деревянному лотку скребками, закрепленными на цепи. Рабочие функции выполняет нижняя ветвь транспортера (рис. 21). Длина транспортера достигает 60 м.

Преимуществами скребковых транспортеров являются простота конструкции и возможность обеспечения загрузки и разгрузки в любом месте трассы. Угол наклона скребковых транспортеров может изменяться в диапазоне от 0° до 40° . С увеличением угла наклона производительность транспортера снижается.

В качестве тягового органа скребкового транспортера часто используется кругло-пластинчатую цепь (рис. 22). Скорость движения цепи скребкового транспортера обычно принимают в пределах $0,15 \dots 0,8$ м/с. При более высоких скоростях цепь быстро изнашивается.

На цепи с шагом $t = 2(a+b)$ крепятся скребки (деревянные, металлические, резиновые и др). Лоток имеет прямоугольную форму глубиной $h_n = h + 100$ мм и шириной $b_n = B + 30$ мм, где h_n и b_n – высота и длина скребка соответственно.

Размеры цепей и скребков рекомендуется брать по табл. 6 в зависимости от производительности одноцепного транспортера.

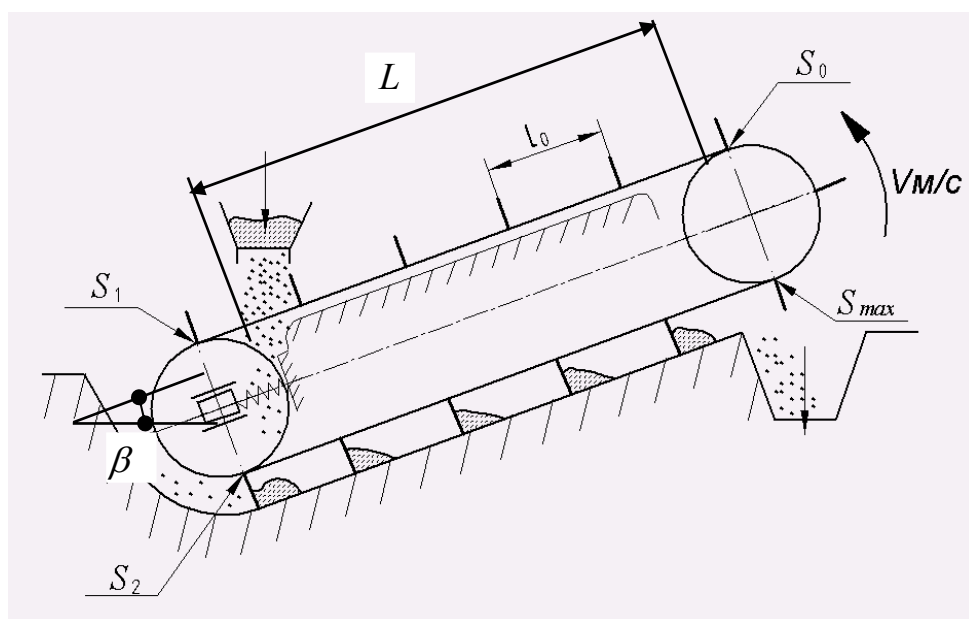


Рис. 21. Расчетная схема скребкового транспортера

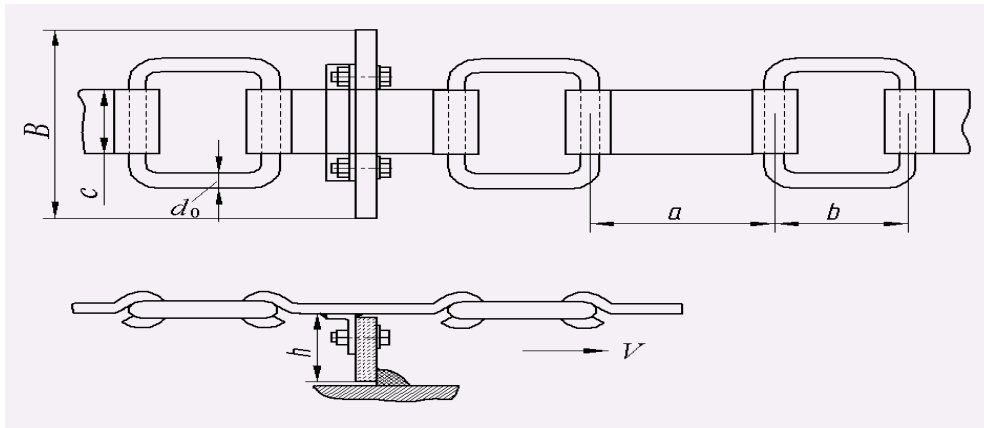


Рис. 22. Кругло-пластинчатая цепь

Таблица 6

Параметры круглопластинчатой цепи

| Наименование показателя | Диаметр цепной стали, мм | | |
|---|--------------------------|-------|--------|
| | 12 | 16 | 19 |
| Максимальная производительность транспортера, т/ч | < 5 | 6 – 8 | 8 – 12 |
| Масса 1 пог. м цепи, кг/м | 3,8 | 5,8 | 7,9 |
| Длина звена из круглой стали b , мм | 90 | 120 | 140 |
| Длина плоского звена a , мм | 120 | 150 | 180 |
| Ширина плоского звена C , мм | 65 | 80 | 90 |
| Длина скребка B , мм | 250 | 350 | 500 |
| Высота скребка h , мм | 80 ... 90 | 100 | 120 |
| Масса одного скребка m_c , кг | 0,6 | 1,2 | 2,2 |
| Расчетная рабочая нагрузка, Н | 5200 | 10000 | 14000 |

5.6.2. Расчет скребкового транспортера

Дано. Транспортер проектируется для перемещения березовых опилок, часовая производительность $Q = 8$ т/ч, длина транспортера $L = 25$ м, угол наклона $\beta = 10^\circ$. Скребки, лоток и направляющие для верхней ветви деревянные. КПД привода $\eta_{np} = 0,92$.

Определить основные параметры транспортера, тяговое усилие и мощность электродвигателя привода.

Решение. 1. В соответствии с заданной производительностью транспортера по табл. 6 выбираем типоразмер и параметры круглопластинчатой цепи: диаметр цепной стали 19 мм.

Шаг скребков

$$t = 2(a+b)/1000 = 2(180+140)/1000 = 0,64 \text{ м.}$$

Размеры скребка: 32×120×500 мм.

