

И. Н. ПЛАТОНОВ, К. И. КУЩЕНКО

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ  
УСТРОЙСТВА  
И МЕХАНИЗАЦИЯ  
ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ  
РАБОТ

ХЛЕБОИЗДАТ  
1958

621.86(07)  
п 37

П. Н. ПЛАТОНОВ, К. И. КУЦЕНКО

УА

# ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗАЦИЯ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ

*Допущено*

*Министерством высшего образования СССР  
в качестве учебного пособия  
для технических специальностей  
институтов пищевой промышленности*

ПЕРЕОБЛІК  
20 0 р.

ОНАХТ 28.01.10  
Подъемно-транспортны  
  
325990

325990

Одесский технологический  
институт  
им. М. В. Ломоносова  
БИБЛИОТЕКА



ИЗДАТЕЛЬСТВО ТЕХНИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ  
ПО ВОПРОСАМ МУКОМОЛЬНО-КРУПЯНОЙ И КОМБИКОРМОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
И ЭЛЕВАТОРНО-СКЛАДСКОГО ХОЗЯЙСТВА

МОСКВА 1953

Специальный редактор  
инженер ГОВОРОВ Н. А.

Авторы: П. Н. Платонов, К. И. Куценко  
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА  
И МЕХАНИЗАЦИЯ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ

Редактор В. А. Кейзер      Корректор Н. С. Азимова      Техред Л. Я. Медведев

Сдано в набор 5/11-1958 г. Подписано к печати 12/VI-1958 г. Бумага 60 X 92 л. л. <sup>1</sup>/<sub>16</sub>, 9,25 бум. л.  
18,5 печ. л. 21,5 уч. изд. л. Т-06306. Изд. № 144. Зак. № 1481. Тираж 12 000. Цена 9 р. 10 к.

Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова Московского городского Совнархоза.  
Москва, Ж-54, Валуевая, 28.

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В книге изложены основные сведения о подъемно-транспортных устройствах, даны общие соображения о рациональном применении подъемно-транспортных устройств при механизации погрузочно-разгрузочных работ, приведены методы технико-экономического анализа выбранных схем механизации, показаны пути выбора рациональных схем и общие положения построения технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ.

Книга составлена с использованием передового отечественного и зарубежного опыта в соответствии с программой курса „Подъемно-транспортные устройства и механизация погрузочно-разгрузочных работ“, утвержденной Министерством высшего образования СССР для вузов пищевой промышленности.

В книге в связи со сжатым объемом изложены только основные вопросы теории рабочих процессов и конструирования машин. Для более детального ознакомления с отдельными машинами даны ссылки на литературу.

Введение, главы I, IV, V, VII, VIII, X, XI, XVI, XVIII, XIX, XX, XXI, XXII написаны П. Н. Платоновым, главы II, III, VI, IX, XII, XIII, XIV, XV, XVII написаны К. И. Куценко.

Авторы приносят благодарность В. Р. Бурсиану, Н. А. Левачеву, Н. А. Говорову, коллективу кафедры подъемно-транспортных машин и механизации погрузочно-разгрузочных работ Одесского технологического института им. И. В. Сталина за ценные замечания во время подготовки настоящего издания, а также инженеру М. И. Кадлубовской за большую помощь в оформлении книги.

## ВВЕДЕНИЕ

Промышленный транспорт оказывает существенное влияние на успешную работу современного предприятия. Четкая организация и правильная эксплуатация этого транспорта при максимальной комплексной механизации<sup>1</sup> погрузочно-разгрузочных работ являются обязательным условием работы любого социального предприятия.

Промышленный транспорт принимает непосредственное участие в производственном процессе, обеспечивая доставку на предприятия сырья, топлива и вспомогательных материалов, перемещение между цехами и внутри цехов сырья и полуфабрикатов, передачу готовой продукции на склады и ее вывоз за пределы предприятия.

Таким образом, промышленный транспорт является составной частью общего производственного процесса, его четкая работа обеспечивает непрерывное ритмичное течение технологического процесса.

За годы довоенных и послевоенных пятилеток прогресс промышленного транспорта обеспечил повышение уровня механизации погрузочно-разгрузочных работ во всех отраслях народного хозяйства нашей страны. За эти годы создан целый ряд высокопроизводительных машин, заменяющих десятки тысяч рук. Однако, несмотря на имеющиеся достижения, в настоящее время на погрузочно-разгрузочных работах занято чрезвычайно большое количество рабочих.

В целях обеспечения дальнейшего технического прогресса, повышения производительности и облегчения условий труда XX съезд КПСС в директивах по шестому пятилетнему плану предусмотрел: "...осуществить в больших размерах во всех отраслях промышленности комплексную механизацию основных и вспомогательных работ. Обратить особое внимание на комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ".

Объем погрузочно-разгрузочных работ на предприятиях различных отраслей народного хозяйства составляет сотни миллионов тонн различных грузов. Механизация этих работ способствует общему повышению производительности труда в народном хозяйстве, выскобж-

<sup>1</sup> Под комплексной механизацией понимается высшая степень механизации, при которой ручной труд заменен работой машин как на основных, так и на вспомогательных операциях.

дает большое число рабочих для выполнения работ в основных производственных цехах, сокращает время стоянки транспорта под погрузочно-разгрузочными операциями и этим самым ускоряет его оборот, облегчает условия труда, снижает себестоимость транспортных работ на предприятии.

Решения XX съезда КПСС об осуществлении в больших размерах комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ предусматривают дальнейшее развитие промышленного транспорта в направлениях:

- резкого улучшения использования имеющейся техники;
- модернизации и совершенствования существующего оборудования путем замены отдельных узлов, применения новых материалов и т. д.

- разработки новых типов машин, обеспечивающих более высокий уровень механизации с максимальным внедрением автоматизации, создающей условия для дальнейшего роста производительности труда и повышения культурно-технического уровня обслуживающего персонала;

- повышения культурного уровня и технического мастерства обслуживающего персонала, при широком внедрении передовых методов труда.

Решение поставленных задач в области дальнейшего развития промышленного транспорта требует: знания теории рабочих процессов, расчета и конструкции машин и правильной организации технической эксплуатации оборудования.

Изучение этих вопросов составляет предмет курса „Подъемно-транспортные устройства и механизация погрузочно-разгрузочных работ“.

Исходя из целевой задачи, можно дать следующее краткое определение курса:

подъемно-транспортные устройства и механизация погрузочно-разгрузочных работ — дисциплина, изучающая теорию рабочих процессов, расчет и конструкции машин промышленного транспорта, эффективные методы их эксплуатации, обеспечивающие комплексную механизацию основных и вспомогательных погрузочно-разгрузочных работ.

В связи с этим в курсе излагаются теория, основы расчета и конструкции основных типов машин промышленного транспорта, даны общие методы выбора и определения эффективности схем механизации погрузочно-разгрузочных работ. В качестве иллюстрации приводятся примеры конкретного решения вопросов механизации погрузочно-разгрузочных работ с массовыми грузами.

\* \* \*

Подъемно-транспортные устройства начали применять в древнейший период истории человеческого общества. За 2000 лет до н. э. в странах древнего Востока (Месопотамия, Египет), древнем Китае и Индии применяли простейшие подъемно-транспортные устройства при производстве строительных работ и для подачи воды на орошаемые

земельные участки (рис. 1). Несколько позднее появляются винтовые подъемники — прообраз современного винтового транспортера.

В средние века с развитием строительства фортификационных сооружений начали применяться подъемные краны (рис. 2) и ковшевые подъемники для транспорта разрыхленного грунта (рис. 3).

В 1798 г. замечательный русский механик и гидротехник Кузьма Дмитриевич Фролов завершил постройку комплексной установки для

подъема руды и воды из шахты Змеиногогорского рудника на Алтае. Почти одновременно с вводом в эксплуатацию установки К. Д. Фролова американский изобретатель О. Эванс изобрел ленточный ковшевой элеватор, а в 1795 г., используя изобретенный им элеватор и винтовые транспортеры, пустил в эксплуатацию первую механизированную мельницу (рис. 4).

В начале XIX в. для перемещения сыпучих грузов применяются винтовые транспортеры, несколько позже, в тридцатых годах начали применяться стационарные ленточные транспортеры, которые нашли широкое распространение в механизированных зернохранилищах — элеваторах.

Во второй половине XIX в. наряду с использованием механического транспорта начинается применяться пневматический транспорт, сначала для пневматической почты (1853 г.), а затем для перемещения волокнистых материалов (1867 г.)

В 1888 г. в Петербурге сооружен пневматический зерноподъем, а в 1893 г. в Англии закончено строительство первого плавучего пневматического перегружателя для зерна.

XIX в. характеризуется развитием строительства грузоподъемных машин. Появление парового, а затем электрического приводов во второй половине XIX в. способствовало развитию краностроения. В 80-х годах XIX в. появляется кран с паровым приводом. В 1885 г. был построен первый поворотный электрифицированный кран, а в 1887 г. — первый мостовой кран с электроприводом. Начиная с 1900 г., электропривод почти полностью заменил паровой привод при строительстве мостовых, порталных и стационарных поворотных кранов.

В России до Великой Октябрьской революции подъемно-транспортная техника развивалась крайне медленно. Подъемно-транспорт-

ное оборудование на отечественных заводах почти не изготовлялось.

Только после Великой Октябрьской революции были созданы бла-

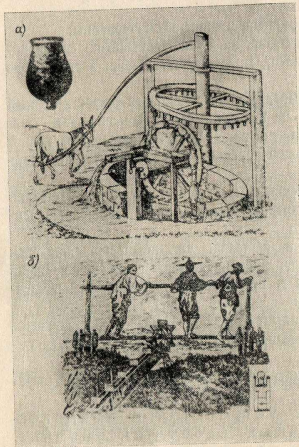


Рис. 1. Водоподъемные устройства:  
а — ковшевой водоподъемник (Египет XX в. до н. э.); б — скребковый водоподъемник (Древний Китай)

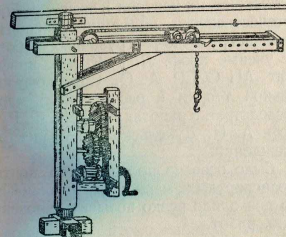


Рис. 2. Подъемный кран (XIV в. н. э.)

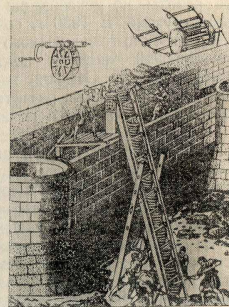


Рис. 3. Ковшевой подъемник (XIV—XV вв. н. э.)

приятные условия для развития самостоятельной отрасли подъемно-транспортного машиностроения и всесторонней механизации погрузочно-разгрузочных работ во всех отраслях народного хозяйства.

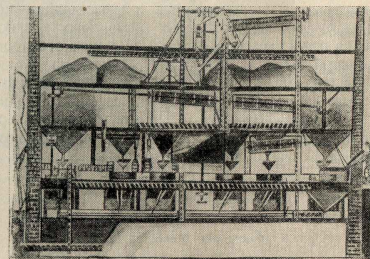


Рис. 4. Механизированная мельница О. Эванса

В 1928 г. приступила к работе Транстехконтора (ныне трест Союзпроммеханизация), которая являлась координационным центром вновь созданной отрасли подъемно-транспортного машиностроения и научно-исследовательских работ, проводимых в МВТУ, Ленинградском поли-

техническом, Днепрпетровском горном институтах и в других научных учреждениях.

В это же время организуется Всесоюзное объединение Хлебопстрой, проектная контора которого (ныне ГИ Промзернопроект) объединяет все работы по механизации погрузочно-разгрузочных работ с хлебными грузами. В 1930 г. создается Научно-исследовательский институт подъемно-транспортного дела (ныне Всесоюзный научно-исследовательский институт подъемно-транспортного машиностроения — ВНИИПТМАШ). Создание научно-технических центров в значительной мере способствовало развитию отечественного подъемно-транспортного машиностроения и механизации погрузочно-разгрузочных работ.

К этому же времени советские ученые проф. Л. Г. Кифер, проф. П. С. Козьмин, член-корреспондент АН СССР А. О. Спиваковский и др. заложили основы рациональной теории и расчета подъемно-транспортных машин, развитой впоследствии в работах проф. Н. Ф. Руденко, проф. К. В. Алферова, проф. А. И. Дукельского и коллективов работников ряда научных учреждений.

За годы довоенных пятилеток было освоено производство почти всех основных типов подъемно-транспортных машин для различных отраслей народного хозяйства, что позволило резко повысить уровень механизации тяжелых и трудоемких работ.

Начавшаяся Отечественная война в 1941 г. нарушила выполнение намеченных планов мирного строительства, но и в условиях военного времени отечественное подъемно-транспортное машиностроение снабжало народное хозяйство необходимым оборудованием для механизации погрузочно-разгрузочных работ. За это время получило широкое распространение система поточного производства, использующая различные типы транспортирующих машин.

Послевоенные годы характеризуются дальнейшим ростом подъемно-транспортного машиностроения и механизации погрузочно-разгрузочных работ во всех отраслях народного хозяйства, которые стали одним из основных направлений технического прогресса страны.

Развитие этой отрасли науки и техники на ближайшее время определено решениями XX съезда КПСС, поставившего задачу осуществлять в больших размерах во всех отраслях народного хозяйства комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ и широкое применение автоматизации отдельных машин, потоков и предприятий в целом.

## РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Работа любого современного промышленного предприятия тесно связана с транспортом, обеспечивающим доставку на предприятие сырья и отправку потребителю готовой продукции, перемещение между цехами и внутри цехов сырья, полуфабрикатов и готовой продукции.

Все транспортные операции, связанные с производственным процессом, выполняются промышленным транспортом, который разделяется на внешний и внутренний.

**Внешний транспорт**, к которому относится железнодорожный, водный и автомобильный, обеспечивает доставку на предприятие сырья, топлива, вспомогательных материалов, а также вывозит из предприятия готовую продукцию и отходы.

**Внутренний транспорт** распределяет поступающие грузы по отдельным цехам, выполняет транспортные операции между отдельными рабочими агрегатами, перемещает готовую продукцию и отходы. Производства на склады для последующей отправки с предприятия.

Внутризаводские или внутрицеховые транспортные операции осуществляются различными типами подъемно-транспортных машин (кранами, транспортерами и др.), а также местным рельсовым (наземным и подвесным) и безрельсовым транспортом, объединяемыми обычно под общим названием подъемно-транспортные устройства.

Характер производственного процесса, его специфические особенности, род и физико-механические свойства перемещаемых грузов определяют тип и конструкцию применяемых машин внутреннего транспорта.

При выборе типа и конструкции подъемно-транспортного устройства необходимо учитывать: комплексность механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных операций на всех этапах производственного процесса; сохранность перемещаемого груза; соответствие производительности транспортной и технологической машины, включенных в один поток при наличии дальнейшего роста производительности транспортной машины без ее существенной переделки; создание благоприятных условий труда для обслуживающего персонала и другие факторы.

Выполнение этих требований применительно к условиям различных отраслей производства привело к созданию разнообразных типов подъемно-транспортных устройств.

## КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ УСТРОЙСТВ

Большое разнообразие подъемно-транспортных устройств, отличающихся один от другого различными принципами действия, конструктивными и другими особенностями, усложняет составление обобщающей классификации. Наибольшее распространение в настоящее время получил признак классификации подъемно-транспортных устройств по принципу действия.

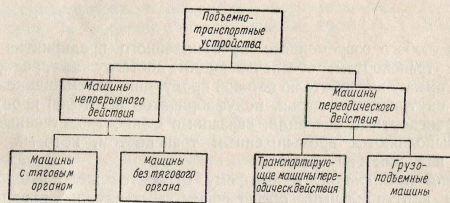


Рис. 5. Схема классификации подъемно-транспортных машин

Положив в основу классификации подъемно-транспортных устройств принцип действия, можно разделить их на две основные группы: непрерывного и периодического действия (рис. 5).

Машины непрерывного действия в свою очередь могут быть разделены на машины с тяговым органом и без него.

Машины непрерывного действия с тяговым органом объединяют ленточные транспортеры, цепи (пластинчатые, скребковые, с погруженными скребками, люлечные, подвесные и др.) транспортеры и элеваторы. Машины непрерывного действия без тягового органа включают самотечный транспорт, винтовые и инерционные транспортеры, пневматический и гидравлический транспорт.

Машины периодического действия могут быть разделены на транспортирующие периодического действия и грузоподъемные. Транспортирующие машины периодического действия объединяют безрельсовый и рельсовый наземный внутризаводской транспорт, канатные и подвесные рельсовые дороги, а также скреперные установки.

Грузоподъемные машины объединяют все типы машин, осуществляющие подъем и перемещение груза в пространстве отдельными порциями при наличии рабочего и холостого хода рабочего органа.

Основными параметрами подъемно-транспортных машин являются: часовая производительность, рабочая скорость перемещения груза, потребная мощность для транспортирования груза, длина транспортирования.

Производительность машин непрерывного действия — техническую норму производительности определяют уравнением:

$$Q = \frac{3600}{1000} qv = 3,6 \, qv \, \text{т/час}, \quad (1-1)$$

где  $q$  — количество груза на 1 лог. м пути перемещения в кг/м;  
 $v$  — скорость перемещения груза в м/сек.

При подаче сыпучих грузов непрерывным потоком величина

$$q = 1000 F \gamma, \quad (2-1)$$

а при периодической (партизми) подаче сыпучего груза или транспортировании штучных грузов

$$q = \frac{G}{a}. \quad (3-1)$$

Производительность машины периодического действия определяется уравнением:

$$Q = \frac{1}{1000} nG. \quad (4-1)$$

$F$  — площадь поперечного сечения материала, перемещаемого транспортирующей машиной, в м<sup>2</sup>;

$\gamma$  — объемный или насыпной вес<sup>1</sup> сыпучего груза в т/м<sup>3</sup>;

$a$  — среднее расстояние между отдельными порциями (штуками) груза в м;

$G$  — средний вес одной порции сыпучего груза или одной штуки груза в кг;

$n$  — число циклов машины в час.

Для системы машин или устройств различают техническую, производственную среднепрогрессивную и фактическую нормы производительности (см. главу XX), применяемые для составления плана работы системы машин и контроля за его выполнением.

Вес груза  $G$ , перемещаемого за один цикл, для транспортирующих машин периодического действия и грузоподъемных машин, определяется грузоподъемностью устройств (ГОСТ 1682-42).

Скорость перемещения грузов в каждом отдельном случае назначается в зависимости от условий работы, конструкции машины и физических свойств перемещаемого груза.

Потребная мощность на перемещение груза определяется для каждого конкретного случая. Длина транспортирования груза определяется условиями технологического процесса и расчетами на прочность, определяющими максимально возможную длину транспортирования одним агрегатом.

Грузы разделяются на две основные группы: массовые и единичные.

Массовые грузы в свою очередь разделяются на насыпные, состоящие из большого числа однородных частей или кусков (зерно, песок, уголь и др.), и штучные (ящики, мешки с грузом, отливки и др.).

<sup>1</sup> Под объемным или насыпным весом принято понимать вес сыпучего груза в единице объема сосуда при определенном способе укладки его в этот сосуд (ГОСТ — 282).

Единичные грузы бывают весьма разнообразными по форме и весу. Размеры и вес этих грузов могут колебаться в значительных пределах.

Штучные грузы характеризуются: средним весом единицы груза, линейными размерами, физическими свойствами груза (прочность, коэффициент трения). Насыпные грузы характеризуются объемным весом и физико-механическими свойствами — прочностью, коэффициентами внутреннего и внешнего трения (приложение 1).

Наряду с перечисленными основными свойствами массовых грузов, влияющими на выбор подъемно-транспортных машин, в практике подъемно-транспортного машиностроения учитываются и другие свойства грузов, знание которых позволяет правильно выбрать конструкцию узла или машины в целом.

Скажанное относится главным образом к насыпным грузам.

Насыпной груз, помещенный в сосуд, принимает его форму и оказывает давление на дно и стенки сосуда. Величина этого давления на единицу площади (при глубине слоя, не превышающей трехкратной ширины сосуда) равна:

$$\text{на дно } p_n = \gamma h \text{ (т/м}^2\text{)} \quad (5-1)$$

$$\text{на боковые стенки } p_r = \gamma h k \text{ (т/м}^2\text{)} \quad (6-1)$$

где  $\gamma$  — насыпной вес в т/м<sup>3</sup>;  
 $h$  — высота слоя груза в м;

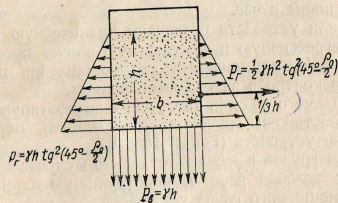


Рис. 6. Давление сыпучего груза на дно и стенки сосуда

$k = \text{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\rho_0}{2} \right)$  — коэффициент, характеризующий отношение единичного горизонтального давления к вертикальному;  $\rho_0$  — угол естественного откоса материала.