Масса 1 пог. м цепи со скребками

$$m_1 = m_u + \frac{m_{ск}}{t} = 7,9 + \frac{2,2}{0,64} = 11,3 \text{ кг/м.}$$

2. Находим плотность опилок. При плотности массивной древесины березы $\gamma_0 = 640 \text{ кг/м}^3$ и коэффициенте полнодревесности $K_v = 0,25$ получим

$$\gamma = K_v \gamma_0 = 0,25 \cdot 640 = 160 \text{ кг/м}^3.$$

3. Определим значение коэффициента снижения производительности от угла наклона транспортера β

$$K_2 = \frac{100 - 1,7\beta}{100} = \frac{100 - 1,7 \cdot 10^\circ}{100} = 0,83.$$

4. Определяем рабочую скорость транспортера по формуле производительности, т/ч:

$$Q = 3,6 V_{cp} B h \varphi \gamma K_1 K_2,$$

где V_{cp} – средняя рабочая скорость цепи, м/с;

B - длина скребка, м;

h - высота скребка, м;

φ - коэффициент заполнения лотка между скребками, $\varphi=0,5\dots0,6$ для легкосыпучих грузов и $\varphi=0,7\dots0,8$ для плохосыпучих кусковых грузов;

K_1 – коэффициент надежности скребков, $K_1 = 0,8$;

K_2 – коэффициент снижения производительности.

Скорость транспортера

$$V_{cp} = \frac{Q}{3,6 B h \varphi \gamma K_1 K_2} = \frac{8}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 0,12 \cdot 0,5 \cdot 160 \cdot 0,8 \cdot 0,83} = 0,7 \text{ м/с.}$$

5. Находим массу перемещаемого груза, приходящуюся на 1 м длины транспортера, кг/м:

$$m = \frac{Q}{3,6 V} = \frac{8}{3,6 \cdot 0,7} = 3,19 \text{ кг/м.}$$

6. Определение значений сопротивлений W_1 и W_2 :

– для порожней ветви, перемещающейся по деревянным направляющим

$$W_1 = m_1 g L \cos \beta f_0 - m_1 g L \sin \beta = m_1 g L (\cos \beta f_0 - \sin \beta) = \\ = 11,3 \cdot 9,81 \cdot 25 (\cos 10^\circ \cdot 0,5 - \sin 10^\circ) = 886,3 \text{ Н};$$

– для рабочей ветви, опирающейся скребками на дно деревянного лотка

$$W_2 = (m f_z + m_1 f_0) g L \cos \beta + (m + m_1) g L \sin \beta = \\ = (3,19 \cdot 0,5 + 11,3 \cdot 0,5) 9,81 \cdot 25 \cdot \cos 10^\circ + (3,19 + 11,3) 9,81 \cdot 25 \cdot \sin 10^\circ = 2372,6 \text{ Н}.$$

7. Для скребкового транспортера величина монтажного натяжения S_o может быть принята в пределах 1000 – 1500 Н.

Принимаем $S_o = 1000 \text{ Н}$.

Если значение W_1 окажется со знаком минус, а абсолютная величина $W_1 > S_o$, то значение S_o необходимо как минимум сравнить с величиной W_1 .

8. Максимальное тяговое усилие

$$S_{\max} = 1,04(S_o + W_1) + W_2 = 1,04(1000 + 886,3) + 2372,6 = 4334,4 \text{ Н}.$$

9. Определяем сопротивление на ведущей звездочке W_3

$$W_3 = (S_{\max} + S_o) C_o,$$

где C_o - коэффициент потерь, равный при огибании звездочек цепью 0,03 – 0,05.

$$W_3 = (S_{\max} + S_o) C_o = (4334,4 + 1000) \cdot 0,03 = 160,3 \text{ Н}.$$

10. Находим мощность привода транспортера

$$P = \frac{V}{1000 \eta_{np}} (S_{\max} - S_o + W_{\text{вз}}) = \\ = \frac{0,7}{1000 \cdot 0,92} (4334,4 - 1000 + 160,3) = 2,6 \text{ кВт}.$$

11. Проверка цепи на прочность

11.1. Находим массу цепи M

– для транспортера, длина которого более 60 м принимают

$$M = (m + m_1) L;$$

– при длине транспортера до 60 м

$$M = (m + 1,5m_1)L = (3,19 + 1,5 \cdot 11,3) \cdot 25 = 504,8 \text{ кг.}$$

11.2. Шаг цепи, м

$$t_u = t_{cp} = \frac{a + \epsilon}{2000} = \frac{180 + 140}{2000} = 0,16 \text{ м.}$$

11.3. Динамическая нагрузка при работе цепи

$$S_g = 1,5Mg \left(\frac{\pi V}{z} \right)^2 \frac{1}{t_u},$$

где z - число зубьев на ведущей звездочке, обычно $z = 6 \dots 10$;

V - скорость цепи транспортера, м/с;

$$S_g = 1,5 \cdot 504,8 \cdot 9,81 \left(\frac{3,14 \cdot 0,7}{8} \right)^2 \frac{1}{0,16} = 3480,7 \text{ Н.}$$

11.4. Находим расчетную рабочую нагрузку и сравниваем ее с допустимой табличной

$$S_{pac} = S_{max} + S_g = 4334,4 + 3480,7 = 7815,1 \text{ Н.}$$

Расчетное значение меньше табличного 14000 Н, цепь выбрана правильно.

12. Определим диаметр делительной окружности ведущей звездочки. Для цепи с неравномерным шагом [6]

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{z}} \sqrt{a^2 + \epsilon^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{z}}, \quad (27)$$

где z - число зубьев звездочки, берется из ряда 6,7,8,10;

a - шаг длинного звена, мм;

b - шаг короткого звена, мм.

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2 \cdot 3,14}{8}} \sqrt{180^2 + 140^2 + 2 \cdot 180 \cdot 140 \cdot \cos \frac{2 \cdot 3,14}{8}} = 418,7 \text{ мм.}$$

5.7. Продольные цепные транспортеры

5.7.1. Общие сведения

Продольные транспортеры для круглых лесоматериалов (бревнотаски) применяют для выгрузки круглых лесоматериалов из воды, их сортировки и перемещения по складу, подачи в цех. Эстакада

бревнотаски может иметь горизонтальный и наклонный под углом к горизонту до 22° участка. В месте перехода от наклонного участка к горизонтальному используется шина. Скорость транспортеров составляет $0,6 - 1,2$ м/с, длина достигает $100 \dots 150$ м.

В качестве тягового элемента продольного транспортера используется круглозвенная сварная цепь (рис. 23, табл. 7). На цепи транспортера с шагом $1,6$ м закреплены траверсы с шипами. Траверсы бывают скользящие или на роликовых опорах. Траверсы с роликовыми опорами конструктивно более сложны, чем скользящие, но они медленнее изнашиваются, более надежны в работе и применяются на длинных цепных транспортерах.