Эпор вертикальных давлений на дно сосуда (рис. 6) имеет вид прямоугольника, так как предполагается, что закон вертикальных давлений (5-1) одинаков по всей ширине  $b$  сосуда.

Эпор горизонтальных давлений на боковые стенки сосуда (см. рис. 6) изменяется по линейному закону (6-1) и поэтому будет иметь вид треугольника.

Равнодействующая горизонтальных давлений на боковые стенки сосуда равна площади этого треугольника

$$P_r = \frac{1}{2} \gamma h^2 \text{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\rho_0}{2} \right) \quad (7-1)$$

и приложена на расстоянии одной трети высоты слоя  $h$  от дна сосуда.

В некоторых транспортных установках используется свойство сыпучего тела образовывать при определенных условиях сводчатую структуру, при которой давление вышележащих слоев передается на стены или другие элементы конструкции.

Если в вертикальный сосуд, заполненный сыпучим телом (рис. 7), ввести стержни так, чтобы они заняли некоторую часть площади поперечного сечения сосуда, то при определенной величине этой площади давление сыпучего груза, лежащего выше стержней, будет почти полностью воспринято стержнями. На нижележащий слой сыпучего груза будет передаваться незначительное вертикальное давление, которым можно пренебречь.

Наличие такого свойства насыпных грузов обеспечивает постоянство их истечения через отверстия в дне.

## ГЛАВА II ТЯГОВЫЕ ОРГАНЫ

Тяговые органы в транспортирующих машинах предназначены для передачи тягового усилия от привожденного механизма к рабочему органу машины и для подвешивания грузов в грузоподъемных машинах.

Кроме соответствия общим условиям, обязательным для всех других элементов машин (прочность и износостойчивость, невысокая стоимость и простота изготовления и пр.), тяговые органы должны обладать гибкостью, иметь удобное крепление рабочих органов; малое относительное удлинение под нагрузкой и др.

В качестве тяговых органов в подъемно-транспортных машинах применяются цепи, канаты и ленты.

### Цепи

По конструкции и способу изготовления цепи делятся на сварные, пластинчатые или шарнирные и специальные (из ковкого чугуна, литые, комбинированные и пр.)

Сварные цепи состоят из овальных звеньев (рис. 8), изготовленных из круглой стали при помощи сварки. В зависимости от длины звеньев эти цепи делятся на длиннозвенные — при длине звена  $L \geq 5d_n$  (где  $d_n$  — диаметр цепной стали) и короткозвенные — при длине звена  $L < 5d_n$ .

В зависимости от степени точности изготовления сварные цепи бывают калиброванные и некалиброванные.

Допустимые отклонения в размерах длины звена колеблются в пределах: у калиброванной цепи  $\pm 3\%$ , а у некалиброванной  $\pm 10\%$  от номинального диаметра  $d_n$  цепной стали.

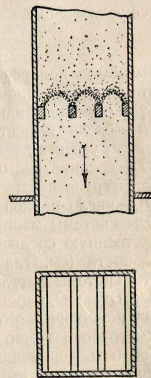


Рис. 7. Схема сводообразования в сыпучих грузах

Изготавливаются цепи из стали МСТ-3 по ГОСТ 924-51 для цепей горновой сварки и МСТ-2 по ГОСТ 380-51 для цепей, сваренных при помощи электросварки. Основные параметры сварных цепей из круглой стали определяются ГОСТ 2319-55.

При нагружении цепи силой  $S$  (рис. 8) элементы цепи (звенья) будут испытывать растяжение и изгиб в силу овальной формы звена.

Кроме того, звенья, уложенные на гладкую поверхность барабана или блока, будут испытывать дополнительную деформацию изгиба.

В соответствии с нормами Госгортехнадзора<sup>1</sup> сварные цепи рассчитывают только на растяжение, влияние же изгиба учитывается понижением допускаемого напряжения.

Диаметр цепной стали звена из условия прочности на разрыв определяется из уравнения:

$$S_{\max} = 2 \frac{\pi d_u^2}{4} (\sigma_p) \leq \frac{P_{\text{разр}}}{m}, \quad (1-2)$$

Рис. 8. Сварная цепь

откуда

$$d_u = \sqrt{\frac{2 S_{\max}}{\pi (\sigma_p)}} = 0,8 \sqrt{\frac{S_{\max}}{(\sigma_p)}}, \quad (2-2)$$

где  $P_{\text{разр}}$  — разрушающая нагрузка цепи в кг;

$(\sigma_p)$  — допускаемое напряжение на растяжение в кг/см<sup>2</sup>.

Запас прочности цепи  $m$  выбирается в зависимости от условий работы и конструкции цепи:

при ручном приводе  $m \geq 3$  для некалиброванных цепей и

$m \geq 4,5$  для калиброванных цепей;

при машинном приводе  $m \geq 6$  для некалиброванных, и

$m \geq 8$  для калиброванных и

$m \geq 6$  для чалочных цепей.

**Пластиначатые цепи** (рис. 9) состоят из ряда пластин, соединенных шарнирно штырями.

Цепи грузоподъемностью до 2 т имеют штыри с расклеванными цапфами (см. рис. 9, а), от 3 до 10 т — цапфы шпильгунты (см. рис. 9, б).

Пластиначатые цепи применяются в грузоподъемных машинах в качестве подъемных органов (короткозвенные —  $t = 8 \div 100$  мм), а в транспортерах — как тяговый орган (длиннозвенные  $t = 60 \div 1250$  мм).

Скорость движения пластиначатых цепей несколько выше сварных, достигаая у короткозвенных до 12 м/сек, а у длиннозвенных до 1,5 м/сек.

<sup>1</sup> Госгортехнадзор — комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору при Совете Министров Союза ССР.

По конструкции пластиначатые цепи разделяются на безвтулочные и втулочные (см. рис. 9). С целью уменьшения износа валков или втулок и зубьев звездочки, а также для уменьшения сопротивления пластиначатой цепи при ее движении по направляющим на валки или втулки одеваются ролики.

Безвтулочные (штырьевые) цепи просты по конструкции, однако в связи с незначительной величиной трущихся поверхностей они быстро изнашиваются и могут быть использованы только при невысоких нагрузках и небольшой скорости движения. Это обстоятельство ограничивает их применение в транспортных устройствах.

Втулочные цепи являются более совершенными. Обладая большой величиной трущихся поверхностей, эти цепи допускают значительные рабочие скорости при довольно большой нагрузке, что обеспечило широкое применение их в транспортных устройствах.

Основные параметры пластиначатых цепей определяются по ГОСТ 588-54.

В зависимости от прочности пластиначатые цепи разделяются на четыре основные категории: I — для высокой, II — для повышенной, III — для нормальной и IV — для пониженной нагрузки (приложение 2). В зависимости от категории детали пластиначатых цепей изготавливаются из стали соответствующих марок.

В пластиначатых цепях нагрузка передается неравномерно на все пластины, поэтому при расчетах принято оперировать не прочностью элементов цепи, а ее агрегатной прочностью.

При выборе цепи для заданного расчетного натяжения определяют ее разрушающую нагрузку:

$$P_{\text{разр}} = m P_{\text{расч}}, \quad (3-2)$$

где  $m$  — коэффициент запаса прочности ( $m = 5 \div 10$ );

$P_{\text{расч}}$  — расчетная нагрузка (см. главу IV).

По полученной величине разрушающей нагрузки выбирают тип цепи (приложение 2).

Минимальный коэффициент запаса прочности цепи ( $m \leq 5$ ) принимается для механизмов с ручным приводом при спокойной работе (без толчков). Для механизмов с механическим приводом при спокойной работе цепи  $m = 7 \div 8$ , а при работе с толчками  $m = 10$ .

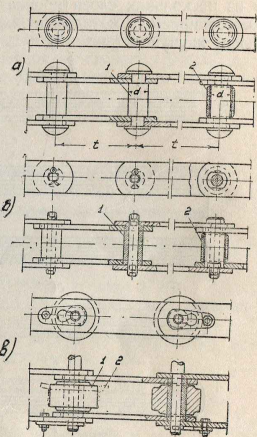


Рис. 9. Пластиначатые цепи:

а — безвтулочная (1 — безроликовая; 2 — роликовая); б — втулочная (1 — безроликовая; 2 — роликовая); в — втулочная катковая (1 — с безроликовыми катками; 2 — с роликовыми катками)

## Ленты

В качестве тягового и несущего рабочего органа транспортных машин широкое применение нашли ленты.

Ленты изготавливаются из текстиля, верблюжей шерсти, стали и других материалов.

**Текстильная прорезиненная лента** (ГОСТ 20-54) изготавливается из нескольких слоев (прокладок) хлопчатобумажной ткани (белтинга), соединяемых методом вулканизации, натуральным или синтетическим каучуком (рис. 10).

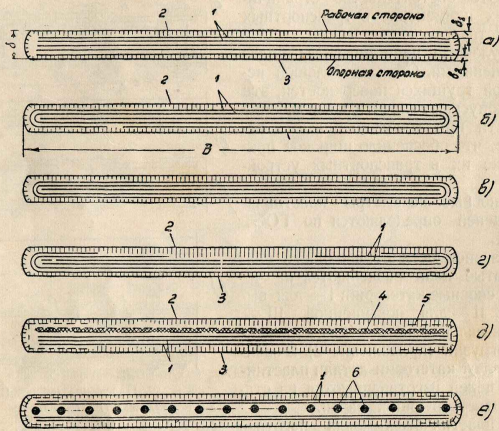


Рис. 10. Поперечные разрезы текстильных прорезиненных лент.

*a* — с нарезными прокладками; *b* — с нослоино-завернутыми прокладками; *c* — со спирально-завернутыми прокладками; *d* — со ступенчатым расположением прокладок; *e* — теплоустойчивая лента; *1* — со стальными канатиками; *2* — текстильная прокладка; *3* — верхняя обкладка; *4* — нижняя обкладка; *5* — асбестовая прокладка; *6* — защитная ткань; *7* — стальные канатики

Прочность ленты зависит от числа прокладок в ней. Резиновый слой обеих обкладок и резиновые прослойки между прокладками вследствие их большой эластичности по сравнению с прокладками не могут передавать сколько-нибудь значительных усилий при тех небольших величинах вытяжки, которые имеет лента в целом при нагрузке.

Число прокладок (*Z*) в зависимости от ширины ленты колеблется от 3 до 12, ширина ленты по ГОСТ 20-54 принята 300 — 2000 мм.

Для стационарных ленточных транспортеров ГОСТ 159-53 предусматриваются следующий нормальный ряд ширины ленты и числа прокладок в них:

Ширина ленты в мм	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Наименьшее и наибольшее количество прокладок <i>Z</i>	3—4	3—5	3—6	3—7	4—8	5—10	6—12	7—12	8—12

Толщина резиновой обкладки на рабочей стороне ленты в зависимости от абразивности поверхности перемещаемого материала может быть принята 1,5; 3,0; 4,5; 6 мм, а на нерабочей стороне 1,0 и 1,5 мм.

Вес 1 пог. м ленты приблизительно можно определить по формуле:

$$q_n \approx 1,1 B_n (1,25Z + \delta_1 + \delta_2) \text{ кг/м}, \quad (4-2)$$

где  $B_n$  — ширина ленты в м;

$Z$  — число прокладок ленты;

$\delta_1$  и  $\delta_2$  — толщина обкладки на рабочей ( $\delta_1$ ) и нерабочей ( $\delta_2$ ) стороне в мм ( $\delta_1 = 1,5—6$  мм,  $\delta_2 = 1,0—1,5$  мм).

Расчетное число прокладок в ленте определяется уравнением:

$$Z \geq \frac{S_{\max} \cdot m}{B_n \cdot k_p}, \quad (5-2)$$

где  $S_{\max}$  — максимальное расчетное натяжение в ленте в кг;

$k_p$  — предел прочности на разрыв 1 см ширины одной прокладки по основе в кг/см;

$m$  — коэффициент запаса прочности ленты на растяжение, величина которого зависит от числа прокладок.

Число прокладок  $Z$  2—4 4—5 6—8 9—11 12—14

Коэффициент запаса прочности  $m$  9 9,5 10 10,5 11,0

Предел прочности прорезиненных лент принимается:

из белтинга марки Б-820

$$k_p = 55 \text{ кг/см};$$

из белтинга марки ОПБ-5 и ОПБ-2

$$k_p = 155 \text{ кг/см};$$

из уточно-шнуровой ткани

$$k_p = 119 \text{ кг/см};$$

ленты со стальными канатиками

$$k_p = 1800—4800 \text{ кг/см}.$$

Текстильные прорезиненные ленты можно с успехом применять при температуре от  $-10^\circ$  до  $+60^\circ$ . При более низких или более высоких температурах используют специальные ленты. Для работы при низких температурах ленты нередко пропитывают дибутилфталатом. Для работы при высоких температурах применяют «теплостойкие» ленты с асбестовой прокладкой под рабочей обкладкой или ленты с сидеритовым покрытием.

Концы прорезиненной ленты соединяют путем сшивки сыромятными или ушивальными; холодной склейки резиновым клеем с последующей прошивкой; горячей склейки (вулканизации); соединения при помощи металлических жестких и шарнирных соединителей различных типов и конструкций.

Наиболее надежным соединением считается горячая склейка (рис. 11). При этом способе концы ленты срезают косыми ступенями

325990

по числу прокладок, очищают, смазывают клеем, накладывают один на другой и зажимают металлическими вулканизационными плитами. Плиты нагревают (электричеством или паром) до 140—150°. После выдержки в течение 25—60 мин. стык прошивают сырмятиной.

**Стальные ленты.** Для транспортирования абразивных материалов, а также для работы в среде высоких температур или в атмосфере, насыщенной кислотными парами, применяют стальные ленты.

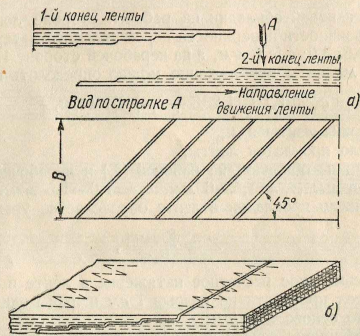


Рис. 11. Разделка концов текстильной ленты для соединения методом вулканизации. а — подготовленная лента; б — соединенная лента

Стальные ленты изготавливают из нержавеющей кислотоупорной стали; их можно применять при нагреве до 140° (неравномерном) и до 370° (равномерном). Стальные ленты рассчитывают с учетом предела прочности  $k_p = 120 \text{ кг/мм}^2$  при относительном удлинении  $\epsilon = 14 - 17\%$ , что позволяет применять их для конвейеров большой длины (до 1000 м).

Заводы изготавливают стальные ленты толщиной  $\delta = 1 \text{ мм}$  и шириной  $B_s = 640 \text{ мм}$ .

Стальные ленты соединяют, склепывая их при помощи заклепок из мягкой стали.

Существенным недостатком стальных лент является сравнительно малая их гибкость, требующая применения барабанов больших диаметров и как следствие громоздких приводных и натяжных устройств.

### Канаты

Широко распространенными гибкими элементами для подвешивания груза являются пеньковые, проволочные стальные и комбинированные канаты.

**Пеньковые канаты** (рис. 12) отличаются гибкостью, но обладают недостаточной прочностью и стойкостью против разрушающего дей-

ствия влаги и внешних механических повреждений. Поэтому пеньковые канаты, согласно правилам Госгортехнадзора, не применяются в постоянно работающих грузоподъемных и транспортирующих машинах с машинным приводом.

Для увеличения срока службы пеньковые канаты смазуют. Однако органические кислоты, содержащиеся в смолистых веществах, снижают прочность каната на 10—15%.

Канаты пеньковые свивают из прядей, а пряди — из отдельных волокон (каболок).

Для предотвращения вращения груза, подвешенного к канату, каболок в прядях и пряди в канат свиты в обратных направлениях. Прочные размеры каната проверяют по формуле:

$$S = \frac{\pi d_k^2}{4} \varphi [\sigma'_p], \quad (6-2)$$

где  $d_k$  — диаметр каната;

$\varphi = 0,66$  — коэффициент заполнения площади поперечного сечения каната волокнами;

$[\sigma'_p]$  — допускаемое напряжение (100 кг/см<sup>2</sup> для несмоленных и 80 кг/см<sup>2</sup> для смоленных канатов).

Канаты повышенной прочности или повышенной стойкости против разрушающего действия влаги изготавливают из шелка, искусственного органического волокна (капрон) и пр.

**Стальные канаты** (рис. 13) являются наиболее распространенным гибким элементом грузоподъемных машин. Технические условия на стальные канаты определены ГОСТ 3241-55.

Стальные канаты изготавливают из проволоки толщиной от 0,20 мм до 5 мм. Предел прочности проволоки в стальных канатах ограничивается 70—210 кг/мм<sup>2</sup> (до 240 кг/мм<sup>2</sup> — повышенная прочность), что соответствует стали марок 50, 60 и 65.

Для защиты проволоки стального каната от коррозии светлую проволоку оцинкуют.

Основные размеры и характеристика канатов изложены в ГОСТ 3062-55, ГОСТ 3098-55, ГОСТ 766-55 и ГОСТ 7685-55.

По конструкции стальные канаты весьма разнообразны. Наиболее простым является спиральный канат одинарной свивки (рис. 13, а), в нем все проволоки расположены концентрическими слоями, при этом каждый последующий слой навит в сторону, противоположную предыдущему. Такие канаты весьма жестки, применяются они как подерживающие и направляющие для подвесных канатных дорог.

В грузоподъемных механизмах и в частности в кранах применяют более гибкие канаты (трюсы) двойной свивки.

Наибольшее применение находят канаты шестипрядные (рис. 13, б). Здесь отдельные проволоки свиваются в пряди или стренги, а пряди в свою очередь вокруг стального или пенькового сердечника в канат. Канаты, имеющие шесть прядей, называются шестипрядными в отличие от многопрядных (рис. 13, в).



Рис. 12. Пеньковый канат

Более гибкие кабельные канаты получают при помощи тройной свивки (рис. 13, *з*).

Для увеличения срока службы канаты изготавливают из проволок разного диаметра — канат компаунд, тип Сил и тип Варрингтон (рис. 13, *д* и *е*). Характеристика таких канатов дана в ГОСТ 3077-55

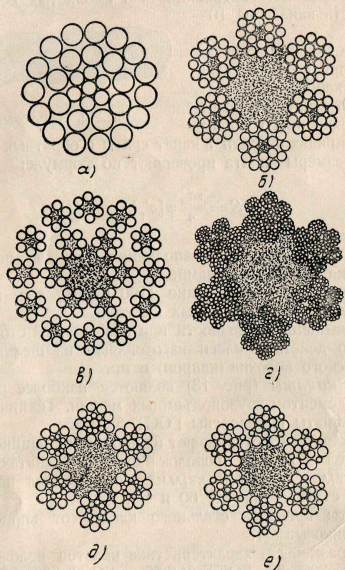


Рис. 13. Стальные проволочные канаты:  
 а — спиральный; б — шестипрядный; в — многопрядный;  
 з — кабельный; д — компаундный (тип Сил); е — компаундный (тип Варрингтон)

и ГОСТ 2688-55. Эти канаты обладают существенными преимуществами: в них хорошо заполнена площадь поперечного сечения пряди и обеспечено лучшее соприкосновение всех смежных проволок по всей длине свивки, что приводит к устранению местных контактных напряжений в местах пересечения проволок при огибании блоков и барабанов. Толстые проволоки этих канатов расположены снаружи пряди, что удлиняет срок службы каната, а тонкие проволоки внутри, что улучшает гибкость каната.

Сердечники стальных канатов, изготавливаемые чаще всего из пеньки, служат для увеличения его гибкости и аккумуляции смазочных веществ, которые при натяжении каната выжимаются из сердечника и смазывают проволоки, предохраняя их от коррозии.

Металлические сердечники (из мягкой стальной проволоки) применяются для тросов в случае, если канат противостоит поперечным усилиям, как это бывает при многослойном расположении его на барабане.

Конструктивную разновидность канатов обуславливает и способ свивки проволок в пряди и прядей в канат.

Если все проволоки в прядях и пряди в канатах располагаются по винтовым линиям одного направления, то такой канат называется одно-сторонней, или параллельной свивки (рис. 14, *а*) (левая или правая).

Если же проволоки в прядях и пряди в канате расположены в различных по направлению спиральным линиям, то канат называется крестовой, или обратной свивки (рис. 14, *б*).

Канаты односторонней свивки более гибки и поверхность их более гладкая, но во время работы они стремятся к раскручиванию, поэтому их применяют только для подъема фиксированных грузов (лифты) или грузов, подвешенных к подвижным блокам.

Канаты крестовой свивки имеют неровную поверхность, обладают большой жесткостью, быстрее изнашиваются, но почти не раскручиваются при подвесе к ним грузов.

Свободные концы стальных проволочных канатов крепятся к рабочим органам грузоподъемных машин при помощи коуша (рис. 15, *а*), клиновидной втулки (рис. 15, *б*) и конической втулки (рис. 15, *в*).

Ввиду сложности конструкции каната определить расчетные напряжения в его элементах в настоящее время практически невозможно. Проволоки в прядях и пряди в канате располагаются по различным спиральям; канаты (а не редко и пряди) имеют мягкие сердечники. Проволоки и пряди при нагрузках сильно сжаты — все это приводит к тому, что они подвергаются растяжению, изгибу, сжатию и скручиванию. Каждая из этих деформаций в свою очередь зависит от многих факторов (числа и диаметра проволок и прядей, материала, плотности и типа свивки и пр.), которые усложняют определение зависимости между действующей на канат растягивающей силой  $S_{max}$  и напряжением  $\sigma$  материала проволоки.

Существенное влияние на долговечность канатов и надежность их оказывают условия работы каната. При учете этих условий следует принимать во внимание число перегибов каната, отношение  $\frac{D_{min}}{d_k}$  (минимальный диаметр барабана или блока к диаметру каната), характер привода и режим эксплуатации.

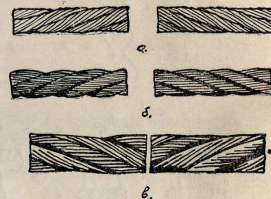


Рис. 14. Способ свивки канатов:  
 а — односторонняя (параллельная); б — крестовая (обратная); в — комбинированная

Правильный учет названных элементов позволяет безошибочно выбрать необходимый запас прочности.

Число перегибов каната определяют по числу мест (блоки, барабаны), где канат наматывается и сматывается, причем перегибы в одном направлении эквивалентны одному перегибу, а переменное направление перегиба эквивалентно двойному перегибу (рис. 15, з).

Каждому числу перегибов можно подобрать отношение  $\frac{D_{\min}}{d_k}$  (приложение 3), установленное опытом.

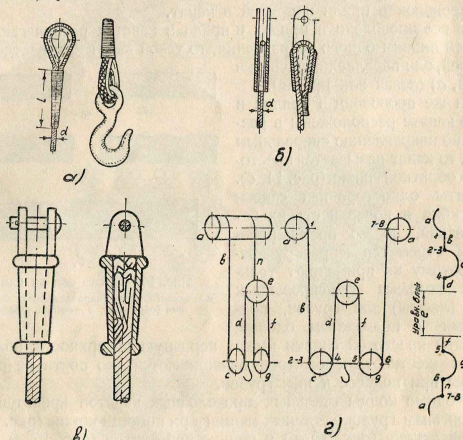


Рис. 15. Крепление канатов к рабочим органам:

а — коуш; б — клиновидная втулка; в — коническая втулка; г — схема к определению числа перегибов каната

Тип машины, характер и режим ее работы (род привода, режим эксплуатации по ПВ<sup>0</sup>/<sub>10</sub>) и установленное ранее минимальное  $\frac{D_{\min}}{d_k}$  определяют наименьший допустимый запас прочности  $m$  (приложение 3).

При наличии значения максимальной нагрузки каната  $S_{\max}$  определяют разрывающую нагрузку

$$S_{\text{разр}} = S_{\max} \cdot m, \quad (7-2)$$

здесь  $S_{\text{разр}}$  — сила, получаемая непосредственным испытанием каната на разрыв (на 15—20% меньше суммарной прочности проволок), т. е.

$$S_{\text{разр}} = (0,8 \div 0,85) i \frac{\pi d^2}{4} k_n,$$

<sup>1</sup> ПВ<sup>0</sup>/<sub>10</sub> — продолжительность включения и в связи с этим режимы эксплуатации, см. главу XVI.

где  $i$  — число проволок в канате;

$d$  — диаметр проволоки в мм;

$k_n$  — предел прочности на разрыв материала проволок каната в кг/мм<sup>2</sup>.

Сечение каната с некоторой точностью приближения можно определить и расчетным путем.

Напряжение нагруженного каната в изогнутой части его (по Рело-Баху) с учетом растяжения и изгиба может быть определено по формуле:

$$\sigma = \frac{k_n}{m} = \frac{S_{\max}}{F} + E' \frac{\delta}{D_{\min}}, \quad (8-2)$$

где  $m$  — действительный запас прочности каната;

$F$  — площадь полезного живого сечения каната в см<sup>2</sup>;

$E' = \frac{3}{8} E$  — модуль упругости каната с поправкой Баха

$$\left( E' = \frac{3}{8} \cdot 2 \cdot 100.000 \approx 800.000 \text{ кг/см}^2 \right).$$

Выражая диаметр каната  $d_k = 1,5 \sqrt{i}$ , площадь полезного живого сечения каната определим по формуле:

$$F = \frac{S_{\max}}{m} = \frac{k_n}{m} \frac{\pi d_k^2}{4} E' = \frac{k_n}{m} \frac{d_k}{D_{\min}} \frac{\pi}{4} E' = \frac{k_n}{m} \frac{d_k}{D_{\min}} \frac{E'}{1,5 \sqrt{i}} \text{ см}^2. \quad (8a-2)$$

Современные исследования показали, что формула Рело-Баха недостаточно полно отражает физическую сущность явлений, а других более точных расчетных методов определения суммарных напряжений в проволочных стальных канатах еще не разработано. Поэтому выбирают стальные канаты при проектировании, пользуясь условными методами, по разрывающим нагрузкам (формула 7-2).

По величине  $S_{\text{разр}}$  подбирают канаты, пользуясь таблицами ГОСТ. Следует также помнить, что испытание образца каждого каната до постановки его на работу по требованиям Госгортехнадзора является обязательным.

Не менее важным в работе стального каната является его износоустойчивость — продолжительность надежного и безопасного периода его работы. Внешним признаком износа каната и необходимости его замены считается обусловленное Правилами Госгортехнадзора количество лопнувших проволок на длине одного шага спирали прямой каната.

Лабораторные исследования (Бенц и Верле) показали, что главной причиной порыва проволок каната является усталость металла, которая возникает в проволоках каната от частых перегибов на блоках и барабанах. Главным в этом надо считать соотношение между диаметром блока и диаметром каната.

РАБОЧИЕ ОРГАНЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

К числу рабочих органов общего назначения подъемно-транспортных машин относятся детали, принимающие на себя тяговые органы — блоки, звездочки, барабаны, а также полиспасты, остановы и тормозные устройства различных типов.

Блоки и звездочки

Блоки служат главным образом для изменения направления движения гибкого органа (канатов или цепей). В отдельных случаях блок может служить для передачи крутящего момента от вала к гибкому органу или наоборот.

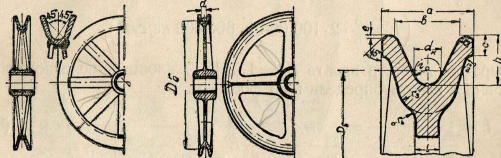


Рис. 16. Направляющие блоки для стальных канатов: литые; сварные; профиль канавки блока

Направляющие блоки бывают чугунными, реже стальными (сварные или литые) для больших нагрузок (рис. 16).

Конструкция блока зависит от типа тягового органа.

Для стальных канатов профиль канавок на ободу блока (рис. 16) выполняется с таким расчетом, чтобы канат ложился в желобок плотно, без излишних зазоров, но не заклинивался в нем. Для обеспечения этих условий радиус дна желоба канатного блока выбирается  $r \approx (0,6 \div 0,7)d_k$ , глубина желоба  $h \approx (1,5 \div 2)d_k$  и раствор желоба  $b \approx (1,6 \div 3,0)d_k$ .

Канатные блоки, передающие крутящий момент, имеют клинчатые желоба на ободу для передачи усилий за счет трения между поверхностью каната и стенками желоба блока.

Диаметры канатных блоков должны отвечать принятому в расчете каната отношению  $\frac{D_6}{d_k}$  согласно Правилам Госгортехнадзора (приложение 3).

Диаметры уравнивательных блоков могут быть на 40% меньше диаметров рабочих блоков.

**Звездочки.** Для сварных цепей применяются блоки с гладким профилем канавок на ободу — для некалиброванных цепей и с фасонным профилем канавок на ободу — звездочки (рис. 17) — для калиброванных цепей.

Диаметр окружности зубчатого блока (звездочки) для калиброванной цепи, на котором располагаются центры поперечных сечений звеньев, зависит от шага цепи  $t$ , диаметра цепной стали  $d_{ц}$  и числа зубцов  $Z$  ( $Z_{\min} < Z$ ). Из треугольника  $AOС$  (см. рис. 17) имеем:

$$R = \sqrt{(AO)^2 + \left(\frac{t+d_{ц}}{2}\right)^2}$$

Выразив величину  $AO$  через  $t$  и  $d_{ц}$  при угле  $\frac{\alpha}{2} = \frac{180}{Z}$ , получим:

$$D = 2R = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}}\right)^2 + \left(\frac{d_{ц}}{\cos \frac{90^\circ}{Z}}\right)^2} \quad (1-3)$$

Для ограничения изгиба звеньев цепи диаметр звездочки должен быть при ручном приводе  $D \geq 20d_{ц}$  и при машинном приводе  $D \geq 30d_{ц}$ .

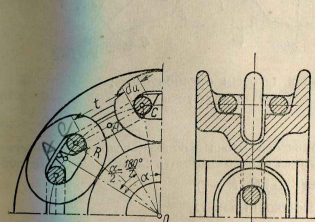


Рис. 17. Звездочка для сварной цепи

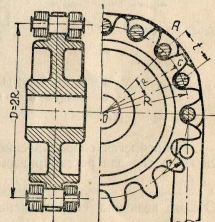


Рис. 18. Звездочка для пластинчатой цепи

Для шарнирных пластинчатых цепей применяются звездочки (рис. 18), представляющие зубчатые колеса, зубья которых входят между пластинами цепей и соприкасаются только со средней частью цепных валиков.

Диаметр звездочки определяется из условия (см. рис. 18):

$$OA = \frac{AC}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

Так как

$$OA = R; \alpha = \frac{360}{Z} \text{ и } AC = 0,5t,$$

то

$$R = \frac{0,5t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

или

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (2-3)$$

Минимальное число зубьев и звездочек для шарнирных цепей принимается  $Z_{\min} = 6 \div 8$ .

К. п. д. блока. Сопротивление блокам вращению  $W$  складывается из сопротивления  $W_1$  изгибу тягового органа, огибающего блок, и сопротивления трения  $W_2$  в цапфах блока:

$$W = W_1 + W_2.$$

При набегании на блок канат вследствие его жесткости не сразу принимает кривизну блока и ось каната отклоняется от касательной на величину  $l$  (рис. 19, а); от сбегающей ветви по тем же причинам ось каната смещается на расстояние  $l$  от касательной во внутреннюю сторону, создавая этим самым неодинаковые размеры плеч для сил  $S$  и  $S+W_1$  относительно оси вращения блока.

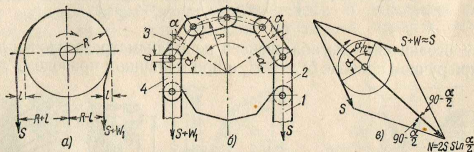


Рис. 19. Схемы огибания тяговых органов блока:  
а — канатом и б — цепью; в — схема сил, действующих на блок

Пренебрегая сопротивлением трения оси блока в опорах, условие равновесия системы сил для рассматриваемого случая можно выразить следующей формулой:

$$S(R+l) = (S+W_1)(R-l).$$

Отсюда величина сопротивления от жесткости каната

$$W_1 = \frac{2l}{R-l} S = \xi S, \quad (3-3)$$

где  $\xi$  — коэффициент жесткости каната.

Для пеньковых канатов диаметра  $d_k$  на основании опытов Кулона принимают

$$\xi = (0,006 \div 0,012) \frac{d_k^2}{R} \text{ при слабой свивке и}$$

$$\xi = 0,018 \frac{d_k^2}{R} \text{ для туго свитых новых канатов.}$$

Для стальных канатов по данным опытов Бенца и Рубина принимают: для канатов параллельной свивки

$$\xi_1 = 0,063 \left(1 + \frac{300}{S}\right) \frac{d_k^2}{D},$$

для канатов крестовой свивки

$$\xi_1 = 0,09 \left(1 + \frac{500}{S}\right) \frac{d_k^2}{D}.$$

На основании исследования канатов отечественного производства предлагается опытная зависимость между сопротивлением  $W_1$ , натяжением  $S$  в канате, диаметрами блока  $D$  и каната  $d_k$  в виде:

$$W_1 = (63 + S^{0,9}) \frac{d_k^{1,75}}{D^{1,15}}.$$

При набегании цепи на блок ее жесткость обусловлена трением звеньев одно о другое в местах их соприкосновения, так как ложась на поверхность блока или барабана, одно звено поворачивается относительно другого на некоторый угол  $\alpha$  (рис. 19, б).

При повороте блока в направлении движения на угол  $\alpha$ , звенья 1 и 4 повернутся относительно звеньев 2 и 3 соответственно на тот же угол  $\alpha$ , преодолевая при этом трение в шарнирах. Работа внешних сил, приложенных к цепи при этом, будет равна:

$$A_1 = (S + W_1) R \alpha - S R \alpha = W_1 R \alpha.$$

Работа сил трения в шарнирах:

$$A_2 = S f' \frac{d}{2} \alpha + (S + W_1) f' \frac{d}{2} \alpha = (2S + W_1) f' \frac{d}{2} \alpha,$$

где  $f'$  — коэффициент трения в шарнирах.

Приравняв работы сил внешних и трения, получим:

$$W_1 R \alpha = (2S + W_1) f' \frac{d}{2} \alpha,$$

отсюда

$$W_1 = \frac{d f'}{R - \frac{d}{2} f'} \cdot S = \xi \cdot S. \quad (4-3)$$

В практике коэффициент жесткости (при  $R \geq 10d$  и  $f' = 0,2 \div 0,5$ ) берут в пределах  $\xi = 0,02 \div 0,05$ .

Вторым составляющим сопротивлением вращению блока является сопротивление трения в цапфах блока  $W_2$ .

Момент трения в цапфе оси блока равен:

$$M_{\text{тр}} = F r = N f'' r,$$

где  $N$  — давление на цапфу блока, вызванное натяжением в тяговом органе;

$f''$  — коэффициент трения в цапфах блока;

$r$  — радиус цапфы оси блока.

Для преодоления момента трения в цапфах оси блока необходимо приложить к его ободу усилие.

$$W_2 = \frac{M_{\text{тр}}}{R} = N f'' \frac{r}{R}.$$

Давление на цапфу блока (рис. 19, в) равно:

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

Тогда

$$W_2 = 2f'' \frac{r}{R} S \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (5-3)$$

Суммарное сопротивление блока вращению составляет:

$$\begin{aligned} W &= W_1 + W_2 = \xi S + 2f'' \frac{r}{R} S \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \\ &= \left( \xi + 2f'' \frac{r}{R} \sin \frac{\alpha}{2} \right) S = c_6 S, \end{aligned} \quad (6-3)$$

где  $c_6 = \xi + 2f'' \frac{r}{R} \sin \frac{\alpha}{2}$  — коэффициент сопротивления блока.

Учитывая величину суммарного сопротивления блока, не трудно получить коэффициент полезного действия блока:

$$\eta_6 = \frac{S}{S+W} = \frac{S}{S+c_6 S} = \frac{1}{1+c_6}. \quad (7-3)$$

По абсолютной величине коэффициента полезного действия блоков принимается  $\eta_G = 0,950 \div 0,980$ .

**Полиспасты.** Соединение одним гибким органом нескольких подвижных и неподвижных блоков называется полиспастом. Полиспасты разделяются на два типа: для выигрыша в силе — полиспаст прямого действия (рис. 20,а) и для выигрыша в скорости — полиспаст обратного действия (рис. 20,б).

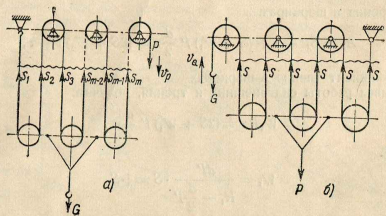


Рис. 20. Схемы полиспастов: а — прямого действия; б — обратного действия

Полиспасты обратного действия применяются редко. Полиспасты прямого действия находят широкое применение в грузоподъемных устройствах как средство силовой передачи в механизмах лебедок и кранов.

У полиспастов прямого действия (см. рис. 20,а) груз  $G$  подвешен к обойме подвижных блоков и висит на ветвях тягового органа. При этом тяговое усилие  $P$ , приложенное к концу тягового органа, без учета сопротивлений равно:

$$P = \frac{G}{m}, \quad (8-3)$$

а скорость движения этого конца тягового органа

$$v_b = mv_G, \quad (9-3)$$

где  $m$  — кратность полиспаста — основная его характеристика;

$v_G$  — скорость движения груза.

В действительности, вследствие потерь на блоках полиспаста натяжение в его ветвях будет неодинаково.

При одинаковых блоках в полиспасте, т. е. блоках с одинаковыми  $k$ ,  $n$ ,  $d$ , натяжения в ветвях полиспаста равно (рис. 20,а):

$$\begin{aligned} S_{m-1} &= S_m \cdot \eta, \\ S_{m-2} &= S_{m-1} \cdot \eta = S_m \cdot \eta^2, \\ &\dots \dots \dots \\ S_2 &= S_3 \cdot \eta = S_4 \cdot \eta^2 = \dots = S_m \eta^{m-2}, \\ S_1 &= S_2 \cdot \eta = \dots = S_m \eta^{m-1}. \end{aligned}$$

Из условия равновесия нижней обоймы можем записать

$$G = S_m + S_{m-1} + S_{m-2} + \dots + S_2 + S_1 = S_m (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{m-2} + \eta^{m-1}).$$

Член, заключенный в скобки, является суммой членов геометрической прогрессии со знаменателем  $q = \eta$ , последним членом  $u = \eta^{m-1}$  и первым членом  $a = 1$ .

Сумма членов этого ряда равна:

$$\frac{qu - a}{q - 1} = \frac{\eta \cdot \eta^{m-1} - 1}{\eta - 1} = \frac{1 - \eta^m}{1 - \eta}$$

откуда

$$S_m = G \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m}.$$

При отсутствии потерь на блоках натяжения всех ветвей были бы одинаковы

$$S_0 = S_1 = \dots = S_m = \frac{G}{m}.$$

Тогда коэффициент полезного действия полиспаста был бы равен:

$$\eta_n = \frac{S_0}{S_m} = \frac{1 - \eta^m}{(1 - \eta) \cdot m}. \quad (10-3)$$

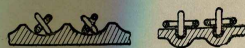
### Бараны

В зависимости от типа тягового органа, наматываемого на барабан, последние делятся на цепные и канатные.

**Цепные бараны** применяются сравнительно редко — для ручных поворотных кранов грузоподъемностью до 5 т.

Форма барабана цилиндрическая. Диаметр его выбирается из тех же условий, что и для блока ( $D_b \geq 20d_n$ , где  $d_n$  — диаметр цепной стали).

Коэффициент полезного действия барабана с учетом сопротивления в подшипниках равен  $\eta = 0,94 \div 0,96$ . Поверхность барабана может быть гладкой или с винтовыми канавками для укладки цепи (рис. 21).



**Канатные бараны.** Диаметры канатных барабанов выбираются из тех же условий, что и блоки (приложение 3).

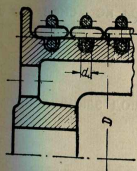


Рис. 21. Форма поверхности барабанов для цепей

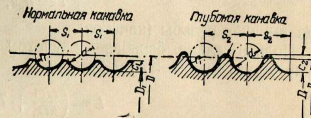


Рис. 22. Типы канавок на барабане для канатов

Поверхность барабана чаще всего для правильной укладки каната снабжается спиральными канавками (нарезка) (рис. 22). Размеры канавок выбирают такими, чтобы канат не заклинивался при его укладке в канавки барабана. Они могут быть приняты:

Для глубоких<sup>1</sup>

$$\begin{aligned} \text{Глубина } C_1 &= (0,6 \div 0,9) d_k \\ \text{Шаг канавок } S_1 &= d_k + (4 \div 9) \text{ мм} \end{aligned}$$

Для мелких

$$\begin{aligned} C_2 &= (0,25 \div 0,4) d_k \\ S_2 &= d_k + (2 \div 3) \text{ мм} \end{aligned}$$

Радиус канавки  $r_1 = (0,6 \div 0,7) d_k$

<sup>1</sup> Глубокие канавки применяются в случае, когда возможно ослабление каната и, следовательно, выход его из канавок.

Барабаны, на которые наматывается одна ветвь каната, имеет одну резьбовую нарезку, а при наматывании двух ветвей — две противоположных резьбовых нарезки (рис. 23).

Число витков на барабане для одной ветви

$$n_n = \frac{H-m}{\pi \cdot D_0} + 2,$$

где  $m$  — кратность полиспага;

$D_0$  — диаметр барабана;

$H$  — высота подъема груза.