Коэффициент трения траверс при скольжении по металлическим направляющим (сталь по стали) равен $0,15 \dots 0,20$, при скольжении по дереву – $0,3 \dots 0,35$, коэффициент трения для роликовых траверс равен $0,08 \dots 0,1$.

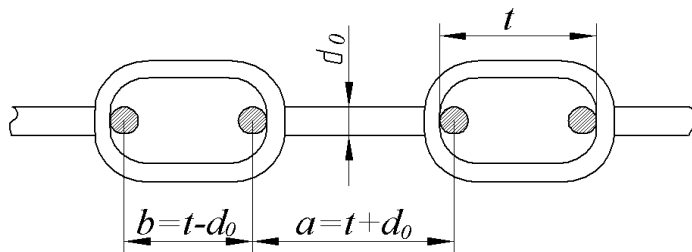


Рис. 23. Круглозвенная сварная цепь

Если груз перемещается скольжением, то для определения силы трения используют коэффициент трения скольжения; если траверсы, поддерживающие груз, снабжены катками, то силу трения находят с помощью приведенного коэффициента трения

$$f_{np} = \frac{2K + fd}{D} .$$

Ведущие звездочки транспортеров выполняются литыми с плоскими ячейками для размещения горизонтальных звеньев и круговой канавкой для размещения вертикальных звеньев. Холостые звездочки – блоки не имеют ячеек (рис. 24).

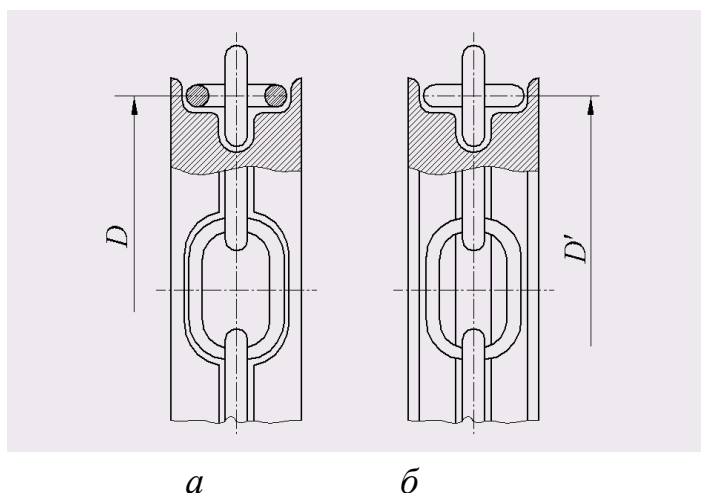


Рис. 24. Фрагменты звездочек:
a – ведущей;
б – ведомой

Таблица 7

Параметры круглозвенной цепи

| Наименование показателя | Диаметр цепной стали d_0 , мм | | |
|-------------------------------------|---------------------------------|-------|-------|
| | 19 | 22 | 25 |
| Длина звена в свету, t , мм | 102 | 116 | 150 |
| Масса 1 м цепи, кг | 6,32 | 8,43 | 11,0 |
| Масса траверсы, кг: | | | |
| – скользящей | 5,4 | 7 | 9 |
| – роликовой | 18 | 20 | 22 |
| Наибольшая рабочая нагрузка цепи, Н | 22000 | 30000 | 40000 |

Диаметр начальной окружности холостой звездочки определяется из соотношения

$$D' \geq 20d_0 \quad (28)$$

Диаметр начальной окружности ведущей звездочки

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{Z}} \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{Z_0}},$$

где Z_0 – число граней звездочки.

5.7.2. Расчет продольного цепного транспортера

Дано. Проектируется бревнотаска для выгрузки сосновых бревен из воды (рис. 25). Средняя длина бревен $L_{\delta} = 6$ м. Средний объем бревна $v_{cp} = 0,25$ м³, часовая производительность $Q = 60$ м³/ч.

Определить основные параметры и мощность привода транспортера.

Решение. 1. Уточним размеры эстакады (надземного или надводного сооружения мостового типа для прокладки транспортера).

Рабочая ветвь: $L_n = 10$ м, $L_z = 8$ м, $\varphi = 20^\circ$;

шина – задавшись величиной подъема конца бревна над цепью $\Delta = 0,4$ м, радиус шины

$$R = \frac{\frac{l_{\delta}}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - \Delta}{1 - \cos \frac{\varphi}{2}} = \frac{\frac{6}{2} \sin \frac{20^\circ}{2} - 0,4}{1 - \cos \frac{20^\circ}{2}} = 7,9 \text{ м};$$

длина шины $L_{ш} = R\varphi = 7,9 \cdot 20^\circ \cdot 3,14/180^\circ = 2,8$ м.

Порожняная ветвь: $L_{пн} = 11,8$ м, $L_{zn} = 9$ м.

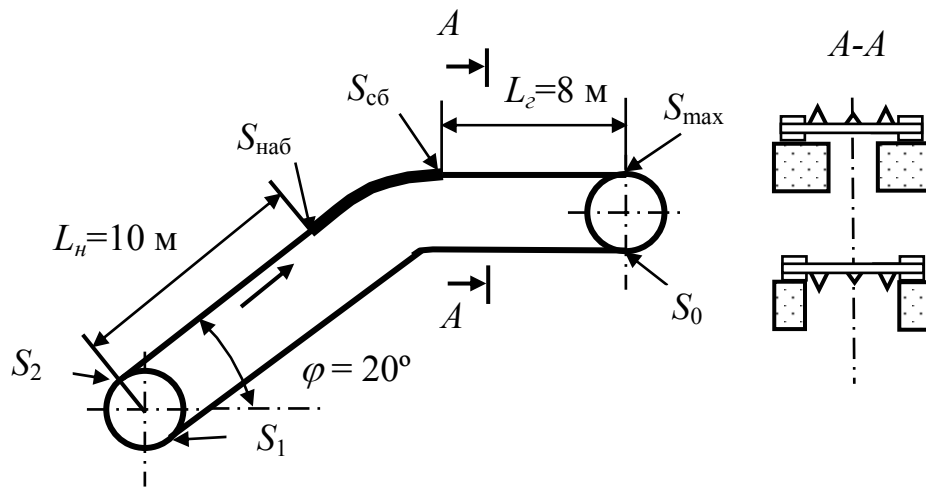


Рис. 25. Расчетная схема транспортера

2. Находим скорость движения цепи транспортера по заданной производительности. Часовая производительность

$$Q = \frac{3600V}{l_{\delta}} v K_p K_{mo},$$

где V – скорость цепи транспортера, м/с;

v – средний объем бревна, м³;

l_{δ} – длина бревна, м;