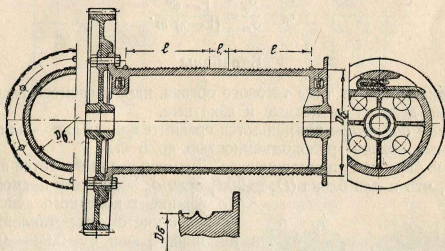


Рис. 23. Барабан для навивки двух ветвей каната

Число 2 — учитывает число запасных, никогда не разматываемых с барабана витков (по нормам Госгортехнадзора не менее 1,5 витка).  
Длина нарезной части барабана

$$l = n_n s,$$

где  $s$  — шаг резьбы (канавок).

Полная длина барабана с учетом места под закрепление каната и на борты ( $\sim [4 \div 5]s$ ) равна:

$$L = \left( \frac{Hm}{\pi D_0} + 7 \right) s. \quad (11-3)$$

Для барабана с двумя ветвями каната:

$$L = 2 \left( \frac{Hm}{\pi D_0} + 7 \right) s + l_1, \quad (12-3)$$

где  $l_1$  — конструктивный промежуток между правой и левой нарезками на барабане.

### Остановы и тормоза

Для надежной работы грузоподъемных машин необходимо применение механизмов, которые обеспечивали бы удержание поднятого груза на весу, а также плавное опускание его с регулируемой скоростью.

Для удержания поднятого груза на весу служат остановы (храповые и фрикционные), а для плавного опускания груза с регулируемой скоростью служат тормоза различных конструкций. Последние нередко выполняют роль останова.

Остановы применяются двух видов — храповые (с внешним и внутренним зацеплениями) и фрикционные (клиновые и роликовые).

Храповой останов (рис. 24) состоит из зубчатого храпового колеса и собачки. При подъеме груза храповик свободно проворачивается.

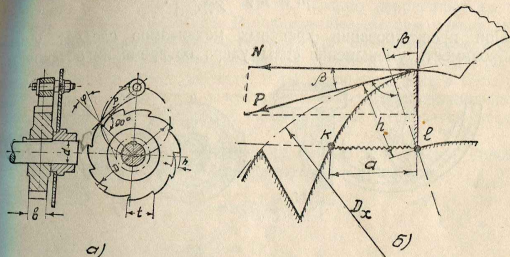


Рис. 24. Храповой останов:

$a$  — храповой останов;  $b$  — схема сил, действующих на зуб останова

Во время спуска собачка входит во впадины, упирается в зубья колеса и препятствует его обратному ходу. Такие устройства вследствие повышенного износа собачки и зубьев храповика, а также из-за шума во время работы чаще всего применяются в механизмах с ручным приводом.

Храповой останов рассчитывается на прочность аналогично расчету прочности зубчатых колес (см. рис. 24, б).

Окружное усилие на вершине зуба храпового колеса

$$P = \frac{2M_{кр}}{D_x} = \frac{2M_{кр}}{Zm},$$

где  $D_x$  — диаметр храпового колеса;

$Z$  — число зубьев;

$m$  — модуль.

Нормальное давление на зуб

$$N = P \cdot \cos \beta$$

Изгибающий момент относительно основания зуба (сечение  $hl$ ) будет

$$M_{изг} = Ph = N \frac{h}{\cos \beta} = \frac{2M_{кр}}{Zm} h.$$

Уравнение прочности при ширине зуба храповика  $b$  получим в виде:

$$M_{изг} = \frac{2M_{кр}}{Zm} h = W[\sigma_{изг}] = \frac{a^2 \cdot b}{6} [\sigma_{изг}] \quad (13-3)$$

Обычно принимают  $a = m$ ,  $h = 0,75 m$  и отношение  $\frac{b}{m} = \varphi \approx 1,5 \div 3,0$ .

Тогда уравнение (13-3) запишем

$$\frac{2M_{кр}}{Zm} 0,75m = \frac{\varphi m \cdot m^2}{6} [\sigma_{изг}]$$

$$m \approx 2 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{Z\varphi[\sigma_{изг}]}} \quad (14-3)$$

При проектировании храповых механизмов следует учитывать необходимость уменьшения силы удара во время их остановки. Для

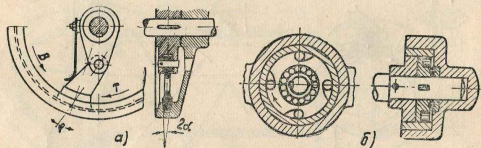


Рис. 25. Фрикционные остановы:

а — клиновидный останов; б — роликовый останов; в — схема сил в роликовом останове

этой цели храповики делают малого диаметра (для уменьшения окружной скорости) с небольшим шагом при числе зубьев  $Z = 10 \div 24$ . Кромки зубьев проверяют на удельное давление по формуле:

$$q = \frac{P}{a} \leq q_{доп}$$

В приведенных формулах ввиду наличия ударных нагрузок напряжение на изгиб зубьев принимается заниженным ( $[\sigma_{изг}] \leq 100 \text{ кг/см}^2$  для чугуна и  $[\sigma_{изг}] = 250 \div 400$  для стали).

Удельное давление  $q_{доп} = 50 \div 100 \text{ кг/см}$  для чугуна и  $150 \div 250 \text{ кг/см}$  для стали. Наклон зуба храповика в сторону собачки принимают  $\beta \approx \rho$ , где  $\rho$  — угол трения (собачка — зуб храповика). Обычно  $\beta > 14 \div 17^\circ$ .

Фрикционные остановы (рис. 25, а) в работе бесшумны и не дают толчков. Это является их достоинством по сравнению с храповыми

механизмами. Однако значительные нагрузки, возникающие в механизме в момент заклинивания, и недостаточная надежность в работе ограничивают сферу их применения.

Роликовые остановы (рис. 25, б) получают в подъемно-транспортной технике широкое применение и используются для предотвращения самопроизвольного обратного хода валов грузоподъемных и транспортирующих машин.

Принцип работы роликового останова состоит в следующем. В неподвижном корпусе помещено вращающееся колесо с серповидными вырезами по наружному ободу. Колесо закрепляют на тормозном валу машины шпонкой. В серповидные вырезы кольца помещают стальные цилиндрические ролики. При вращении вала, а стало быть и кольца в направлении, указанном стрелкой (рис. 25, б), ролики свободно катятся в своих гнездах. При вращении вала в обратную сторону ролики попадают в узкую часть вырезов и заклиниваются, при этом три элемента — корпус, кольцо и вал становятся жесткой неподвижной системой.

Ролики останова рассчитывают на смятие нормальной силой  $N$  (рис. 25, б), величина которой определяется из уравнения:

$$M = z f N \frac{D}{2},$$

где  $z$  — число роликов (чаще  $Z = 4$ );  
 $f$  — коэффициент трения ( $f = 0,06$ );  
 $N$  — нормальная сила;  
 $D$  — диаметр ролика.

При  $f = \text{tg } \rho > \text{tg } \frac{\alpha}{2}$  получают

$$N < \frac{2M}{zD \text{tg } \frac{\alpha}{2}}$$

При расчете принимают

$$N \approx \frac{2M}{zD \text{tg } \frac{\alpha}{2}} \quad (15-3)$$

Длина ролика

$$l \leq \frac{N}{p}, \quad (16-3)$$

где  $p$  — погонная нагрузка на ролик ( $p \approx 460 \text{ кг/см}$  при надлежащей термической обработке ролика — материал ст. 5 — цементированная и закаленная).

**Колодочные тормоза.** Во всех типах тормозов торможение происходит в результате создания силы трения между вращающимся и прижимным фрикционным элементом тормоза. Для получения эффекта торможения необходимо, чтобы сила трения  $F = fN$  на тормозных элементах была равна окружному усилию  $P$  на этих же элементах. Такое равенство обеспечит равномерное движение (опускание груза) или, если начальная скорость в момент торможения была равна нулю, удержание системы в состоянии покоя.

Для остановки движущихся масс сила трения должна преодолеть окружное усилие не только от веса груза, но и его инерции.

Расчет тормозов ведется на создание тормозного момента с определенным коэффициентом запаса торможения, равного:

$$k_T = \frac{M_T}{M_k},$$

где  $M_T$  — создаваемый тормозом момент;

$M_k$  — крутящий момент на тормозном валу с учетом потерь в механизме.

Коэффициенты запаса торможения  $k_T$  по правилам Госгортехнадзора для крановых механизмов подъема принимаются в зависимости от режима работы (см. главу XVI)

для легкого режима работы	.....	1,75
для среднего режима	.....	2,00
для тяжелого и очень тяжелого режимов работы	.....	2,50.

Тормозные моменты для других крановых механизмов определяют с учетом инерции вращающихся масс механизмов и моментов сопротивления передвижению самих механизмов (см. главу XVIII).

Рассмотрим силы, действующие на основные элементы двухколочного тормоза (рис. 26). Вращающийся элемент — тормозная шайба нагружена крутящим моментом  $M$ , направленным по часовой стрелке,  $K_1$  и  $K_2$  — тормозные усилия на рычагах тормоза,  $N_1$  и  $N_2$  — реакции шайб на тормозные колодки.

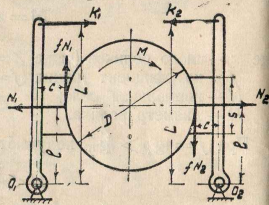


Рис. 26. Двухколочный тормоз

Из условия равновесия тормозных рычагов относительно осей их вращения  $O_1$  и  $O_2$  соответственно получим:

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{N_1(l+fc)}{L} \\ K_2 &= \frac{N_2(l-fc)}{L} \end{aligned} \right\}$$

Для того чтобы вал не испытывал дополнительных усилий, необходимо, чтобы:

$$N_1 = N_2 = N = \frac{M_T}{fD}.$$

Для получения равнозначных тормозных усилий при различных направлениях вращения тормозной шайбы необходимо, чтобы  $c=0$ , т. е. оси вращения рычагов должны лежать на линиях действий сил трения (рис. 27). При этом тормозное усилие на обоих рычагах тормоза будет:

$$K = \frac{M_T l}{fDL}. \quad (17-3)$$

Тормозные рычаги связаны один с другим и одновременно приводятся в действие дополнительным рычагом под действием груза или пружины силой  $G$  (при торможении) и усилия электромагнита  $P_m$  (при растормаживании) (см. рис. 27).

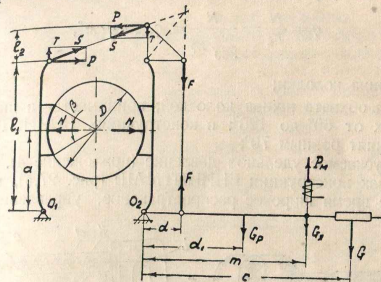


Рис. 27. Схема усилий в звеньях двухколочного тормоза

Тормозной момент, развиваемый тормозом, равен:

$$M_T = 2Nf \frac{D}{2},$$

где сила нажатия одной колодки

$$N = \frac{M_T}{Df}.$$

Так как  $P l_1 = N a$  и  $F d = P l_2$ ,

$$P = N \frac{a}{l_1} = \frac{M_T}{Df} \frac{a}{l_1}$$

то  
и

$$F = P \frac{l_2}{d} = N \frac{a}{l_1} \frac{l_2}{d}.$$

Величину тормозного груза  $G$  определяют из условия равновесия тормозного рычага относительно точки  $O_2$  с учетом 10% потерь в шарнирах рычажной системы тормоза:

$$Gc + G_p m + G_p d_1 = 1,1 F d,$$

где  $G_p$  — вес якоря электромагнита;

Тогда  $G_p$  — вес тормозного рычага.

$$G = 1,1 \frac{M_T a l_2}{D f l_1 c} - G_p \frac{m}{c} - G_p \frac{d_1}{c} \text{ кг.} \quad (18-3)$$

Величину растормаживающего усилия определяют из неравенства:

$$P_m m > Gc$$

или

$$P_m > \frac{Gc}{m} \text{ кг.} \quad (19-3)$$

Размеры тормозной шайбы и колодок проверяют на удельное давление между колодкой и шайбой  $q_{доп}$  и на нагрев.

Удельное давление на колодки определяют как среднее нормальное давление по формуле:

$$q = \frac{N}{F_k} = \frac{N}{\frac{\pi D}{360} B \beta} \leq q_{доп} \text{ кг/см}^2, \quad (20-3),$$

где  $B$  — ширина колодки;

$\beta$  — угол обхвата шкива колодкой; принимается в широких пределах от  $60^\circ$  до  $120^\circ$ ; в конструкциях ВНИИПТМАШ угол принят равным  $70^\circ$ ;

$q_{доп}$  — допустимое удельное давление (приложение 4).

В тормозах конструкции ВНИИПТМАШ (рис. 27,а), получивших в настоящее время широкое распространение, управление тормозом

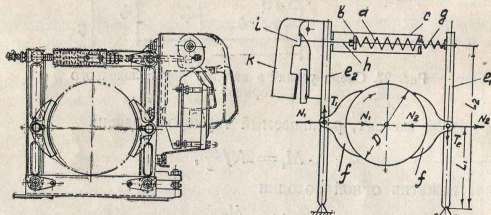


Рис. 27,а. Двухколодочный тормоз ВНИИПТМАШ

производится короткоходовым клапаным электромагнитом переменного (типа МО-В) или постоянного (типа МП) тока, укрепленного непосредственно на тормозных рычагах. Замыкание тормоза производится усилием  $P_0$  основной пружины  $a$ , опирающейся на регулировочную шайбу  $в$ , соединенную штоком  $h$  с рычагом  $e_1$  и хомутом  $с$ , укрепленный на рычаге  $e_2$ .

Отход колодок тормоза  $f$  при его размыкании обеспечивается усилием  $P_в$  вспомогательной пружины  $d$ . При включении магнита отпирательный рычаг  $k$  нажимом пята  $i$  на шток  $h$  сжимает основную пружину  $a$  и отводит при помощи вспомогательной пружины колодки от тормозного барабана. Такое конструктивное решение значительно снижает число шарниров и уменьшает габаритные размеры механизма.

Усилие нажатия колодок на шкив тормоза в соответствии с обозначениями на рис. 27,а будет

$$N_1 = N_2 = \frac{M_1}{fD},$$

или

$$N_1 = \frac{T_1}{f} \text{ и } N_2 = \frac{T_2}{f}.$$

При тормозном моменте  $M_1$  усилие основной и вспомогательной пружины тормоза, действующих на оба тормозных рычага, будет

найдено по уравнению:

$$P = P_0 + P_в = \frac{M_1}{fD_1} \cdot \frac{l_1}{l_2} \text{ кг},$$

где  $P_0$  — усилие сжатия основной пружины;

$P_в$  — усилие сжатия вспомогательной пружины;

$l_1$  — к. п. д. рычажной системы (отношение действительного прижатия колодок на шкив к суммарному усилию пружин, приложенному к оси вращения колодок).

Ленточные тормоза. Ленточный тормоз представляет собой тормозной шкив, охватываемый металлической тормозной лентой. Концы ленты крепят к рычагам с расчетом плотного прижатия ленты к тормозному шкиву в момент торможения.

Ленточные тормоза (рис. 28) конструктивно делятся на суммарные (см. рис. 28,а), простые (см. рис. 28,б) и дифференциальные (см. рис. 28,в).

Принцип работы ленточных тормозов основан на законе трения гибкой нитки о шкив (теория Эйлера).

При нагрузке тормозного рычага (см. рис. 28,а) усилием в ленте возникают натяжения:

$$T = \frac{2M_1}{D} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1},$$

$$t = \frac{2M_1}{D} \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Условие равновесия рычага

$$\kappa L - Ta - tb = 0.$$

Тогда при вращении шкива по часовой стрелке

$$\kappa = \frac{2M_1}{DL} \cdot \frac{ae^{f\alpha} + a}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (21-3)$$

а при вращении против часовой стрелки

$$\kappa_1 = \frac{2M_1}{DL} \frac{be^{f\alpha} + a}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (22-3)$$

Сила торможения при различных направлениях может быть равна при условии, когда  $a = b$ , тогда

$$\kappa = \frac{2M_1 b}{DL} \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Для простого тормоза конец ленты закреплен в точке  $O$  и при  $a = 0$  получим:

$$\left. \begin{aligned} \kappa &= \frac{2M_1 b}{DL (e^{f\alpha} - 1)} \\ 1 &= \frac{2M_1 b t^{f\alpha}}{DL (e^{f\alpha} - 1)}, \end{aligned} \right\} (23-3)$$

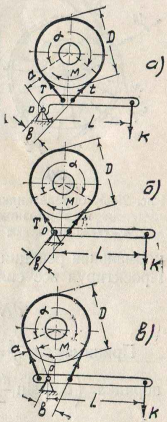


Рис. 28. Схемы ленточных тормозов: а — суммарный; б — простой; в — дифференциальный

т. е. усилие, потребное для торможения, у этих тормозов меньше нежеле у суммарных, но величина силы торможения здесь зависит от направления вращения тормозного шкива.

У дифференциального тормоза усилие на рукоятке тормоза равно:

$$K = \frac{2M_T}{DL} \frac{b - ae^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (24-3)$$

Здесь усилие, потребное для торможения, будет наименьшим. Резкость торможения и явление самоторможения, присущие этому

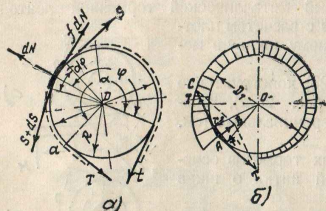


Рис. 29. К определению удельного давления на тормозном барабане:

$a$  — схема натяжений;  $\delta$  — эпор давления

нормальная реакция  $dN$  и сила трения  $fdN$ .

Проектируя все силы на направление  $dN$ , получим:

$$dN = (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} - S \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = 0.$$

Принимая  $\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\varphi}{2}$  и пренебрегая бесконечно малой второго порядка  $(dS, \sin \frac{d\varphi}{2})$ , имеем:

$$dN = 2S \sin \frac{d\varphi}{2} = Sd\varphi.$$

При длине элемента ленты  $Rd\varphi$  и ширине  $b$  удельное давление будет равно:

$$q_s = \frac{dN}{bRd\varphi} = \frac{Sd\varphi}{bRd\varphi} = \frac{S}{bR}.$$

т. е. давление на единицу площади гибкой ленты в какой-либо её точке равно натяжению ленты в данной точке, деленному на радиус шкива и ширину ленты.

Натяжение ленты по длине ее меняется от  $t$  до  $T$  (см. рис. 29, б). Максимальное значение удельного давления получим, подставив значение величины натяжения в набегающей ветви:

$$q_{\max} = q_T = \frac{T}{Rb} = \frac{M_T}{R^2 b} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (25-3)$$

При работе колодочных и ленточных тормозов происходит превращение кинетической энергии движущихся масс механизма и груза

в тепловую энергию. Поэтому одной из задач правильного расчета тормозов является ограничение нагрева элементов тормоза, который отражается в первую очередь на работе тормозной обкладки, понижая коэффициент трения и увеличивая ее износ. Тормоз должен ража коэффициент трения и увеличивая ее износ. Тормоз должен ража коэффициент трения и увеличивая ее износ. Тормоз должен ража коэффициент трения и увеличивая ее износ. Тормоз должен ража коэффициент трения и увеличивая ее износ.

Однако до сих пор достаточно простого и надежного метода определения нагрева тормоза не существует.

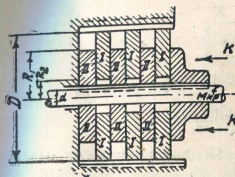


Рис. 30. Дисковый тормоз

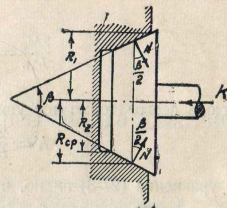


Рис. 31. Конический тормоз

В настоящее время проверка тормозов ведется по методу, рекомендованному Госгортехнадзором, — по величине  $qv$ , где  $q$  — удельное давление в  $кг/см^2$  и  $v$  — максимальная скорость поверхности трения в  $м/сек$ , при которой начинается торможение. Здесь  $qv$  — удельная мощность, принятая для проверки на нагрев;

для стопорных тормозов  $qv \leq 50 \text{ кгм/см}^2 \cdot \text{сек}$ ;  
для спускных тормозов  $qv \leq 25 \text{ кгм/см}^2 \cdot \text{сек}$

Указанный метод не отражает режима работы и загрузки механизма, а также не учитывает свойств фрикционных материалов. Более совершенные методы, разрабатываемые в настоящее время, ждут своей апробации.

**Дисковый тормоз.** В дисковых тормозах (рис. 30) ряд дисков I фиксируется скользящей шпонкой в неподвижном корпусе и вторая группа дисков II фиксируется на тормозном валу такой же шпонкой.

При сжатии обеих групп дисков силой  $K$  между ними возникает сила трения, которая создает тормозной момент

$$M_T = 2iR_{cp}Kf \geq M_{Кпр}.$$

Отсюда основное усилие, создающее необходимый тормозной момент, равно:

$$K = \frac{M_T}{2iR_{cp}f}, \quad (26-3)$$

где  $R_{cp}$  — средний радиус тормозных дисков;  
 $f$  — коэффициент трения дисков;  
 $i$  — число вращающихся дисков.

**Конический тормоз.** Конический тормоз (рис. 31) состоит из подвижного и неподвижного конусов. Осевым усилием  $K$  подвижный

конус прижимается к неподвижному, в результате чего на образующей конической поверхности сила трения создает тормозной момент. Для затормаживания необходимо, чтобы сила трения  $fN$ , возникающая на соприкасающихся поверхностях, преодолевала окружное усилие  $\frac{2M_T}{D_{cp}}$ .

Так как нормальное давление равно

$$\sum N = \frac{K}{\sin \frac{\beta}{2}},$$

то

$$\frac{2M_T}{D_{cp}} = f \frac{K}{\sin \frac{\beta}{2}}.$$

Отсюда осевое тормозное усилие равно:

$$K = \frac{2M_T}{D_{cp}} \sin \frac{\beta}{2}. \quad (27-3)$$

Из уравнения (27-3) видно, что выгодно принимать малые значения угла  $\frac{\beta}{2}$ . Однако, чтобы избежать заклинивания конуса при размыкании тормоза, рекомендуется угол  $\frac{\beta}{2}$  принимать более  $15^\circ$ .

Конические тормоза нашли применение в ручных талях, тельферах и лебедках.

Дисковые и конические, так же как и колочные и ленточные, тормоза необходимо проверять на удельное давление между трущимися поверхностями и на нагрев.

Общее развитие подъемно-транспортного машиностроения, увеличение рабочих скоростей и обусловленное этим повышение требований к надежности и четкости работы всех механизмов, заставляет особенно тщательно рассчитывать конструкцию тормоза — одного из наиболее ответственных механизмов.

При конструировании тормоза необходимо уделять максимальное внимание уменьшению инерции системы тормоза (за счет уменьшения веса ходовых частей механизма) и упрощению его механизма с доведением до минимума количества рычагов и шарниров, деформация и износ которых создают мертвый ход системы и понижают нужную быстроту замыкания и размыкания тормозов.

ОБЩАЯ ТЕОРИЯ МАШИН НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ  
С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

Машины непрерывного действия с тяговым органом имеют разнообразные типы и конструкции. Общим, объединяющим все эти машины в одно целое, является наличие тягового органа, который в одном случае является одновременно и рабочим органом (ленточные транспортеры и др.), в другом случае несет на себе рабочие органы (элеваторы и др.).

Эта группа объединяет целый ряд типов машин, из которых наибольшее распространение в пищевой промышленности получили только некоторые.

Машины непрерывного транспорта с тяговым органом (рис. 32), обладая конструктивными особенностями, имеют ряд узлов, теория рабочего процесса которых является общей. К числу общих вопросов этой теории относятся: определение коэффициента сопротивления и мощности двигателя, расчет привода и натяжного устройства.



Рис. 32. Классификация машин непрерывного действия с тяговым органом

Коэффициент сопротивления движению

Для машин непрерывного транспорта, перемещающих груз по вертикали, мощность на подъем груза равна:

$$N_u = \frac{1000 QH}{3600 \cdot 75} = \frac{QH}{270} \text{ л. с.}, \text{ или } N_u = \frac{QH}{367} \text{ квт.} \quad (1-4)$$

Мощность двигателя такой установки может быть определена из уравнения:

$$N = \frac{N_u}{\eta} = \frac{QH}{270 \cdot \eta} \text{ л. с.}, \text{ или } N = \frac{QH}{367 \eta} \text{ квт.} \quad (2-4)$$

где  $\eta$  — коэффициент полезного действия всей установки, включая приводное устройство.

Для того чтобы определить мощность двигателя для общего случая перемещения груза, необходимо рассматривать отдельно мощность, расходуемую на подъем груза ( $N_n$ ) и на преодоление вредного сопротивления ( $N_{вп}$ ).

Мощность, расходуемая на преодоление сил вредного сопротивления ( $W_{вп}$ ), определяется из уравнения:

$$N_{вп} = \frac{W_{вп} v}{75} \text{ л. с.} \quad (3-4)$$

Сила вредного сопротивления  $W_{вп}$  определяется величиной коэффициента сопротивления движению  $\omega$ , равного отношению сил вредного сопротивления при перемещении груза к его весу  $G$ , т. е.

$$W_{вп} = G\omega = qLw \text{ кг.} \quad (4-4)$$

Тогда общий расход мощности равен

$$N = N_n + N_{вп} = \frac{QH}{270} + \frac{W_{вп} v}{75} = \frac{QH}{270} + \frac{qvLw}{75} = \frac{QH}{270} + \frac{QLw}{270} \text{ л. с., или } N = \frac{QN}{367} + \frac{QLw}{367} \text{ квт.} \quad (5-4)$$

Для горизонтальной установки ( $H=0$ ) мощность двигателя равна:

$$N = \frac{QLw}{270} \text{ л. с., или } N = \frac{QLw}{367} \text{ квт.} \quad (6-4)$$

Для вертикальной установки ( $H=L$ ) мощность двигателя равна:

$$N = (1 + \omega) \frac{QH}{270} \text{ л. с., или } N = (1 + \omega) \frac{QH}{367} \text{ квт.} \quad (7-4)$$

Из уравнений (2-4) и (7-4), выведенных для случая вертикальной транспортной установки, следует, что:

$$\frac{1}{\eta} = 1 + \omega. \quad (8-4)$$

Теоретические пределы изменения к.п.д. от 0 до 1, следовательно, пределы изменения коэффициента сопротивления движению  $\omega$  от  $+\infty$  до 0.

Величина коэффициента сопротивления движению в простейших случаях определяется расчетным путем, в более сложных случаях — на основании опытных данных.

Наиболее простым примером определения коэффициента сопротивления движению является перемещение груза по наклонной плоскости вверх (рис. 33, а). Пренебрегая сопротивлением воздуха, при малой скорости транспортирования  $v$  коэффициент сопротивления для случая скольжения груза весом  $G$  по наклонной плоскости определим по формуле:

$$\omega = \frac{W}{G} = \frac{Gf \cos \beta}{G} = f \cos \beta.$$

Для случая перемещения груза весом  $G$  на тележке (рис. 33, б) коэффициент сопротивления движению равен:

$$\omega = \frac{W}{G} = \frac{G \cos \beta \frac{df + 2\kappa}{D}}{G} = \frac{f d + 2\kappa}{D} \cos \beta,$$

где  $\kappa$  — коэффициент трения качения колеса по плоскости;

$f$  — коэффициент трения скольжения в цапфах;

$d$  — диаметр цапфы в м;

$D$  — диаметр колеса в м.

Разные типы транспортных устройств имеют разные, иногда значительно отличающиеся один от другого по величине коэффициенты сопротивления. Очень часто коэффициент сопротивления зависит от конструкции, размеров устройства, типа привода, рода грузов и других факторов. Практически величина коэффициента сопротивления колеблется от долей единицы (ленточные транспортеры) до 3—4 и больше (винтовые транспортеры и др.).

В транспортных установках вредные сопротивления

распределяются более или менее равномерно по всей длине этих установок. Однако в отдельных узлах установок (концевые барабаны и др.) величина вредных сопротивлений заметно возрастает. Поэтому для того, чтобы правильно судить о сопротивлении, в отдельных узлах применяется понятие о коэффициенте сопротивления движению на отдельных участках  $\omega'$ , который выражает отношение вредных сопротивлений к весу груза и движущихся с грузом частей установки на этом участке.

Для оценки вредных сопротивлений в целом по всей транспортной установке, включая потери на валу двигателя, применяется коэффициент сопротивления движению  $\omega$ , а для оценки сопротивления на приводном валу установки независимо от потерь в приводных механизмах —  $\omega_0$ . Между указанными коэффициентами сопротивления движение всегда имеет место соотношение  $\omega' < \omega_0 < \omega$ , которое справедливо для любой транспортной установки.

Пользуясь коэффициентом сопротивления движению, не трудно определить натяжение тягового органа в любой его точке.

### Определение тягового усилия

Величина тягового усилия — сумма сопротивлений движению тягового органа — в транспортных устройствах определяется методом расчета «по точкам», сущность которого может быть сформулирована следующим образом: натяжение тягового органа каждой последующей по его ходу точки контура  $S_i$  равно сумме натяжения в предыдущей точке  $S_{i-1}$  и со-

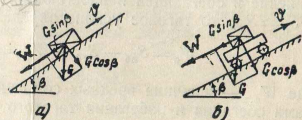


Рис. 33. Схема к определению коэффициента сопротивления движению: а — при скольжении груза; б — при качении груза

противления на участке между этими двумя точками  $W_{(i-1) \rightarrow i}$ , т. е.

$$S_i = S_{i-1} + W_{(i-1) \rightarrow i} \cdot l. \quad (9-4)$$

При применении этого метода замкнутой контур, образуемый тяговым органом, делят на участки так, чтобы на каждом из выделенных участков характер сопротивления был неизменным. Затем точку, имеющую минимальное натяжение (обычно точку сбегаания тягового органа с приводного барабана), принимают за начало и от нее по ходу движения тягового органа обходят последовательно весь контур, подсчитывая сопротивление на отдельных участках и натяжение в тяговом органе.

Если число участков, на которые разбит контур, равно  $n$ , а натяжение в сбегающей и набегающих ветвях соответственно  $S_1 = S_{c6}$  и  $S_n = S_{н6}$ , то тяговое усилие определится из уравнения:

$$W_0 = S_{н6} - S_{c6} + W_{п.т} = S_n - S_1 + W_{п.т}, \quad (10-4)$$

где  $W_{п.т}$  — величина вредных сопротивлений на участке между точками сбегаания и набегаания тягового органа  $n$  и 1.

По величине тягового усилия и скорости тягового органа  $v$  м/сек определяется расход мощности на головном валу из уравнения:

$$N_0 = \frac{W_0 \cdot v}{75} \text{ л. с.} \quad (11-4)$$

Расход мощности на транспортном устройстве при к. п. д. передаточного механизма  $\eta_m$  равен

$$N = \frac{N_0}{\eta_m} = \frac{W_0 v}{75 \cdot \eta_m} \text{ л. с.} = \frac{W_0 v}{102 \eta_m} \text{ квт.} \quad (12-4)$$

Сопротивление на отдельных участках замкнутого контура, образуемого тяговым органом, определяется, исходя из конструктивных особенностей той или иной части устройства.

Сопротивление на прямолинейных участках определяется как сумма сопротивлений на груженой и порожней ветвях согласно уравнению:

$$\left. \begin{aligned} W_{сп} &= (q + q_0) L (\omega'_x \cos \beta \pm \sin \beta), \\ W_{ноп} &= q_0 L (\omega'_x \cos \beta \pm \sin \beta) \end{aligned} \right\} \quad (13-4)$$

где знак  $\pm$  зависит от направления перемещения груза  $\left( \begin{matrix} \text{вверх} \\ \text{вниз} \end{matrix} \right)$ ;

- $\beta$  — угол наклона установки к горизонту;
- $\omega'_x$  — коэффициент сопротивления движению рабочей ветви;
- $\omega_x$  — коэффициент сопротивления на порожней ветви;
- $q$  — вес материала на 1 пог. м длины конвейера в кг/м;
- $q_0$  — вес 1 пог. м тягового органа в кг/м.

Сопротивление на кривых имеет место при огибании тяговым органом концевых или направляющих барабанов, а также при огибании криволинейной неподвижной поверхности.

При огибании концевых барабанов (блоков) сопротивление складывается из двух составляющих: сопротивление в цапфах  $W'$  и сопротивление при изгибе тягового органа  $W''$ , т. е.

$$W_0 = W' + W''. \quad (14-4)$$

Величина сопротивления  $W'$  определяется из уравнения

$$W' = (\bar{S}_{н6} + \bar{S}_{с6}) \frac{d}{D} r'.$$

Сопротивление от изгиба тягового органа на барабане (блоке, звездочке) находят из уравнения:

$$W'' = \xi (\bar{S}_{н6} + \bar{S}_{с6}),$$

где  $\xi$  — коэффициент, учитывающий жесткость тягового органа.

Для прорезиненных лент сопротивление от изгиба ленты на барабане определяется эмпирическим уравнением, предложенным Нейманом:

$$W'' = 0,5 \frac{\delta}{R_{1,3}} (S_{н6} + 8\delta B_n),$$

где  $R$  — радиус барабана в см;

$B_n$  — ширина ленты в см;

$\delta$  — толщина ленты в см.

Сопротивление тягового органа при огибании криволинейной неподвижной поверхности (рис. 34,а) складывается из сопротивления от скольжения  $W'_{ск}$  и изгиба  $W''$ . Суммарная величина сопротивления определяется уравнением:

$$W_{к.п} = W'_{ск} + W''. \quad (15-4)$$

Величина сопротивления  $W'_{ск}$  определяется по формуле Эйлера.

$$W'_{ск} = S'_{н6} (e^{\alpha} - 1)$$

В случае движения тягового органа по батарее роликов, расположенных на криволинейной раме (рис. 34,б), величина  $W'_{к}$  равна:

$$W'_{к} = S'_{н6} (e^{\omega^2} - 1),$$

где  $\omega$  — коэффициент сопротивления движению роликовой батарее;

$\alpha$  — центральный угол в радианах.

### Приводные устройства

Для передачи тягового усилия от приводного механизма цепям применяются многогранные барабаны или звездочки, для передачи тягового усилия ленте и канату — гладкие барабаны и блоки (см. главу III).

При цепном приводе и относительно большой длине звена, вследствие неравномерного движения цепи на многогранном барабане или звездочке, возникает инерционные усилия, которые оказывают существенное влияние на натяжение в цепи.

Для определения усилий, действующих на цепь, рассмотрим движение шарнира  $b$ , движущегося по направляющей (рис. 35).

Линейная скорость точки  $b$  при угловой скорости барабана (звездочки)  $\omega_0$  равна (см. рис. 35, б)

$$\vec{v}_b = \vec{v}_a + \vec{v}_{ba},$$

где направление скорости  $v_{ba}$  принимаем перпендикулярным линии  $ab$ . Из треугольника скоростей можем записать, что

$$v_b = v_a \cos \varphi + v_a \operatorname{tg} \beta \sin \alpha. \quad (16-4)$$

Так как величина угла  $\beta$  отклонения цепи от оси установки при существующих длинах устройств невелика, то уравнение (16-4) можно без большой погрешности записать в виде:

$$v_b = v_a \cos \varphi = \omega_0 R \cos \varphi. \quad (17-4)$$

Условимся вести отсчет углов от положения приводного барабана (звездочки) при  $\varphi = 0$ , положительным будем считать направление в сторону вращения.

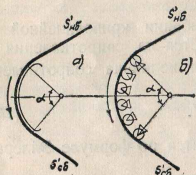


Рис. 34. Схемы к определению сопротивлений на криволинейных участках: а - при скольжении по поверхности; б - при движении по роликам

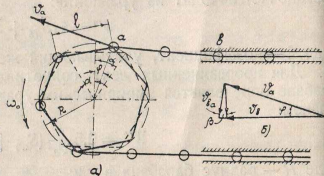


Рис. 35. Движение цепи при огибании звездочки:

а - схема движения цепи; б - треугольник скоростей;  $\omega$  - диаграмма скоростей и ускорений

Ускорение цепи, учитывая, что  $\varphi = \omega_0 t$ , равно:

$$a = \frac{dv_b}{dt} = -\omega_0^2 R \sin \omega_0 t = -\omega^2 R \sin \varphi. \quad (18-4)$$

Начиная с момента захвата барабаном (звездочкой) шарнира  $a$ , что соответствует  $\varphi = -\alpha$ , ускорение цепи подчиняется закону, выраженному уравнением (18-4). Действие этого закона будет иметь место в течение времени  $t = \frac{2\alpha}{\omega_0}$ , соответствующего повороту барабана (звездочки) на угол  $2\alpha = \frac{2\pi}{Z}$ . ( $Z$  - число граней или зубцов барабана).

Рассмотрим изменения скорости и ускорения за время  $t = \frac{2\alpha}{\omega_0}$  (рис. 35, б).

В момент захвата барабаном (звездочкой) шарнира  $a$  (при  $\varphi = -\alpha = -\frac{\pi}{Z}$ ) скорость и ускорение цепи соответственно равны:

$$v_b = \omega_0 R \cos(-\alpha) = \omega_0 R \cos\left(\frac{\pi}{Z}\right)$$

$$a_1 = -\omega_0^2 R \sin(-\alpha) = \omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right).$$

По мере движения шарнира  $a$  при  $\varphi = 0$

$$v_b = \omega_0 R; \quad a_2 = 0,$$

а при  $\varphi = \alpha$

$$v_b = \omega_0 R \cos \alpha = \omega_0 R \cos\left(\frac{\pi}{Z}\right),$$

$$a_3 = -\omega_0^2 R \sin \alpha = -\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right).$$

В момент, предшествующий захвату барабаном (звездочкой) шарнира цепи, сила инерции последней равна:

$$I_3 = ma_3 = -m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right). \quad (19-4)$$

Натяжение в этот момент в цепи

$$S = S_p + I_3 = S_p - m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right), \quad (20-4)$$

где  $S_p$  - натяжение в набегающей ветви цепи, определенное без учета динамических сил.

В момент захвата нового шарнира цепи (при  $\varphi = \frac{\pi}{Z}$ ) ускорение мгновенно возрастает от  $a_2$  до  $a_1$ , и, следовательно, в этот момент к цепи должна быть приложена не только сила  $I_3$ , переводящая движение цепи из замедленного в равномерное, но и сила  $I_1 = ma_1 = m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)$ , под действием которой цепь начинает ускоренное движение.

Следовательно, при переходе движения цепи из замедленного (с ускорением  $a_2$ ) к ускоренному (ускорение  $a_1$ ) необходимо к натяжению  $S$  [уравнение (20-4)] приложить силу  $(-I_3 + I_1) = 2m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)$  (рис. 35, б).

Так как прилагаемая к цепи сила действует мгновенно, то для учета фактора мгновенности необходимо ввести коэффициент, равный двум.

Тогда в момент захвата нового шарнира на цепь будет действовать динамическая сила, равная:

$$4m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right). \quad (21-4)$$

Полное максимальное натяжение в цепи в момент захвата нового звена будет равно сумме натяжения в цепи в момент, предшествующий захвату (20-4) и динамической силе (21-4), т. е.

$$S_{\max} = S_p - m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) + 4m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) = S_p + 3m\omega_0^2 R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right). \quad (22-4)$$

После подстановки  $m = \frac{G}{g}$  ( $G$  — вес ходовой части транспортной установки с грузом) и  $R \sin \alpha = R \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) = \frac{l}{2}$  уравнение (22-4) примет вид:

$$S_{\max} = S_p + 1,5 \frac{G\omega_0^2 l}{g}. \quad (23-4)$$

Анализируя уравнение (23-4), можно сделать вывод, что динамические силы, а следовательно, максимальное натяжение в цепи, растут пропорционально квадрату угловой скорости вращения приводного барабана (звездочки) и длине звена (шага) цепи.

Для уменьшения вредного влияния неравномерности хода цепи на работу транспортной установки применяются специальные уравнительные механизмы, которые обеспечивают изменения угловой скорости приводного барабана по закону

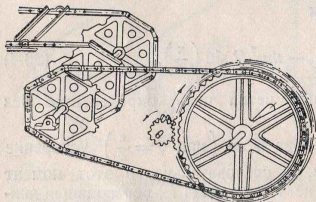


Рис. 36. Схема уравнительного привода

требуемое изменение угловой скорости вращения приводного барабана.

Тяговые усилия от приводного механизма канату или ленте могут передаваться только при наличии достаточного сцепления между приводным барабаном и тяговым органом. Условие отсутствия скольжения гибкого тягового органа по барабану подчиняется закону Эйлера и выражается уравнением:

$$S_{\text{нб}} \leq S_{\text{сб}} e^{f\alpha}. \quad (25-4)$$

Окружное усилие на приводном барабане без учета сопротивления на изгиб тягового органа равно:

$$W_0 \leq S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}} = S_{\text{сб}}(e^{f\alpha} - 1), \quad (26-4)$$

или

$$W_0 \leq S_{\text{нб}} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}. \quad (27-4)$$

Анализируя уравнения (26-4) и (27-4), можно видеть, что величина передаваемого тягового усилия возрастает с увеличением натяжения в тяговом органе, коэффициента трения  $f$  и угла обхвата барабана  $\alpha$ .

Изменение величин натяжения тягового органа ограничено его прочными размерами, поэтому достичь значительного повышения передаваемого тягового усилия за счет этой величины не удастся. Более простым является метод повышения величины передаваемого тягового усилия за счет увеличения коэффициента трения  $f$  и угла обхвата  $\alpha$ .