$K_p = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент использования рабочего времени

$K_{mo} = 0,75 \dots 0,85$ – коэффициент заполнения цепи.

$$V = \frac{Ql_0}{3600vK_p K_{mo}} = \frac{60 \cdot 6}{3600 \cdot 0,25 \cdot 0,82 \cdot 0,8} = 0,61 \text{ м/с.}$$

3. Используя табличные данные, приняв диаметр цепной стали $d_0 = 22$ мм, найдем массу одного метра цепи транспортера с учетом массы траверсы (см. табл. 4)

$$m_1 = m_u + \frac{m_T}{l_o},$$

где m_u - масса одного метра цепи, $m_u = 8,43$ кг/м;

m_T - масса траверсы, $m_T = 7$ кг;

l_o - расстояние между траверсами, $l_o = 1,6$ м.

$$m_1 = 8,43 + \frac{7}{1,6} = 12,8 \text{ кг/м.}$$

4. Определим массу бревен, приходящуюся на один метр длины транспортера при плотности древесины сосны $\gamma = 800$ кг/м³

$$m = \frac{Q\gamma}{3600V} = \frac{60 \cdot 800}{3600 \cdot 0,61} = 21,9 \text{ кг/м.}$$

5. Находим сопротивления при прохождении цепи по опорам скольжения:

– для порожней ветви на участках горизонтальном и наклонном

$$W_{1z} = m_1 g L (\cos \varphi f_0 - \sin \beta) = 12,8 \cdot 9,81 \cdot 9 (\cos 0^\circ \cdot 0,2 - \sin 0^\circ) = 226,1 \text{ Н;}$$

$$W_{1n} = m_1 g L (\cos \varphi f_0 - \sin \beta) = 12,8 \cdot 9,81 \cdot 11,8 (\cos 20^\circ \cdot 0,2 - \sin 20^\circ) = -228,4 \text{ Н;}$$

– для грузеной ветви на участках горизонтальном и наклонном

$$W_{2z} = (m + m_1) g L [\cos \varphi f_0 + \sin \varphi] =$$

$$= (21,9 + 12,8) \cdot 9,81 \cdot 8 (\cos 0^\circ \cdot 0,2 + \sin 0^\circ) = 544,2 \text{ Н;}$$

$$W_{2n} = (m + m_1) g L [\cos \varphi f_0 + \sin \varphi] =$$

$$= (21,9 + 12,8) \cdot 9,81 \cdot 10 (\cos 20^\circ \cdot 0,2 + \sin 20^\circ) = 1802,5 \text{ Н.}$$

6. Находим усилия натяжения цепи в характерных точках ветви.

6.1. Минимальное натяжение цепи S_o для продольных транспортеров принимается равным 2000 Н.

6.2. Натяжение порожней ветви цепи в точке набегания на нижнюю шину

$$S_{нши} = S_0 + W_{1z} = 2000 + 226,1 = 2226,1 \text{ Н.}$$

6.3. Натяжение порожней ветви за нижней шиной

$$S_{ш} = S_{нши} C_{ш} = S_{нши} e^{f\varphi},$$

где $e = 2,72$ - основание натуральных логарифмов;

f_0 – коэффициент трения скольжения тягового элемента по шине;

φ – угол охвата шины, рад.

$$S_{ш} = 2226,1 \cdot 2,72^{0,2 \cdot 20 \cdot 3,14 / 180} = 2387,2 \text{ Н.}$$

6.4. Натяжение в точке набегания на ведомую звездочку

$$S_1 = S_{ш} + W_{1н} = 2387,2 + (-228,4) = 2158,8 \text{ Н.}$$

6.5. Натяжение в точке сбегания с ведомой звездочки

$$S_2 = 1,04 S_1 = 1,04 \cdot 2158,8 = 2245,1 \text{ Н.}$$

6.6. Натяжение в точке набегания на шину

$$S_{наб} = S_2 + W_{2н} = 2245,1 + 1802,5 = 4047,7 \text{ Н.}$$

6.7. Натяжение грузовой ветви за верхней шиной

$$S_{шв} = S_{наб} C_{ш} = S_{наб} e^{f\varphi} = 4047,7 \cdot 2,72^{0,2 \cdot 20 \cdot 3,14 / 180} = 4340,6 \text{ Н.}$$

6.8. Максимальное тяговое усилие

$$S_{\max} = S_{шв} + W_{2z} = 4340,6 + 544,2 = 4884,8 \text{ Н.}$$

7. Определяем сопротивление на ведущей звездочке W_3

$$W_3 = (S_{\max} + S_o) C_o,$$

где $C_o = 0,03 \dots 0,05$ – коэффициент потерь.

$$W_3 = (S_{\max} + S_o) C_o = (4884,8 + 2000) \cdot 0,03 = 206,5 \text{ Н.}$$

8. Находим мощность привода транспортера

$$\begin{aligned} P &= \frac{V}{1000 \eta_{пр}} (S_{\max} - S_o + W_{вз}) = \\ &= \frac{0,61}{1000 \cdot 0,92} (4884,8 - 2000 + 206,5) = 2,0 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

9. Проверка цепи на прочность (см. расчет скребкового транспортера).

10. Определим диаметр делительной окружности ведущей звездочки. Для цепи с неравномерным шагом [6]

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2\pi}{Z_0}} \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \frac{2\pi}{Z_0}}, \quad (29)$$

где a - шаг длинного звена, мм; $a = t + d_0 = 116 + 22 = 138$ мм;

b - шаг короткого звена, мм; $b = t - d_0 = 116 - 22 = 94$ мм;

Z_0 - число граней звездочки, рассчитывается по формуле при ускорении цепи $a_p = 0,02 \dots 0,03$ м/с²:

$$Z_0 = \frac{V}{\sqrt{ta_p}} = \frac{0,61}{\sqrt{116 \cdot 0,02}} = 12,66.$$

Принимаем $Z_0 = 12$ шт.

$$D_0 = \frac{1}{\sin \frac{2 \cdot 3,14}{12}} \sqrt{138^2 + 94^2 + 2 \cdot 138 \cdot 94 \cdot \cos \frac{2 \cdot 3,14}{12}} = 448,8 \text{ мм.}$$

5.8. Поперечные цепные транспортеры

Поперечные цепные транспортеры применяются на складах сырья для выгрузки круглых лесоматериалов из воды, передачи их к другому транспортному средству, в лесопильных цехах для сбора и подачи необрезных пиломатериалов к обрезным станкам, для сортировки пиломатериалов на сортировочных площадках, для надвигания круглых лесоматериалов и заготовок в станках и др.