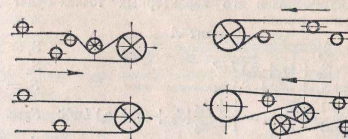


Рис. 37. Схема приводных устройств

Повышение коэффициента трения между тяговым органом и приводным барабаном осуществляется за счет футуровки поверхности барабана материалами, имеющими более высокий коэффициент трения (табл. 1).

Значение  $f$  и  $e^{f\alpha}$  для прорезиненной ленты

Таблица 1

Род поверхности барабана	Состояние атмосферы	$f$	Значение $e^{f\alpha}$ при $\alpha$ равном							
			180°	210°	240°	270°	300°	330°	360°	380°
Чугунный обточенный	Сильно влажно	0,1	1,37	1,44	1,52	1,60	1,69	1,78	1,87	1,94
	Влажно	0,2	1,87	2,08	2,31	2,57	2,85	3,16	3,51	3,77
	Сухо	0,3	2,56	2,81	3,51	4,11	4,81	5,63	6,59	7,31
Футерованный деревом	Сухо	0,35	3,00	3,61	4,33	5,20	6,25	7,51	9,02	10,20
	Сильно влажно	0,15	1,60	1,73	1,87	2,03	2,19	2,37	2,57	2,71
Футерованный прорезиненной лентой	Влажно	0,25	2,19	2,50	2,85	3,24	3,71	4,23	4,82	5,30
	Сухо	0,40	3,51	4,33	5,34	6,59	8,12	10,01	12,35	14,35

Увеличение угла обхвата тяговым органом барабана осуществляется применением различных схем приводных устройств (рис. 37), создающих угол обхвата от  $\alpha = 180^\circ$  до  $\alpha = 480^\circ$ . Правильное размещение привода в общей схеме транспортного устройства даёт возможность снизить максимальное натяжение в тяговом органе и уменьшить размеры последнего.

Для решения вопроса о рациональном размещении привода рассмотрим два горизонтальных транспортных устройства, отличающиеся один от другого только местом расположения привода (рис. 38).

При коэффициенте сопротивления на обгibaющих барабанах  $k_6$ , коэффициенте сопротивления движению —  $w'$ , первоначальному натяжению в тяговом органе —  $S_0$  натяжение в его характерных точках будет для обоих вариантов соответственно равно:

Вариант А

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 \\ S_2 &= S_0 + (q + q_0) L w' \\ S_3 &= S_2 + (S_2 + S_2) k_6 \\ S_4 &= \frac{1 + k_6}{1 - k_6} S_2 = \frac{1 + k_6}{1 - k_6} [S_0 + (q + q_0) L w']; \\ S_5 &= S_3 + q_0 L w' = \\ &= \frac{1 + k_6}{1 - k_6} [S_0 + (q + q_0) L w'] + q_0 L w' \end{aligned}$$

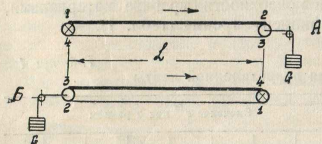


Рис. 38. Схема расположения приводов

Вариант Б

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 \\ S_2 &= S_0 + q_0 L w' \\ S_3 &= S_2 + (S_2 + S_2) k_6 \\ S_4 &= \frac{1 + k_6}{1 - k_6} S_2 = \frac{1 + k_6}{1 - k_6} (S_0 + q_0 L w') \\ S_5 &= S_3 + (q + q_0) L w' = \\ &= \frac{1 + k_6}{1 - k_6} (S_0 + q_0 L w') + (q + q_0) L w' \end{aligned}$$

Разность максимальных натяжений в тяговом органе равна:

$$S_5^A - S_5^B = \frac{2k_6}{1 - k_6} q L w'. \quad (28-4)$$

Уравнение (28-4) показывает, что в случае горизонтальных транспортных установок вариант Б имеет преимущества.

Для горизонтальных транспортных устройств можно рекомендовать располагать привод после ветви с большим сопротивлением, т. е. с той стороны, куда перемещается груз.

Для наклонной установки с движением груза вниз (рис. 39) вопрос о выборе места привода решается в зависимости от соотношения угла наклона установки и „угла равного сопротивления“.

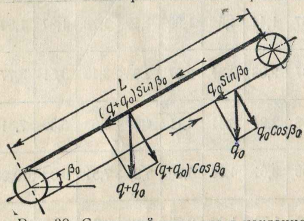


Рис. 39. Схема действия сил в наклонной установке

Угол равного сопротивления  $\beta_0$  находят из условия равенства сопротивлений на грузной и незагруженной ветвях, т. е.

$$(q + q_0) L w' \cos \beta_0 = (q + q_0) L \sin \beta_0 = q_0 L w' \cos \beta_0 + q_0 L \sin \beta_0,$$

отсюда

$$\operatorname{tg} \beta_0 = \frac{w'}{1 + \frac{2q_0}{q}}. \quad (29-4)$$

<sup>1</sup> Под углом равного сопротивления  $\beta_0$  понимают такой угол наклона транспортной установки, при котором сопротивление грузной и незагруженной ветви равны.

Для углов наклона транспортного устройства  $\alpha > \beta_0$  сопротивление грузной ветви меньше незагруженной, вследствие чего устройство будет самодействующим. В этом случае вместо привода устройство будет тормоз в верхней части установки. В случае, когда  $\alpha < \beta_0$ , нависает тормоз в верхней части установки. В случае, когда  $\alpha < \beta_0$ , сопротивление грузной ветви больше незагруженной. Для привода сопротивление грузной ветви остается в силе правило, действующее в движении такой установки остается в силе правило, действующее для горизонтальных установок, и, следовательно, привод располагается вниз.

Для наклонных установок с движением груза вверх сопротивление грузной ветви возрастает при уменьшении сопротивления порожней ветви. В соответствии с правилом выбора места привода для горизонтальной установки привод следует располагать в верхней части.

Аналогичная рекомендация относится к вертикальным транспортным установкам, транспортирующим груз снизу вверх.

В некоторых случаях из-за местных условий приходится нарушать предлагаемые рекомендации и решать вопрос о месте привода, исходя из конкретных условий.

### Натяжные устройства

Натяжные устройства в машинах непрерывного транспорта служат для создания натяжения в тяговом органе, обеспечивающего должную силу трения между приводным барабаном и тяговым органом, необходимого для получения направленного движения и устранения чрезмерного провисания тягового органа между поддерживающими деталями машины (ролики, блоки, опорные поверхности).

Натяжные устройства в зависимости от способа их действия подразделяют на механические и грузовые (рис. 40). Натяжение в тяговом органе при помощи механических натяжных установок производится периодически по мере удлинения тягового органа, что является отрицательным их свойством.

Создание натяжения (см. рис. 40,а) натяжными винтами, зубчатой рейкой и др. не обеспечивает равномерного натяжения тягового органа во время его работы. Все это, несмотря на малые габариты механических натяжных устройств, ограничивает область их применения; их используют только для машин небольшой длины и передвижных, где особенно важно сократить габариты.

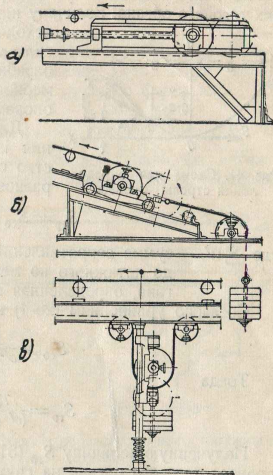


Рис. 40. Натяжные станции: а — винтовая; б — грузовая наклонная; в — грузовая вертикальная

Грузовые натяжные устройства (рис. 40, б и в) лишены недостатков механических, однако они более громоздки. Кроме того, грузовые натяжные устройства вследствие неравномерности хода цепей, вызывающих опасные колебания груза, не могут применяться на цепных транспортерах, где обычно ставятся механические натяжные установки.

Величина натяжного усилия равна сумме натяжений в обеих ветвях тягового органа. Величину натяжения тягового органа определяют, исходя из условия создания необходимой силы трения тягового органа на приводном барабане или блоке при устранении чрезмерного провисания тягового органа между опорами.

Для удовлетворения первого требования необходимо, чтобы натяжное устройство создало в тяговом органе натяжение равное:

$$S_{\text{тр}} = S_{\text{сб}} + \sum W_i, \quad (30-4)$$

где  $\sum W_i$  — сумма сопротивлений на пути от приводного устройства до натяжного по менее загруженной части тягового органа, определенная методом расчета „по точкам“.

Согласно уравнениям (26-4) и (11-4)

$$S_{\text{сб}} \geq \frac{W_0}{e^{\mu} - 1} = \frac{75N_0}{(e^{\mu} - 1)v}.$$

Тогда

$$S_{\text{тр}} = \frac{75N_0}{(e^{\mu} - 1)v} + \sum W_i. \quad (31-4)$$

Полученную величину  $S_{\text{тр}}$  (31-4) проверяют по допускаемой стреле провеса тягового органа на грузной его ветви между двумя соседними опорами.

Величину натяжения, обеспечивающего допускаемую стрелу провеса, получим из рассмотрения условий равновесия отрезка  $AO$  гибкого тягового органа (рис. 41). На отрезок, находящийся в равновесии, действуют силы натяжения в тяговом органе  $S$  и  $S_x$  и вертикальная сила от веса материала и тягового органа, равномерно распределенные по длине  $x$ ,  $(q + q_0)x$ .

Проектируя силы на оси абсцисс и ординат, получим:

$$S_x \sin \alpha = (q + q_0)x,$$

$$S_x \cos \alpha = S,$$

$$\text{откуда } \operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx} = \frac{(q + q_0)x}{S}$$

$$\text{или } dy = \frac{(q + q_0)}{S} x dx \quad (32-4)$$

Интегрируя уравнение (32-4) в пределах от 0 до  $\frac{l}{2}$ , получим максимальное значение стрелы провеса.

$$y_{\text{max}} = \int_0^{\frac{l}{2}} \frac{(q + q_0)}{S} x dx = \frac{(q + q_0)}{8S} l^2. \quad (33-4)$$

Решая уравнение (33-4) относительно величины натяжения тягового органа, получим:

$$S_{\text{тр}} = S = \frac{(q + q_0) l^2}{8y_{\text{max}}}. \quad (34-4)$$

Определяя величину  $S_{\text{тр}}$  по уравнению (31-4) и (34-4), принимаем наибольшее ее значение, которое дает возможность найти величину натяжного усилия или вес натяжного груза по формуле:

$$G_{\text{тр}} \leq 2S_{\text{тр}}. \quad (35-4)$$

Величина натяжения тягового органа, а следовательно, вес натяжного груза в значительной мере зависят от правильного размещения натяжного устройства. Особенно этот вопрос важен для машин непрерывного транспорта значительной длины.

Очевидно, что правильное размещение натяжного устройства будет иметь место при наименьшей величине натяжного груза.

Рассмотрим возможные варианты расположения натяжных устройств в конце машины и у приводного барабана (рис. 42).

Условно в тяговом органе у натяжной станции при ее расположении в конце машины (см. рис. 42, а) равно:

$$S_2 = S_{\text{тр}}^A = S_0 + q_0 L_0 v'.$$

Условно в тяговом органе при расположении натяжной станции вблизи привода (рис. 42, в) равно:

$$S_2 = S_{\text{тр}}^B = \frac{1 + k_6}{1 - k_6} (S_0 + q_0 L_0 v') \leq \frac{1 + k_6}{1 - k_6} S_0$$

(так как величина  $L_0$  по сравнению с  $L$  мала).

„Критическая“ длина транспортирующей установки, при которой натяжения в тяговом органе при набегающих на барабан натяжного устройства будут равны вне зависимости от его типа, может быть получена из условия равенства  $S_{\text{тр}}^A = S_{\text{тр}}^B$  при  $L = L_{\text{кр}}$  т. е.

$$S_0 = q_0 v' L_{\text{кр}} = \frac{1 + k_6}{1 - k_6} S_0.$$

Отсюда

$$L_{\text{кр}} = \frac{2k_6}{1 - k_6} \frac{S_0}{q_0 v'}.$$

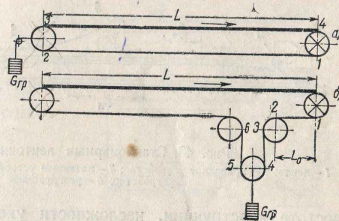


Рис. 42. Схема к определению места натяжного устройства

Подставив вместо  $S_0$  величину усилия в сгибаемой ветви тягового органа  $S_{сб} = \frac{W}{e^{\mu\alpha} - 1}$ , получим окончательное значение величины „критической“ длины

$$L_{кр} = \frac{2R_0}{1 - R_0} \frac{W}{(e^{\mu\alpha} - 1)g_0 w'} \quad (36-4)$$

В зависимости от соотношения длины транспортирующей установки и ее „критической“ длины выбирается место натяжного устройства. При  $L < L_{кр}$  натяжная станция располагается в конце, так как в этом случае величина натяжного груза будет меньше; при  $L > L_{кр}$  — у приводного устройства.

## ГЛАВА V ЛЕНТОЧНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

Ленточные транспортеры являются одними из самых распространенных транспортных машин непрерывного действия. Широкое распространение эти машины получили благодаря надежности в работе,

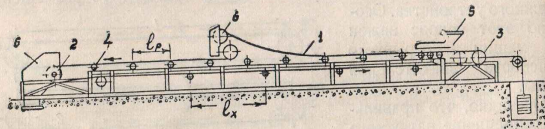


Рис. 43. Стационарный ленточный транспортер:

1 — лента; 2 — приводное устройство; 3 — натяжное устройство; 4 — роликоопоры; 5 — питающее устройство; 6 — разгрузочное устройство

простоте конструкции, несложности ухода, бесшумности, большой производительности при сравнительно небольшом расходе энергии на перемещение материалов.

Ленточные транспортеры стационарные (рис. 43) и передвижные (рис. 44) применяются для транспортирования сыпучих и штучных

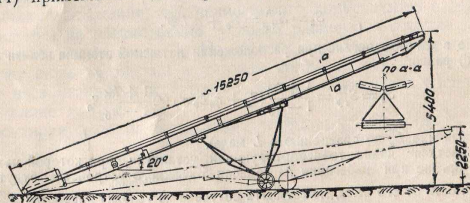


Рис. 44. Передвижной ленточный транспортер Т-144

грузов, отличаясь при этом только конструкцией станины и роликовых опор, а также количеством последних на рабочей ветви машины. Ленточный транспортер (см. рис. 43) состоит из замкнутой гибкой ленты, натянутой между двумя концевыми барабанами, из которых

один является приводным, а другой, в большинстве случаев — натяжным. Лента по всей длине поддерживается роликовыми опорами. Одна, а иногда и обе ветви ленты являются рабочими.

Для подачи материалов на транспортер служит питающее, а для разгрузки — разгрузочное устройство.

Рабочие органы транспортера монтируются на станине, которая в зависимости от назначения и места установки машины может иметь различную форму.

Геометрические схемы ленточных транспортеров (рис. 45) разнообразны и почти всегда позволяют удовлетворить конкретные требования производства.

Основные размеры стационарных ленточных транспортеров общего назначения определены ГОСТ 1596-53, для зерновых грузов — ГОСТ 5240-50.

### Основные параметры ленточного транспортера

К числу основных параметров ленточного транспортера относятся: длина транспортирования, угол наклона рабочей ветви ленты, скорость ее движения, производительность транспортера и потребная мощность.

Длина ленточных транспортеров при применении текстильной прорезиненной ленты обычно не превышает 200—250 м. При применении стальных или текстильных лент, армированных стальными провололочными канатиками, длина одной секции ленточного транспортера может быть увеличена до 1000 м<sup>1</sup>. В практике перемещение материала при помощи ленточных транспортеров осуществляется иногда на несколько километров. В этом случае ленточный транспортер делят на отдельные секции.

Угол наклона рабочей ветви ленточного транспортера при транспортировании сыпучих материалов обычно не превышает угла внешнего трения перемещаемого груза. В некоторых случаях для повышения угла наклона рабочей ветви транспортера применяется лента специальной конструкции (рис. 46). Для зерновых грузов предельная величина угла наклона рабочей ветви транспортера с обычной лентой не превышает 22°.

<sup>1</sup> Дьячков Б. К. Новые конструкции ленточных конвейеров. Журн. Механизация трудоемких и тяжелых работ № 5, 1955.

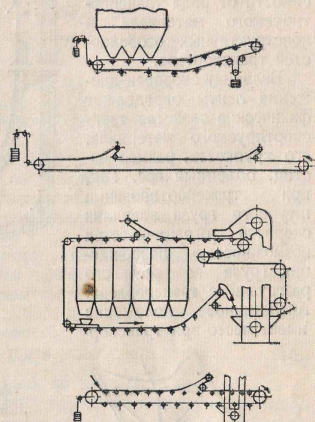


Рис. 45. Геометрические схемы ленточных транспортеров

В последнее время за рубежом находят применение ленточные транспортеры со свернутыми лентами (рис. 47), позволяющими перемещать материал под углом до 90°. В этих транспортерах края ленты снабжены замками типа застежки „молния“, которые в месте загрузки замыкают, а в месте разгрузки размыкают ленту, обеспечивая транспортирование материала в свернутой ленте.

**Скорость движения ленты** выбирается в зависимости от рода транспортируемого материала и конструктивных особенностей транспортера.

Величину скорости движения ленты определяют физические свойства транспортируемого материала, его хрупкость, размер частиц, объемный вес. Так, при транспортировании штучного груза величина скорости ограничивается возможностью повреждения груза во время его разгрузки с транспортера. Аналогичное положение имеет место при транспор-

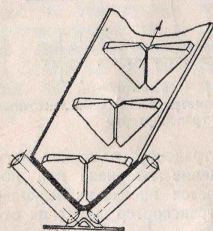


Рис. 46. Текстильная прорезиненная лента для транспортеров с повышенным углом наклона (до 65°)

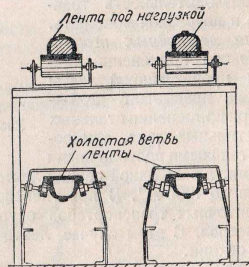
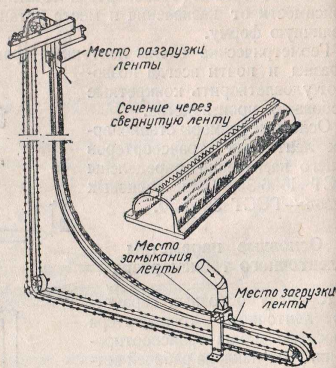


Рис. 47. Ленточный транспортер со свернутой лентой

тировании хрупких сыпучих грузов. Грузы с малым объемным весом также ограничивают скорость движения ленты, так как в этом случае возможно сдувание частиц материала на пути их транспортирования.

Для расчета ленточных транспортеров можно принимать скорость движения прорезиненной ленты на основании данных, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Перемещаемый материал	Скорость ленты в м/сек	Перемещаемый материал	Скорость ленты в м/сек
Пшеница, рожь, ячмень . . . . .	2,5—4,0	Уголь, торф, песок, соль	1,0—2,5
Подсолнечное семя, овес . . . . .	2,5—3,5	Гравий, руда, зола, шлаки	1,0—2,0
Отруби . . . . .	1,5—2,0	Кокс, сортированный уголь	1,0—1,6
Кукуруза в початках . . . . .	1,5—2,5	Ящечный груз	0,8—1,2
Мешки с мукой . . . . .	0,75—1,5		

К числу конструктивных особенностей ленточного транспортера, оказывающих существенное влияние на величину скорости его движения, относится угол наклона рабочей ветви транспортера и ширина ленты.

В транспортерах в месте подачи перемещаемого материала на ленту из питающего устройства, расположенного на наклонном участке, материал скользит и разбрасывается. Для устранения возможности потери материала необходимо величину скорости с ростом угла наклона уменьшить.

Изменение ширины ленты также оказывает влияние на ее скорость, что связано с повышенным износом узких лент и пониженной их устойчивостью в поперечном направлении.

Исходя из изложенного, для выбора величины скорости движения ленты можно пользоваться уравнением:

$$v = k_a k_b v_m \quad (1-5)$$

где  $v_m$  — скорость ленты, выбираемая по табл. 2;

$k_a$  — коэффициент, учитывающий наклон транспортера (табл. 3);

Таблица 3

Угол наклона транспортера к горизонту в градусах	$k_a$	Угол наклона транспортера к горизонту в градусах	$k_a$
4	0,93	14	0,77
5	0,91	16	0,73
6	0,90	18	0,69
8	0,87	19	0,67
10	0,83	20	0,65
12	0,81	22	0,61
13	0,87		

$k_b$  — коэффициент, учитывающий ширину ленты:

Ширина ленты в мм	$k_b$								
	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
$k_b$	0,5	0,7	0,85	1,0	1,0	1,25	1,35	1,35	1,35

Скорость движения ленты транспортера, определяемая уравнением (1-5), принимается при перемещении материалов. В случае применения ленточных транспортеров для иных целей (сортировочные и др.), скорость движения ленты назначается, исходя из условий производства.