Тяговым органом транспортеров являются круглозвенные или пластинчатые цепи (табл. 8). Иногда цепи снабжают упорами или крюками. Транспортеры могут быть горизонтальными, наклонными и вертикальными (элеваторами). Длина транспортеров достигает 2...50 м, а скорость перемещения груза – 0,2...0,5 м/с.

Количество параллельных цепей выбирается так, чтобы перемещаемые заготовки опирались как минимум на две цепи. Если длины заготовок одинаковы или $L_{\min} > 0,6L_{\max}$, то количество цепей $z_{\text{ц}} = 2$, при $L_{\min} < 0,6L_{\max}$ $z_{\text{ц}} > 2$.

Таблица 8

Характеристика втулочно-пластинчатых цепей

| Шаг t , мм/ масса, кг/м | Разрывная нагрузка | Ширина пластины | Диаметр втулки, |
|---------------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
|---------------------------|--------------------|-----------------|-----------------|

| | | | | | грузка, Н | ны, мм | мм |
|----------|----------|----------|----------|--|-----------|--------|----|
| 160/4 | 200/3,7 | 250/3,7 | 320/3,4 | | 55000 | 30 | 20 |
| 200/6,1 | 250/5,7 | 320/5,4 | 400/5,1 | | 100000 | 40 | 24 |
| 200/9,3 | 250/8,7 | 320/8,1 | 400/7,7 | | 150000 | 50 | 30 |
| 200/14,2 | 250/13,8 | 320/12,8 | 400/12,1 | | 220000 | 60 | 35 |

Массу груза, отнесенную к одному метру длины тягового органа, кг/м, можно найти так:

$$m = \frac{v\gamma}{l_0},$$

где v – объем одного груза (бревна, доски); для коротких транспортеров берут максимальный объем, для длинных – средний;

γ – плотность перемещаемых грузов, кг/м³;

l_0 – расстояние между упорами, м; $l_0 = n_y t$, где n_y – число звеньев цепи между рабочими упорами; t – шаг цепи, м.

Массу 1 м цепей с учетом массы рабочих органов, кг/м, находят по формуле

$$m_1 = n(m_y + \frac{m_p}{l_0}), \quad (30)$$

где n – количество цепей транспортера;

m_y – масса 1 м цепи, кг;

m_p – масса одного рабочего упора, крюка, кг; $m_p = 2 \dots 7$ кг;

l_0 – расстояние между рабочими органами, м.

Для учета неравномерности загрузки цепей находят расчетное натяжение одной цепи, Н

$$S_p = \frac{S_{\max} K_n}{n},$$

где S_{\max} – максимальное натяжение всех цепей, Н;

K_n – коэффициент неравномерности; для двух цепей $K_n = 1,2$; для трех $K_n = 1,1$. По величине S_p проверяют цепь на прочность, принимая запас прочности $K = 6 \dots 8$.

5.9. Роликовые транспортеры

5.9.1. Общие сведения

Роликовые транспортеры (рольганги) применяются для перемещения бревен, пиломатериалов, пакетов плитных и листовых материалов, упакованных в тару изделий.

Роликовый транспортер состоит из набора роликов, смонтированных на раме в подшипниковых опорах. Ролики могут быть соединены с приводом или без него. В приводе может быть использована цепная или коническая зубчатая передача.

Приводные транспортеры с гладкими цилиндрическими роликами (рис. 26, а) применяются для продольного перемещения штучных грузов. Часовая производительность роликового транспортера, шт/ч

$$Q = 3600 \frac{V}{l} \varphi, \quad (31)$$

где V – скорость транспортирования, м/с;

l – длина детали, м;

φ – коэффициент заполнения транспортера.

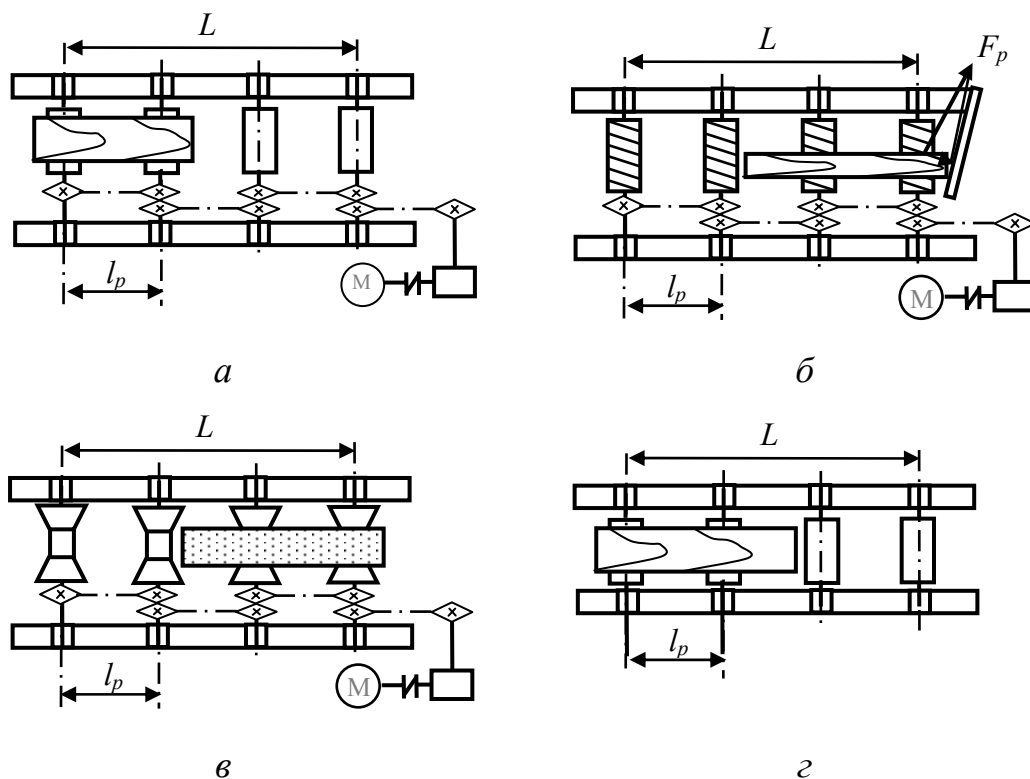


Рис. 26. Роликовые транспортеры:

а – с гладкими цилиндрическими роликами; б – с винтовыми

роликами; v – с коническими роликами;
 z – с неприводными роликами

Цилиндрические ролики делаются диаметром 42...160 мм. Длину роликов принимают на 100 мм больше ширины перемещаемого груза. Расчетное значение длины роликов B округляют до чисел предпочтительного ряда: 160, 200, 250, 320, 400, 500, 650, 800, 1000 мм.