**Производительность ленточного транспортера.** В зависимости от конструкции роликовых опор, установленных на рабочей ветви ленточного транспортера, различают две формы ленты: плоскую и желобчатую (рис. 48).

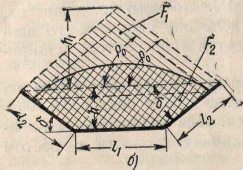
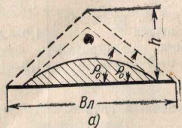


Рис. 48. Формы ленты на рабочей ветви транспортера:

а — плоская; б — желобчатая

Плоская лента применяется для транспортирования штучных грузов и иногда сыпучих, а желобчатая только для транспортирования сыпучих грузов.

При перемещении штучных грузов производительность ленточного транспортера определяется по уравнению:

$$Q = \frac{3600Gv}{1000a} = 3,6 \frac{Gv}{a} \text{ м/час}, \quad (2-5)$$

где  $G$  — средний вес одной штуки груза в кг;

$a$  — расстояние между грузами на ленте в м.

При транспортировании сыпучих грузов производительность ленточного транспортера определяется уравнением:

$$Q = 3600 F \gamma v \text{ м}^3/\text{час}. \quad (3-5)$$

В уравнении (3-5) подлежит определению величина  $F$ , так как остальные величины, входящие в правую часть уравнения, подбирают, исходя из свойств транспортируемого материала.

Величина площади поперечного сечения материала на ленте  $F$  зависит в первую очередь от ее формы.

**Плоская лента.** При полной загрузке плоской ленты материал, располагаясь на ленте под углом внутреннего трения материала  $\rho_0$ , в идеальном случае образует в сечении равнобедренный треугольник с высотой (рис. 48, а):

$$h = \frac{1}{2} B_n \operatorname{tg} \rho_0.$$

Тогда площадь поперечного сечения материала будет равна:

$$F_{\max} = \frac{1}{2} B_n h = \frac{1}{4} B_n^2 \operatorname{tg} \rho_0 \text{ м}^2,$$

где  $B_n$  — ширина ленты в м;

$h$  — высота материала на ленте в м.

Подставив значение  $F$  в уравнение (3-5), получим производительность:

$$Q_{\max} = 900 B_n^2 \gamma v \operatorname{tg} \rho_0 \text{ м}^3/\text{час}. \quad (4-5)$$

**Желобчатая лента.** При желобчатой ленте материал, располагаясь на ленте, в своем сечении образует геометрическую фигуру, верхняя часть которой представляет равнобедренный треугольник, углы основания которого равны углу внутреннего трения материала  $\rho_0$ , а нижняя часть — трапецию, образованную лентой желобчатой формы.

Площадь поперечного сечения материала на желобчатой ленте при максимально возможной ее загрузке равна (рис. 48, б):

$$F_{\max} = F_1 + F_2 = \frac{l_1 + 2l_2 \cos \delta}{2} h_1 + \frac{l_1 + (l_1 + 2l_2 \cos \delta)}{2} h.$$

Выразив  $l_1$  и  $l_2$  через ширину ленты, т. е.  $l_1 = aB_n$ ,  $l_2 = cB_n$  и принимая во внимание, что

$$h_1 = \frac{aB_n + 2cB_n \cos \delta}{2} \operatorname{tg} \rho_0 \quad \text{и} \quad h = cB_n \sin \delta,$$

получим:

$$F_{\max} = \frac{(aB_n + 2cB_n \cos \delta)^2}{4} \operatorname{tg} \rho_0 + (aB_n + cB_n \cos \delta) cB_n \sin \delta = \\ = [(a + 2c \cos \delta)^2 \operatorname{tg} \rho_0 + 4(a + c \cos \delta) c \sin \delta] \frac{B_n^2}{4}. \quad (5-5)$$

Величина, находящаяся в квадратных скобках, зависит только от физических свойств транспортируемого материала и конструктивных размеров роликоопор и для данного материала ее можно принять постоянной. Если обозначить эту величину буквой  $A$ , уравнение (5-5) примет вид:

$$F_{\max} = \frac{AB_n^2}{4} \text{ м}^2. \quad (6-5)$$

Подставляя значение  $F$  в уравнение (3-5), получим:

$$Q = 900 AB_n^2 \gamma v \text{ м}^3/\text{час}. \quad (7-5)$$

Величину  $A$  выбирают по табл. 4.

Таблица 4

Ширина ленты $B_n$	Роликоопоры общего назначения $\delta = 20^\circ$ $a = 0,385$	Роликоопоры зерновых транспортеров $\rho^* = 30^\circ$	
		$\delta = 30^\circ$ одноплоскостные	$\delta = 40^\circ$ двуплоскостные
400	0,28 + 0,92 $\operatorname{tg} \rho_0$	0,86	0,908
500		0,86	0,908
600		0,83	0,908
750		0,875	0,900
900		0,837	0,870
1100		0,814	0,848

Уравнения (4-5) и (7-5) выражают максимально возможную производительность ленточного транспортера.

Как только начинается движение ленты, площадь поперечного сечения материала на ней уменьшается. Это уменьшение зависит от скорости движения ленты, плавности ее хода, формы и натяжения ленты, конструкции роликкоопор и их размещения по длине транспортера, физических свойств перемещаемого материала и ряда других факторов.

Влияние перечисленных факторов на площадь поперечного сечения материала до сих пор не изучено. Поэтому для определения действительной производительности ленточного транспортера приходится в уравнения (4-5) и (7-5) вводить опытную величину — коэффициент загрузки ленты  $\phi$ , учитывающую фактическую загрузку ленты материалом. Тогда действительная производительность транспортера с плоской лентой будет равна:

$$Q_n = \phi Q_{\max} = 900 \phi B_d^2 v \gamma \rho_0 \text{ м/час}, \quad (8-5)$$

а с желобчатой лентой:

$$Q_{\text{ж}} = \phi Q_{\max} = 900 \phi A B_d^2 v \gamma \text{ м/час}. \quad (9-5)$$

Величина коэффициента загрузки ленты транспортера  $\phi$  приведена в табл. 5, причем, как показывает практика, числовые значения коэффициента  $\phi$  почти одинаковы как для плоской, так и для желобчатой ленты и несколько уменьшаются с увеличением скорости движения ленты.

Таблица 5

Данные	Значение $\phi$ для грузов							
	Зерно	Уголь	Песок	Цемент	Руда	Свекла	Торф	Соль
Среднее значение из опыта повседневной работы . . .	0,29— —0,30	0,25— —0,30	0,24— —0,27	0,27— —0,35	0,28— —0,35	0,39— —0,41	0,35— —0,40	0,20— —0,25
Достижения передовиков предприятий . . . . .	0,5— —0,6	0,6— —0,7	0,4— —0,5	0,5— —0,6	0,5— —0,6	0,6— —0,7	0,6— —0,7	0,35— —0,4

Приведенные данные о коэффициенте загрузки ленты ленточного транспортера свидетельствуют о наличии больших резервов производительности, которые могут быть использованы при дальнейшем совершенствовании конструкции и технической эксплуатации машины.

При перемещении сыпучих грузов на наклонных транспортерах производительность последних падает, так как снижается расчетная высота слоя материала.

Действительно, как видно из рис. 49,а, расчетная высота слоя материала для горизонтального транспортера  $h_r$  и наклонного  $h_n$  находится в зависимости, определяемой уравнением:

$$h_n = h_r \cos \alpha, \quad (10-5)$$

где  $\alpha$  — угол наклона рабочей ветви транспортера к горизонту.

Исходя из этого, можно полагать, что производительность наклонного транспортера  $Q_n$  и горизонтального  $Q_r$  будут находиться в зависимости аналогичного вида, т.е.:

$$Q_n = Q_r \cos^n \alpha, \quad (11-5)$$

где, как показывают данные исследования,  $n = 3$  при  $\alpha < 20^\circ$  и  $n = 4$  при  $\alpha > 20^\circ$ .

Пользуясь уравнением (8-5) и (9-5), можно определить по заданной производительности ширину ленты.

Так, для плоской ленты

$$B_n = \sqrt{\frac{Q_n}{900 \phi v \gamma \rho_0}} \text{ м}, \quad (12-5)$$

для желобчатой

$$B_n = \sqrt{\frac{Q_{\text{ж}}}{900 \phi A v \gamma}} \text{ м}. \quad (13-5)$$

Для ленточных транспортеров, перемещающих крупнокусковые сыпучие грузы, ширину устанавливают также в зависимости от размеров кусков материала и определяют из уравнения:

$$B_n \geq (2 \div 2,5) a_{\max}, \quad (14-5)$$

где  $a_{\max}$  — максимальный размер транспортируемого куска.

Ширину ленты для штучных грузов определяют в зависимости от размеров последнего и находят из уравнения:

$$B_n = a + 0,1 \text{ м}, \quad (15-5)$$

где  $a$  — максимальная ширина штучного груза в м.

**Мощность двигателя.** Потребная мощность на валу приводного барабана ленточного транспортера для предварительных расчетов может быть определена по следующей эмпирической формуле:

$$N_0 = (k_1 L_r v + 0,00015 QL \pm 0,0027 QH) k_2 \text{ ксм}, \quad (16-5)$$

где  $L_r$  — длина горизонтальной проекции транспортера в м;

$H$  — высота подъема груза в м.

Коэффициенты  $k_1$  и  $k_2$  зависят от ширины и длины ленты и могут быть определены по табл. 6.

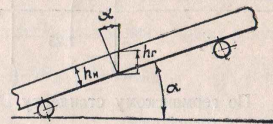


Рис. 49,а. Схема для определения производительности наклонного транспортера

Таблица 6

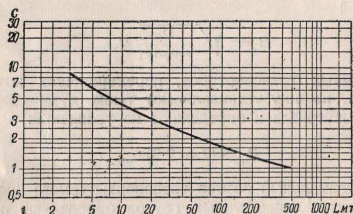
Ширина ленты в мм	400	500	650	800	1000	1200	1400
$k_1$	0,012	0,015	0,020	0,024	0,030	0,035	0,040
Длина транспортера в м	До 15		15—30	30—45		Свыше 45	
$k_2$	1,25		1,12	1,05		1,0	

По германскому стандарту DIN № 22101 тяговое усилие определяется уравнением:

$$W = cw^1 L (q_1 + q) \pm \frac{QH}{3,6v} \text{ кг.} \quad (17-5)$$

По данным американской фирмы Coodrith

$$W = c_1 L \left( f_1 q_1 + f_2 \frac{Q}{3,6v} \right) \pm \frac{QH}{3,6v} \text{ кг,} \quad (18-5)$$

Рис. 49,б. График для определения коэффициента  $c$ 

где  $c$  — коэффициент сопротивления барабанов (рис. 49, б);

$$c_1 — коэффициент; c_1 = 0,55 + \frac{35,1}{L};$$

$w^1$  — коэффициент сопротивления (для роликкооп с подшипниками качения  $w^1 = 0,025$ );

$f_1$  и  $f_2$  — опытные коэффициенты ( $f_1 = 0,03 \div 0,035$ ,  $f_2 = 0,04$ );

$q_0$  — вес погонного метра холостой и рабочей ветви транспортера без материала.

Некоторые иностранные источники рекомендуют для плоских лент упрощенные формулы для определения мощности

$$N_0 = \alpha k L Q \text{ л. с.,} \quad (19-5)$$

где  $\alpha$  — опытный коэффициент,  $\alpha = 1,0 \div 2,5$  (для зерна  $\alpha = 1,0 \div 1,2$ );

$$k — постоянная, равная для роликкооп  $k = \frac{1 + q_0 q}{5345}$ ,$$

для безроликковых транспортеров  $k = \frac{1 + q_0 q}{1469}$ , где  $q_0$  — вес погонного метра ленты в кг.

В том случае, когда ленточный транспортер имеет двухбарабанное или плужковое промежуточное разгрузочное устройство, величина тягового усилия должна быть увеличена на сопротивление, возникающее в разгрузочном устройстве.

Для двухбарабанного разгрузчика величина тягового усилия равна

$$W_p = 0,67 \left( \frac{QD}{v} + S_{нб} f' + 5B_d Z \right) + A \text{ кг;} \quad (20-5)$$

для плужкового разгрузчика

$$W_p = \frac{0,75QB_d}{v} \text{ кг,} \quad (21-5)$$

где  $D$  — диаметр барабана разгрузчика в м;

$B_d$  — ширина ленты в м;

$v$  — скорость ленты в м/сек;

$f'$  — коэффициент трения в цапфах оси барабана разгрузчика;

$Z$  — число прокладок ленты;

$A$  — постоянная (для барабанных разгрузчиков с механическим приводом  $A = \frac{37,5}{v}$ , с ручным приводом  $A = 0$ ).

Более точное определение величины потребной мощности на головном валу ленточного транспортера производится методом определения сопротивления „по точкам“ (см. главу IV).

## Роликкоопоры

Основное назначение роликковых опор ленточного транспортера — обеспечить заданное положение ленты по длине транспортирования и форму ленты на рабочей ее ветви.

Роликковые опоры применяют двух типов — желобчатые и плоские (рис. 50). Желобчатые роликкоопоры бывают одно- и двухплоскостные (см. рис. 50,а) их устанавливают только на рабочей ветви транспортера (при резиненной ленте), плоские (см. рис. 50,б) — на рабочей и холостой ветвях.

Желобчатые ролики состоят из трех, пяти и реже семи роликов, наклоненных один к другому под некоторым углом.

В последние годы за рубежом применяются роликкоопоры с гибкой осью (рис. 50,в). Роликкоопоры этой конструкции имеют гибкую ось из стального троса, на которой закреплены неопределенные диски.

Гибкая ось своими концами крепится в шарикоподшипниках стоек. Привисание гибкой оси с роликами обеспечивает желобчатость ленты.

Согласно ГОСТ 1596-53 ролики изготавливают диаметром 108 и 159 мм для стационарных транспортеров и 76 мм для передвижных.

Расстояние между роликкооперами на грузежной ветви транспортера можно принимать по эмпирической формуле

$$l_p = A - 0,625B_x \quad (22-5)$$

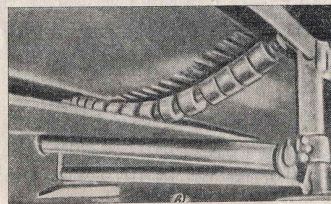
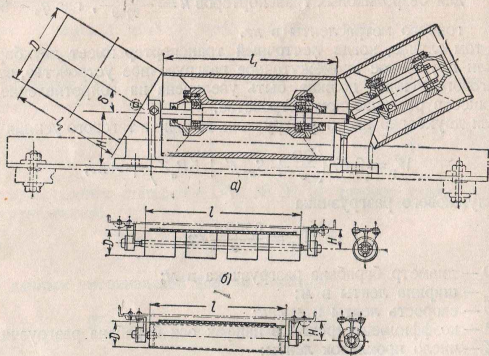


Рис. 50. Роликкооперы ленточного транспортера:  
а — желобчатые; б — плоские; в — опора с гибкой осью

где  $A$  — постоянная, зависящая от объемного веса перемещаемого материала:

$$\begin{aligned} \gamma &\leq 1,0 \text{ т/м}^3; A = 1750 \text{ мм}; \\ \gamma &= 1,0 \div 1,5 \text{ т/м}^3; A = 1640 \text{ мм}; \\ \gamma &= 1,5 \div 2,0 \text{ т/м}^3; A = 1550 \text{ мм}; \\ B_x &\text{ — ширина ленты в мм.} \end{aligned}$$

Для холостой ветви расстояние между роликами

$$l_x = 2l_p.$$

В месте подачи материала на транспортер для устранения разбрасывания материала при провисании ленты расстояние между роликкооперами уменьшают до 400—500 мм (см. рис. 43).

При транспортировании штучных грузов расстояние между роликами выбирают таким, чтобы груз находился не менее чем на двух роликкооперах.

При переходе ленты с горизонтального участка на наклонный роликкооперы располагают по плавной кривой, радиус которой зависит от величины натяжения ленты, а также от погонной нагрузки ленты на участке перегиба и может быть определен из уравнения:

$$R > \frac{S}{q + q_0} k_1, \quad (24-5)$$

где  $k_1 = 1$  при угле подъема ленты  $\beta \leq 7^\circ$ ;  
 $k_1 = 1,05$  при угле подъема ленты  $\beta = 8 \div 15^\circ$ ;  
 $k_1 = 1,1$  при угле подъема ленты  $\beta = 16 \div 20^\circ$ .

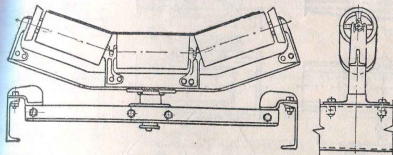


Рис. 51. Самоустанавливающаяся роликковая опора

Ориентировочно радиус кривой можно принимать равным для лент шириной до 800 мм —  $R = 75$  м, для лент с шириной свыше 800 мм —  $R = 100 \div 120$  м.

Роликкооперы устанавливают на планки, которые крепятся к станине транспортера, так, чтобы ось роликкоопера была бы перпендикулярна к продольной оси транспортера. Для того чтобы регулировать положение ленты на роликкооперах, планки имеют продолговатые отверстия для болтов, которыми они крепятся к станине. В случае смещения ленты с роликкоопера необходимо повернуть по ходу ленты ту сторону планки, на которую сбегает лента.

Для автоматического регулирования положения ленты строго по продольной оси транспортера применяют самоустанавливающиеся роликкооперы (рис. 51), которые при сбегании ленты автоматически изменяют свое положение и тем самым центрируют ленту.

### Приводные и натяжные устройства

Приводное устройство (рис. 52) состоит из ведущего барабана, механизма передачи движения от двигателя к барабану и двигателю. Для лучшего центрирования ленты обод барабана делают слегка выпуклым (выпуклость составляет 0,005 ширины барабана).

Диаметр и длина барабана зависят от типа ленты и выбираются согласно данным табл. 7.

З П. И. Платонов

Тип ленты	Диаметр барабана в мм	Длина барабана в мм при ширине ленты $B_d$ мм
Текстильная	(120 — 150) $Z$ (800 — 1200) $Z$ 300 — 500	$B = B_n + 100$
Прорезиненная		$B = B_n - 100$
Стальная		$B = B_n - 100$
Проволочная		$B = B_n + 100$

Барабаны изготавливают из чугуна марки Сч-12-28 по ГОСТ 1412-48 или сварными из стали марки Ст-3 по ГОСТ 380-50. Для увеличения коэффициента трения поверхность барабана иногда фугуется деревом или текстильной прорезиненной лентой.

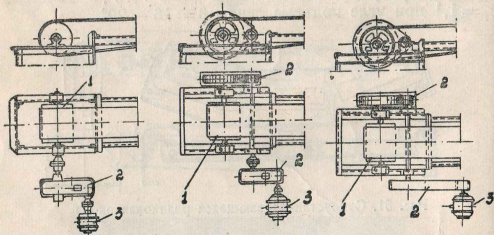


Рис. 52. Приводные устройства:

7 — барабан; 2 — механизм изменения числа оборотов; 3 — двигатель

Натяжное устройство (рис. 40 и 53) состоит из барабана, насаженного на ось, подшипники которой перемещаются под действием натяжного приспособления.

Натяжные приспособления применяются винтовые и грузовые (см. рис. 40).

Винтовые натяжные устройства применяются на транспортерах небольшой длины до 40 — 50 м. Так как во время работы транспортера лента вытягивается, винтовые устройства для создания надлежашего натяжения требуют периодической регулировки.

Постоянное натяжение в ленте транспортера создается применением грузовых натяжных устройств (см. рис. 40, б, в и 53). Грузовые натяжные устройства применяются, как правило, в стационарных транспортерах.

Чтобы избежать частую перешивку ленты, которая постепенно вытягивается в процессе работы, ход натяжного барабана  $S$  для любого типа натяжной станции принимается равным 1,0 — 1,5% от всей длины транспортера, но не менее 400 мм.

Величина натяжного усилия определяется уравнением (35-4). Величина натяжения ленты у натяжного устройства  $S_{np}$  определяется

на основании уравнений (31-4) и (34-4). При этом в уравнение (34-4) подставляется значение  $u_{max} = (0,025 \div 0,030) l_p$ , где  $l_p$  — расстояние между роликками на рабочей ветви транспортера.

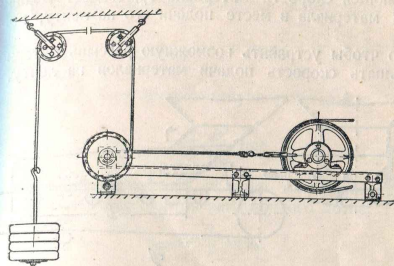


Рис. 53. Грузовое горизонтальное натяжное устройство

### Загрузочное устройство

Сыпучие материалы на ленту транспортера грузят при помощи специальных устройств, обеспечивающих такое распределение материала на ленте, при котором достигается наилучшее использование несущей способности ленты.