Шаг расстановки роликов l_p назначают так, чтобы груз всегда лежал как минимум на двух роликах $l_p < 0,5l_{zp}$. Расчетное значение округляют до чисел предпочтительного ряда: 80, 100, 125, 200, 250, 315, 400, 500 мм и т.д.

Основные параметры роликов при расчете транспортера рекомендуются брать по табл. 9.

Таблица 9

Параметры роликов

| Наименование параметра | Диаметр ролика D_p , мм | | | | |
|----------------------------------|---------------------------|---------|---------|---------|---------|
| | 42 | 60 | 76 | 108 | 160 |
| Допустимая нагрузка на ролик, кН | 0,1 | 0,3 | 0,5 | 1,0 | 2,0 |
| Длина ролика, B , мм | 150 ... | 200 ... | 200 ... | 250 ... | 320 ... |
| | 650 | 800 | 1000 | 1200 | 1200 |
| Масса одного ролика, кг | 1,1 - 3 | 2 - 5 | 3 - 11 | 8 - 30 | 19 - 40 |

Мощность двигателя, кВт:

– при непрерывном движении груза по рольгангу

$$P = \frac{\alpha_3 (z_o G_{zp} W' + n G_p W'') V}{1000 \eta}, \quad (32)$$

– при торможении груза на рольганге, например упором

$$P = \frac{z_o G_{zp} \mu V}{1000 \eta}$$

где α_3 – коэффициент запаса, $\alpha_3 = 1,3 \dots 1,5$;

z_o – количество деталей на транспортере;

G_{zp} – вес одной детали, Н;

G_p – вес одного ролика, Н; $G_p \approx g(20B + 4)$, где B – в м;

n - количество роликов;

$$W' = \frac{2K + fd_o}{D_p} - \text{приведенный коэффициент сопротивления пере-}$$

мещению находящихся на транспортере грузов;

$$W'' = \frac{fd_o}{D_p} - \text{приведенный коэффициент сопротивления под-}$$

шипников вращению;

μ – коэффициент сцепления груза с роликами (табл. 10);

K – коэффициент трения качения (см. табл. 5), мм;

f - коэффициент трения в подшипниковых опорах, для подшипников скольжения $f = 0,15 - 0,2$ и $f = 0,05$ для подшипников качения;

d_o – диаметр оси ролика, принимается из соотношения

$$d_o = (1/5 - 1/6) D_p, \text{ мм};$$

η – общий КПД привода, равный произведению КПД всех кинематических пар.

Таблица 10

Значения коэффициентов сцепления рифленых роликов с древесиной μ

| Порода древесины | Влажность, % | |
|---|---------------------------|---------------------------|
| | 12 | 65 |
| Сосна | $\mu = 0,54 + 0,001D_p$ | $\mu = 0,62 + 0,00115D_p$ |
| Береза | $\mu = 0,55 + 0,001D_p$ | $\mu = 0,64 + 0,0012D_p$ |
| Дуб | $\mu = 0,48 + 0,00086D_p$ | $\mu = 0,55 + 0,001D_p$ |
| Примечания: 1. Для обрезиненных роликов $\mu_{резин} = 1,8\mu$; 2. D_p – диаметр ролика, мм | | |

Транспортер с винтовыми роликами предназначен для продольного и поперечного перемещения груза. Движение грузу передается гребнем винта, расположенного под углом α к продольной оси ролика. Для повышения точности поперечного смещения на пути продольного движения груза ставят упор под углом $\beta \approx 10^\circ$ к оси ролика. Коэффициент трения скольжения груза по упору должен быть не более $f < \text{ctg}\alpha$. За один оборот ролика поперечное смещение равно шагу

винта, если сопротивление трения груза по упору близко к нулю. Скорость поперечного движения при отсутствии скольжения

$$V_n = V \operatorname{tg} \alpha . \quad (33)$$

Окружная скорость принимается $V = 3,0 \dots 0,7$ м/с, поперечная $V_n = 0,1 \dots 0,04$ м/с

Транспортер с коническими и седлообразными роликами предназначен для перемещения круглых лесоматериалов (рис. 25, в). Длина ролика, состоящего из двух усеченных конусов

$$B = \frac{D_{\max} - D_{\min}}{\operatorname{tg} \alpha} - a , \quad (34)$$

где D_{\max}, D_{\min} – диаметры конусов, мм;

α – угол наклона образующих конусов, $\alpha = 15 \dots 25^\circ$;

$a = 50 \dots 80$ мм.

Транспортер с неприводными роликами (рис. 25, г) применяется перед и за станками, для перемещения отдельных деталей и пакетов деталей. Транспортеры могут быть горизонтальными и слегка наклонными (гравитационными). В горизонтальных транспортерах груз перемещается вручную, в гравитационных – под действием силы тяжести груза. Значения углов наклона гравитационных транспортеров принимают в зависимости от типа груза: для деревянных ящиков – $2,5 \dots 4^\circ$, для досок шероховатых – 4° , для досок гладких – $2,5^\circ$, для картонных коробок – $5 \dots 7^\circ$, для окоренных балансов – $3 \dots 5^\circ$

5.9.2. Расчет роликового транспортера

Дано. Проектируется роликовый винтовой рольганг для продольного перемещения и поперечного смещения бруса от выпиливающего брус станка к разваливающему брус на доски станку. В конце рольганга установлен поперечный упор под углом β° к продольной оси роликов. Длина транспортера $L \approx 8$ м, длина брусьев $l = 6,5$ м. Двух кантный брус выпиливается из свежесрубленной древесины сосны, его максимальный объем равен $v = 0,2$ м³, плотность $\gamma = 800$ кг/м³. Часовая производительность транспортера $Q = 100$ штук брусьев в час. Длина ролика $B = 1000$ мм. КПД привода $\eta = 0,85$.

Определить Основные параметры и мощность привода транспортера.

Решение. 1. По заданной производительности находим скорость продольного перемещения брусьев при коэффициенте заполнения $\varphi = 0,3$

$$V = \frac{Ql}{3600\varphi} = \frac{100 \cdot 6,5}{3600 \cdot 0,3} = 0,6 \text{ м/с.}$$

2. Угол подъема винтовой линии ролика при диаметре гребня $D_z = 160$ мм и шаге винта $t = 70$ мм

$$\alpha = \arctg\left(\frac{tn_0}{\pi D_z}\right),$$

где n_0 – число заходов винта, $n_0 = 1$,

$$\alpha = \arctg\left(\frac{70 \cdot 1}{3,14 \cdot 160}\right) = 7,93^\circ.$$

3. Количество роликов при $l_p = 1400$ мм, $L \approx 8$ м

$$n_p = \frac{L}{l_p} + 1 = \frac{8}{1,4} + 1 = 6,7 \text{ шт.}$$

Принимаем $n_p = 7$ шт. Уточненная $L = 8,4$ м.

4. Скорость поперечной подачи

$$V_n = V \operatorname{tg} \alpha = 0,6 \cdot \operatorname{tg} 7,93^\circ = 0,08 \text{ м/с.}$$

5. Определим вес бруса

$$G = g v \gamma = 9,81 \cdot 0,2 \cdot 800 = 1570 \text{ Н.}$$

6. Вес ролика

$$G_p \approx g(20B + 4) \approx 9,81 \cdot (20 \cdot 1 + 4) = 235,4 \text{ Н.}$$

7. Находим значения коэффициентов сцепления, трения качения, трения скольжения в подшипниковой опоре и диаметра оси ролика:

$$\mu = 0,62 + 0,00115D = 0,62 + 0,00115 \cdot 160 = 0,8;$$

$$K = 0,45 + 0,0022D_p = 0,45 + 0,0022 \cdot 160 = 0,9 \text{ мм;}$$

$$f = 0,05 \text{ для подшипников качения;}$$

$$d_o = (1/5 - 1/6) D_p = 0,2 \cdot 160 = 32 \text{ мм;}$$

8. Находим максимальное тяговое усилие рольганга при остановке бруса упором

$$F_m = G\mu = 1570 \cdot 0,8 = 1262,0 \text{ Н.}$$

9. Сопротивление трения при движении бруса

$$F_{mp} = \alpha_3 \left(z_o G_{zp} \frac{2K + fd_o}{D_p} + nG_p \frac{fd_o}{D_p} \right)$$

$$= 1,5 \left(1 \cdot 1570 \cdot \frac{2 \cdot 0,9 + 0,05 \cdot 32}{160} + 7 \cdot 235,4 \cdot \frac{0,05 \cdot 32}{160} \right) = 75,4 \text{ Н}$$

10. Находим мощность электродвигателя рольганга

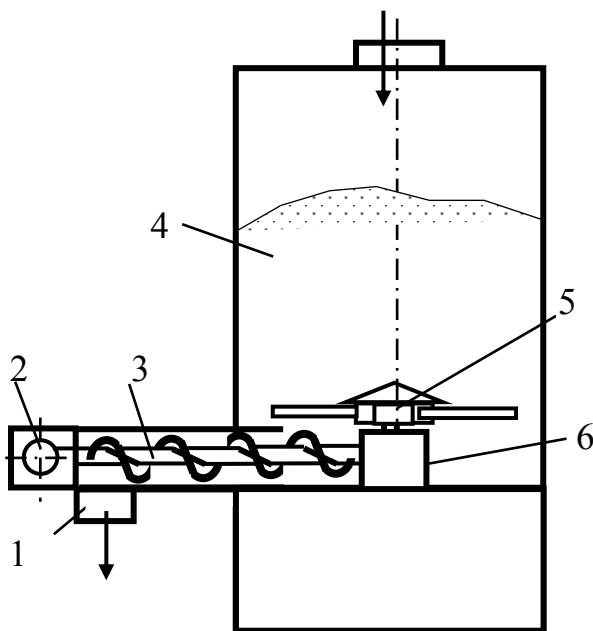
$$P = \frac{F_m V}{1000 \eta} = \frac{1262,0 \cdot 0,6}{1000 \cdot 0,85} = 0,9 \text{ кВт.}$$

5.10. Винтовые транспортеры

5.10.1. Общие сведения

Винтовые (шнековые) транспортеры применяют для транспортирования влажной и сухой древесной стружки, щепы, опилок, пыли. В деревообрабатывающей промышленности они применяются главным образом для загрузки и разгрузки бункеров, в которых хранятся измельченные древесные частицы. Часто шнековые транспортеры используют в качестве объемных дозаторов. Производительность шнековых транспортеров достигает 240 м³/ч и более; частота вращения дозирочного шнека изменяется от 1 до 120 мин⁻¹.

Винтовой транспортер, применяемый для разгрузки бункера 4 (рис. 27), состоит из винта 3, смонтированного в подшипниковых опорах в полуцилиндрическом днище сверху закрытым крышкой. В днище имеется разгрузочный люк 1. Винт с одной стороны соединен с мотором-редуктором 2, а с другой – с редуктором 6, на выходном валу которого насажен лопастной разрушитель сводов.



Насыпной груз подается в желоб транспортера через окно в его крышке. При вращении винта груз скользит к разгрузочному люку 1.

Расстояние между подшипниковыми опорами долж-

47

Рис. 27. Схема установки УВП-СЦ

но быть не более 3,5 м. Наружный диаметр винта D по ГОСТ 2037-82 принимается из стандартного ряда диаметров: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630 мм. Диаметр винта должен быть в 4...12 раз больше самой крупной частицы перемещаемого материала.

Шаг винта принимают $t = (0,8 - 1)D$. Частоту вращения винта назначают в пределах $n = 50 - 120 \text{ мин}^{-1}$. Лучше работать с меньшей частотой вращения. При больших частотах вращения транспортируемый материал под действием центробежных сил перебрасывается через винт, и производительность снижается.

Производительность винтового транспортера, $\text{м}^3/\text{ч}$

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} n t \varphi C = 47,1 D^2 n t \varphi C, \quad (35)$$

где φ - коэффициент заполнения транспортера, $\varphi = 0,4 - 0,5$;

C - поправочный коэффициент, зависящий от угла β наклона транспортера:

β , град 0; 5; 10; 15; 20

C 1; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6

Скорость транспортирования

$$V = \frac{t n}{60000}. \quad (36)$$

Мощность привода горизонтального винтового транспортера рассчитывается по формуле, кВт

$$P = \frac{Q g \gamma L \omega}{3,6 \cdot 10^6 \eta}, \quad (37)$$

где Q - производительность транспортера, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

γ - плотность измельченной древесины, кг/м^3 ;

L - длина транспортирующего винта, м;

ω - коэффициент сопротивления материала при его движении по желобу конвейера, для опилок и щепы $\omega = 1,3$;

η - КПД привода и винта, $\eta = 0,25$.

5.10.2. Расчет винтового транспортера

Дано. Проектируется винтовой транспортер для разгрузки бункера с сухой станочной стружкой и опилками (рис. 26). Длина винта транспортера $L=3,5$ м, производительность транспортера $Q=5$ м³/ч.

Определить основные параметры транспортера и мощность электродвигателя привода.

Решение. 1. Принимаем наружный диаметр винта $D=250$ мм=0,25 м, шаг винта $t=(0,8-1)D=250$ мм=0,25 м.

2. По значению заданной производительности находим частоту вращения винта шнека

$$Q = 47,1D^2nt\varphi C ;$$

$$n = \frac{Q}{47,1D^2t\varphi C} = \frac{5}{47,1 \cdot 0,25^2 \cdot 0,25 \cdot 0,4 \cdot 1} = 81,5 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Находим плотность станочной стружки и опилок

$$\gamma = K_v \gamma_d = 0,25 \cdot 510 = 127,5 \text{ кг/м}^3.$$

4. Находим мощность, затрачиваемую на привод винта

$$P_v = \frac{Qg\gamma L\omega}{3,6 \cdot 10^6 \eta} = \frac{5 \cdot 9,81 \cdot 127,5 \cdot 3,5 \cdot 1,3}{3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,25\eta} = 0,2 \text{ кВт}.$$

5. Конец винта соединим с разрушителем сводов в бункере, состоящим из червячного редуктора РЧУ-125-80 (межосевое расстояние – 125, передаточное число – 80) и лопастей длиной $l=1,5$ м.

Частота вращения лопастей

$$n_l = \frac{n}{u} = \frac{81,5}{80} = 1,02 \text{ мин}^{-1}.$$

Крутящий момент на валу лопастей

$$M = kg\gamma l^2 bhf ,$$

где k – количество лопастей, шт;

b – ширина лопасти, $b = 0,045$ м;

h – высота деформируемого столба стружки, $h = 0,25$ м;

f – коэффициент трения, $f = 0,6$.

$$M = 3 \cdot 9,81 \cdot 127,5 \cdot 1,5^2 \cdot 0,045 \cdot 0,25 \cdot 0,6 = 57 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Мощность на лопастном валу

$$P_l = \frac{M\omega}{1000} = \frac{M\pi n_l}{30000} = \frac{57 \cdot 3,14 \cdot 1,02}{30000} = 0,006 \text{ кВт}.$$

6. Мощность привода

$$P = P_{\text{г}} + P_{\text{л}} = 0,2 + 0,006 = 0,21 \text{ кВт.}$$

Библиографический список

1. Глебов И.Т., Оборудование для пакетирования пиломатериалов [Текст]: Обзорная информация / И.Т. Глебов, Я.Я. Кистер; М.: ВНИПИЭИлеспром, 1989. 40 с.

2. Силаев А.Б., Грузоподъемные и транспортные устройства в деревообрабатывающей промышленности [Текст] А.Б. Силаев; М.: Лесн. пром-сть, 1978. 304 с.

3. Таубер Б.А., Внутривозовый транспорт [Текст] Б.А. Таубер, Р.Е. Калитеевских, Е.К. Громцев; М.: Лесн. пром-сть, 1978. 294 с.

4. Спиваковский А.О., Транспортирующие машины [Текст] А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков; М.: Машиностроение, 1983. 280 с.

5. Сулинов В.И., Подъемно-транспортные машины отрасли. Расчет транспортных устройств непрерывного действия [Текст] В.И. Сулинов, А.К. Гороховский; Екатеринбург, УГЛТУ, 2005. 27 с.

6. Гороховский К.Ф., Основы технологических расчетов оборудования лесосечных и лесоскладских работ [Текст] К.Ф. Гороховский, Лифшиц Н.В.; М.: Лесн. пром-сть, 1987. 256 с.

Оглавление

| | |
|---|----|
| Введение..... | 3 |
| 1. Грузоподъемные механизмы..... | 4 |
| 1.1. Подъемники..... | 4 |
| 1.2. Лебедки..... | 5 |
| 1.3. Тали..... | 6 |
| 2. Краны..... | 7 |
| 2.1. Кран-балка..... | 7 |
| 2.2. Кран мостовой..... | 8 |
| 2.3. Кран козловый..... | 8 |
| 2.4. Башенные краны..... | 9 |
| 3. Автомобильные грузоподъемные машины..... | 10 |

| | |
|---|----|
| 3.1. Автопогрузчики..... | 10 |
| 3.1.1. Выгрузка круглых лесоматериалов..... | 11 |
| 3.1.2. Укладка лесоматериалов в табель..... | 12 |
| 3.2. Портальные автолесовозы..... | 12 |
| 3.3. Штабелеры..... | 14 |
| 3.4. Ручные и самоходные тележки..... | 14 |
| 4. Рельсовый транспорт..... | 15 |
| 4.1. Вагоны грузовые..... | 15 |
| 4.2. Цеховой рельсовый транспорт | 15 |
| 5. Машины непрерывного механического транспорта | 16 |
| 5.1. Общие понятия и определения..... | 16 |
| 5.2. Характеристика транспортируемого материала | 16 |
| 5.3. Расчет сил трения..... | 18 |
| 5.4. Основы расчета транспортера..... | 19 |
| 5.4.1. Сопротивления движению тягового эле- мента..... | 19 |
| 5.4.2. Натяжения гибкого тягового элемента в характерных точках..... | 21 |
| 5.4.3. Сопротивление на выпуклых направляющих..... | 22 |
| 5.5. Ленточные транспортеры..... | 23 |
| 5.5.1. Общие сведения..... | 23 |
| 5.5.2. Расчет ленточного конвейера..... | 25 |
| 5.6. Транспортеры скребковые..... | 29 |
| 5.6.1. Общие сведения..... | 29 |
| 5.6.2. Расчет скребкового транспортера..... | 31 |
| 5.7. Продольные цепные транспортеры..... | 34 |
| 5.7.1. Общие сведения..... | 34 |
| 5.7.2. Расчет продольного цепного транспортера | 36 |
| 5.8. Поперечные цепные транспортеры..... | 40 |
| 5.9. Роликовые транспортеры..... | 41 |
| 5.9.1. Общие сведения..... | 41 |
| 5.9.2. Расчет роликового транспортера..... | 45 |
| 5.10. Винтовые транспортеры..... | 47 |
| 5.10.1. Общие сведения..... | 47 |
| 5.10.2. Расчет винтового транспортера..... | 48 |
| Библиографический список..... | 50 |