Требование, определяющее конструкцию и основные размеры загрузочного устройства, обусловлено необходимостью подачи материала на ленту со скоростью, по возможности равной по величине и направлению скорости ленты. Выполнение этого требования позволяет свести к минимуму величину относительной скорости материала, которая влияет на износ ленты и на степень использования ее несущей способности.

Загрузочное устройство представляет собой воронку (рис. 54), снабженную подающим лотком, дно которого наклонено под некоторым углом  $\alpha$  к горизонту. Для выполнения основного требования, предъявляемого к загрузочному устройству, необходимо, чтобы угол  $\alpha$  между дном подающего лотка и лентой был минимальным, что дает возможность уравнять скорость материала и ленты. Однако снижение величины угла  $\alpha$  меньше угла трения  $\rho$  создает угрозу задержки материала в лотке. Для обеспечения нормальной работы загрузочного устройства рекомендуется угол наклона днища лотка принимать равным

$$\alpha = \rho + (5^\circ \div 10^\circ).$$

Скорость материала  $v_m^1$  в точке соприкосновения его с лентой может быть разложена на две составляющие (рис. 54, б):

$$v_m = v_n + v_i,$$

$$\text{где } v_n = v_m \sin \alpha, \text{ а } v_i = v_m \cos \alpha.$$

3. Определение  $v_m$  — см. главу VIII

Для выполнения основного условия желательно, чтобы составляющая скорости материала  $v_1$  была равна скорости ленты, т. е.  $v_1 \cong v_a \cos \alpha$ . Однако выполнение этого условия приводит к увеличению нормальной составляющей скорости материала  $v_n$ , создает условия для разбрызгивания материала в месте подачи его на ленту, повышает износ ленты.

Для того чтобы устранить возможную россыпь материала, приходится уменьшать скорость подачи материалов на ленту, а к лотку

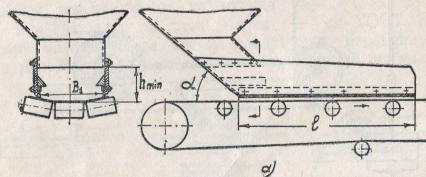


Рис. 54. Загрузочное устройство:  
а — конструктивная схема; б — схема скоростей

крепить боковые направляющие. Минимальную длину направляющих определяют, исходя из условий завершения укладки материала в загрузочном устройстве.

Для того чтобы завершить укладку материала в загрузочном устройстве, необходимо, чтобы скорость материала на выходе равнялась скорости ленты.

Если составляющая скорости материала в момент его попадания на ленту равна  $v_1$  и при выходе из загрузочного устройства —  $v_a$ , то

$$\frac{mv_a^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = mglf,$$

где  $f$  — коэффициент трения материала о ленту;

$l$  — длина пути материала в загрузочном устройстве, равная длине боковых щечек.

Отсюда

$$l = \frac{v_a^2 - v_1^2}{2gf}. \quad (25-5)$$

Минимальную ширину загрузочного лотка (см. рис. 54) определяют из условия максимального заполнения ленты, для чего необходимо, чтобы максимальная площадь поперечного сечения материала на ленте была бы больше или равна площади поперечного сечения лотка, т. е.

$$B_{1\min} \cdot h_{\min} \geq \frac{1}{4} B_a^2 \operatorname{tg} \rho_0,$$

где  $B_a$  — ширина ленты<sup>1</sup>;

$\rho_0$  — угол внутреннего трения сыпучего материала.

Отсюда

$$B_{1\min} \geq \frac{1}{4} \frac{B_a^2 \operatorname{tg} \rho_0}{h_{\min}}$$

Так как максимальная высота укладки материала должна быть равна минимальной высоте бортов загрузочного лотка, т. е.

$$h_{\min} = \frac{B_a}{2} \operatorname{tg} \rho_0, \quad (26-5)$$

то минимальная ширина загрузочного лотка

$$B_{1\min} \geq \frac{1}{2} B_a. \quad (27-5)$$

Загрузочные устройства изготавливают из листовой стали, резе из дерева. Для устранения возможного износа ленты в местах ее контакта с боковыми направляющими щечками между ними устраивают зазор. Для предотвращения просыпания материала через зазор последний перекрывают полоской прорезиненной ленты, прикрепленной к боковым направляющим (см. рис. 54).

### Разгрузочные устройства

Для разгрузки материала с ленточного транспортера применяют два типа разгрузочных устройств: барабанный (рис. 55 и 56) и плужковый (щитовой) (рис. 57).

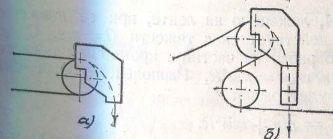


Рис. 55. Барабанный разгрузитель:  
а — однобарабанный; б — двухбарабанный

Барабанные разгрузители применяют для разгрузки материала в конце транспортера (рис. 55, а) и для промежуточной разгрузки сыпучего материала в любой точке по его длине (рис. 55, б).

Плужковые разгрузители применяют для разгрузки штучных и сыпучих материалов в любой точке по длине транспортера.

Принцип работы барабанного разгрузителя (см. рис. 55) заключается в том, что лента транспортера, несущая материал, обгибая

<sup>1</sup> В случае лотковой ленты в уравнения (26-5) и (27-5) вместо  $B_a$  необходимо подставить ее горизонтальную проекцию.

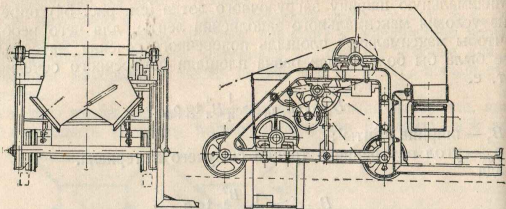


Рис. 56. Сбрасывающая тележка

барaban, изменяет направление своего движения. Материал по инерции продолжает движение и свободно падает с ленты. На пути свободного падения материала устанавливают специальное устройство в виде сбрасывающей коробки, которое улавливает разгруженный материал и направляет его по назначению.

Двухбаранные сбрасыватели обычно применяют в виде сбрасывающих тележек (см. рис. 56), которые передвигают вдоль транспортера по рельсам, уложенным на станину транспортера.

Сбрасывающие тележки изготавливают ручные и самоходные. Первые приводятся в движение вращением рукояток вручную. Самоходные сбрасывающие тележки приводятся от движущейся ленты транспортера (см. рис. 56).

Механизм привода позволяет сообщить тележке движение по ходу и против хода ленты, при этом скорость движения тележки против хода ленты всегда больше, чем скорость в направлении движения ленты.

Условия сброса материала с ленты при барабанном сбрасывателе можно определить, рассмотрев движение частиц материала при отбании лентой барабана.

На частицу материала  $M$ , лежащую на ленте, при ее движении на прямолинейном участке, действует сила тяжести  $G = mg$ . С момента набегания ленты на барабан на частицу, кроме силы тяжести, действует центробежная сила  $c = m\omega^2 R$ . Равнодействующая сил, действующих на частицу, будет равна:

$$\bar{T} = \overline{mg} + m\omega^2 R.$$

Продолжим равнодействующую  $T$  до пересечения с вертикальным диаметром барабана в точке  $P$ .

Рассмотрим треугольники  $CMT$  и  $OMP$ . Так как эти треугольники подобны, то

$$\frac{OP}{OM} = \frac{PT}{Mc} \quad \text{и} \quad OP = h = OM \frac{PT}{Mc} = R \frac{mg}{m\omega^2 R} = \frac{g}{\omega^2},$$

или

$$h = \frac{g}{\omega^2} = \left( \frac{g}{\pi n} \right)^2 \approx \frac{895}{n^2} \quad (28-5)$$

Из уравнения (28-5) следует, что равнодействующие сил, приложенных к точке  $M$ , при их продолжении пересекают вертикальный диаметр барабана только в одной точке, положение которой относительно центра барабана определено величиной  $h$ .

Точку  $P$  (см. рис. 58) принято называть полюсом, а величину  $h$  — полюсным расстоянием.

Из уравнения (28-5) следует, что величина полюсного расстояния зависит только от числа оборотов барабана.

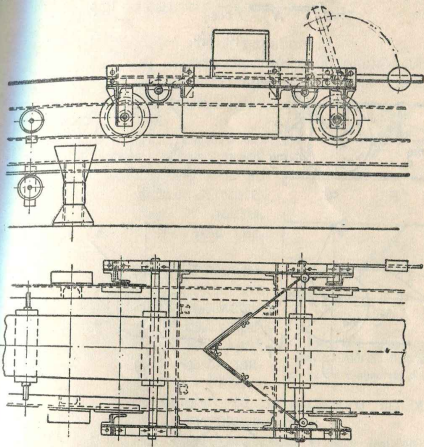


Рис. 57. Передвижной плужковый сбрасыватель

Нетрудно доказать, что положение полюса или соотношение  $\frac{h}{R}$  определяет характер разгрузки при барабанном разгрузителе.

При  $\frac{h}{R} < 1$ , т. е. когда полюс находится внутри окружности барабана, падение материала с ленты начнется в момент ее набегания на барабан, так как в это время равнодействующая направлена вверх (см. рис. 58, а).

При  $\frac{h}{R} = 1$  полюс располагается на окружности барабана, равнодействующая сил, действующих на материал в момент набегания ленты на барабан, равна нулю. Следовательно, падение материала с ленты начнется в тот момент, когда частица пройдет полюс.

При  $\frac{h}{R} > 1$ , когда полюс располагается вне окружности барабана (см. рис. 58, б), материал будет двигаться вместе с лентой в тече-

ние некоторого времени после ее набегания на барабан. Материал начинает скользить по ленте в тот момент, когда составляющая равнодействующей силы  $T$  будет равна силе трения материала о ленту  $Nf_1$ , т. е.

$$F = Nf.$$

Так как сила  $F = T \sin \beta$ , а  $N = T \cos \beta$  (рис. 57, в),

$$f_1 = \frac{F}{N} = \frac{T \sin \beta}{T \cos \beta} = \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \rho \quad (29.5)$$

$$\beta = \rho.$$

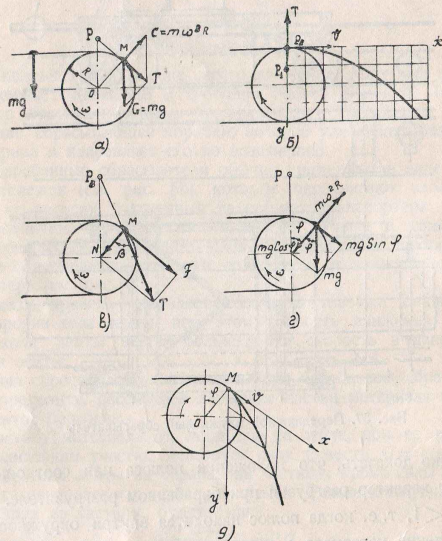


Рис. 58. Схема разгрузки материала на барабанном разгрузителе:

а — схема сил, действующих на частицу; б — разгрузка при  $h/r < 1$  (построение траектории); в — разгрузка при  $h/r > 1$ ; г — определение угла сбрасывания материала; д — построение траектории полета частицы

Падение материала с ленты начнется в тот момент, когда нормальная составляющая равнодействующей  $N = 0$  (рис. 57, з), что имеет место при равенстве

$$m\omega^2 R = mg \cos \varphi.$$

Отсюда угол  $\varphi$ , определяющий точку отрыва материала от ленты, будет равен:

$$\varphi = \arccos \frac{\omega^2 R}{g} = \arccos \frac{R}{h}. \quad (30.5)$$

Траекторию полета частиц материала, после того как они покинут ленту, определяют из уравнений:

$$x = vt \text{ и } y = \frac{gt^2}{2}, \text{ или } y = \frac{xg^2}{2v^2},$$

т. е. траектория представляет собой параболу.

Построение траектории полета частиц необходимо для правильного проектирования сбрасывающих коробок и других приспособлений, улавливающих разрушенный материал барабанным разгрузителем.

Проще всего траекторию полета частиц материала строить в косоугольной системе координат, проводя ось  $x$ -ов по направлению скорости движения материала в момент его отрыва от ленты, а ось  $y$ -ов вертикально вниз (см. рис. 58, д).

Принцип работы плужкового сбрасывателя (рис. 59) заключается в том, что материал, встречая на пути движения шит, установленный на ленте под определенным углом наклона к продольной оси транспортера, движется вдоль шита, падая при этом с ленты. Работа плужкового сбрасывателя зависит от правильного выбора угла  $\alpha$  между плоскостью шита и осью транспортера.

Для определения оптимального значения угла  $\alpha$  рассмотрим процесс разгрузки материала плужковым сбрасывателем.

Материал, находящийся на ленте, движется со скоростью  $v_1$ ; при встрече со шитом направление его движения изменяется и он движется по шиту со скоростью  $v_2$  (рис. 59, а). Тогда скорость движения материала относительно ленты  $v_0$  определим из треугольника скоростей.

При движении частицы материала вдоль шита (рис. 59, б) на нее действуют силы: реакция шита  $N$ , сила трения материала о шит  $Nf$ , сила трения материала о ленту  $Gf$ .

При постоянной скорости движения частицы материала по шиту ( $v_2 = \text{const}$ ) она находится в равновесии. Спроектировав силы, действующие на частицу, на ось — направление шита и нормальное к нему — получим:

$$Nf_1 - Gf \cos(\alpha + \beta) = 0,$$

$$N - Gf \sin(\alpha + \beta) = 0,$$

отсюда

$$\operatorname{tg}(\alpha + \beta) = \frac{1}{f_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \rho_1} = \operatorname{ctg} \rho_1,$$

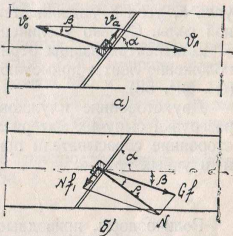


Рис. 59. Схема работы плужкового сбрасывателя: а — схема скоростей; б — схема сил

или

$$\alpha + \beta + \rho_1 = 90^\circ. \quad (31.5)$$

Так как угол  $\beta > 0$ , то  $\alpha + \rho_1 < 90^\circ$ , откуда

$$\alpha < 90^\circ - \rho_1. \quad (32.5)$$

Таким образом, угол между шитом и продольной осью транспортера является функцией только коэффициента трения материала о шит.

В связи с тем, что сила трения материала о ленту направлена под углом  $\beta$  к продольной оси транспортера, на ленте возникает поперечная сила  $Gf \sin \beta$ , стремящаяся сдвинуть ленту в сторону разгрузки.

Величина этой силы зависит от угла  $\alpha$ , так как с увеличением угла  $\alpha$ , угол  $\beta$  уменьшается (31-5) и уменьшается величина поперечной силы. Однако увеличение угла  $\alpha$  ограничено уравнением (32-5).

Для нейтрализации отрицательного действия поперечной силы на положение ленты применяют двухсторонний плужковый сбрасыватель (см. рис. 58).

Двухсторонние плужковые сбрасыватели применяют только для разгрузки сыпучих материалов и часто делают передвижными. Односторонние сбрасыватели применяют для разгрузки как сыпучих, так и штучных грузов.

### Станины

Роликоопоры, приводные, натяжные, загрузочные и разгрузочные устройства монтируют на станинах, которые изготавливают из стали или дерева.

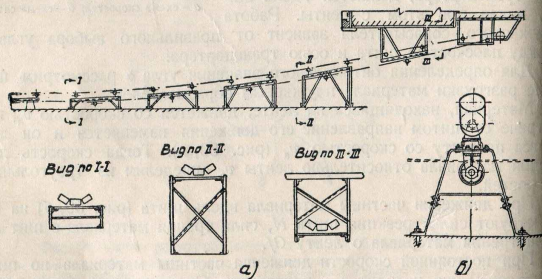


Рис. 60. Станины транспортера (продольный вид и поперечные разрезы)

Деревянные станины изготавливают из сухих деревянных реек толщиной 35—40 мм, шириной 75—100 мм или деревянных брусьев размером 75 × 75 и 100 × 100 мм.

Стальные станины изготавливают из уголкового стали или швеллерных балок. Станину из уголкового стали (рис. 60, а) делают в виде

отдельных секций, которые в зависимости от местных условий крепят к полу или к потолку. В некоторых случаях вместо станины применяют отдельные стойки (рис. 60, б), на которых устанавливают роликоопоры.

Для транспортеров, имеющих передвижные разгрузочные устройства, верхний брусок станины делают сплошным. Часто такая станина представляет собой железобетонные или каменные столбики с уложенными на них ходовыми рельсами для тележки, к которым крепятся роликоопоры.

### Передвижные ленточные транспортеры

В народном хозяйстве находят широкое применение передвижные ленточные транспортеры, применяющиеся для перемещения насыпных и штучных грузов (см. рис. 44).

Основные параметры передвижных ленточных транспортеров регламентированы ГОСТ 2103-52. Согласно этому ГОСТ ширина ленты передвижных транспортеров принимается равной 400 и 500 мм при длине между концевыми барабанами от 5 до 20 м. Скорость ленты может изменяться в пределах от 0,63 до 4 м/сек. Угол наклона транспортера не превышает 20°.

Техническая характеристика наиболее распространенных типов ленточных транспортеров приведена в табл. 8.

Таблица 8

	Зернотарный	ЛТ-5.5	ЛТ-10	Т-80	Т-125	Т-144
Длина между осями концевых барабанов в м	8,5	8,5	10,0	10,0	15	15
Ширина ленты в мм	500	500	500	400	400	500
Скорость ленты в м/сек	0,9/3,25	3,25	3,25	1,0	1,0	1,6
Расчетная производительность в м <sup>3</sup> /час	70/130	130	130	27	30	65
Мощность электродвигателя в кВт	3,2	2,8	3,2	1,5	1,7	2,8
Наибольшая высота подъема концевой барабана в м	3,0	3,1	4,0	3,7	5,7	5,4
Общий вес в кг	960	950	1110	352	650	980

Примечание. Для зернотарного транспортера числитель относится к случаю транспортирования штучных грузов, знаменатель — сыпучих. Производительность этого транспортера для тарных грузов дана в м<sup>3</sup>/час.

Конструкции роликоопор, концевых барабанов, приводного устройства, станины и механизмов изменения наклона транспортера очень разнообразны. Все они подчинены общему требованию — при минимальном весе обеспечить надежную работу транспортера в различных условиях эксплуатации.

Несмотря на то, что в этих машинах максимально облегчены все детали, все же общий их вес сравнительно велик, что требует наличия значительного числа рабочих для перемещения транспортеров.

Поэтому для дальнейшего совершенствования конструкции передвижных ленточных транспортеров необходимо монтировать их на самоходных шасси. В механизмах наклона транспортеров следует широко применять гидравлический привод. Повышения производительности передвижных ленточных транспортеров необходимо добиваться в первую очередь за счет совершенствования загрузочных устройств.

## ГЛАВА VI ЦЕПНЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

Тяговым органом цепного транспортера является бесконечная цепь. В промышленности широко применение находят цепные транспортеры с несущими органами (пластинами — пластинчатые, скребками — скребковые, сплошного волочения) и машины, обеспечивающие пространственное перемещение груза (люлечные и подвесные).

### Пластинчатые транспортеры

Пластинчатый транспортер (рис. 61) состоит из станины, звездочек (приводных, натяжных и отклоняющих) и тяговой пластинчатой цепи с укрепленными на ней пластинами, образующими настил для укладки транспортируемого материала.

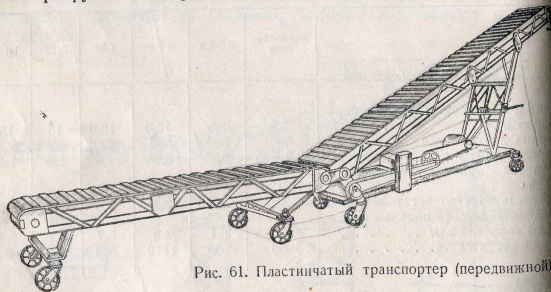


Рис. 61. Пластинчатый транспортер (передвижной)

Несущий элемент пластинчатого транспортера — настил имеет различную конструкцию в зависимости от особенностей транспортируемого груза и назначения транспортера (безбортовой, бортовой, плоский и волнистый, корытчатый — мелкий и глубокий и др.).

Пластинчатые транспортеры применяются для перемещения материала в горизонтальном и наклонном направлениях. Последнее находит применение для подачи штучных грузов при их укладке в штабели. В отличие от ленточных транспортеров пластинчатые позволяют

перемешать тяжелые крупнокусковые, абразивные и горячие грузы, обеспечивая при этом в процессе перемещения возможность проведения технологических операций (монтаж, мойка, сортировка, окраска и др.).

К достоинствам этого вида транспортной машины следует отнести возможность перемещения сравнительно тяжелых и крупногабаритных грузов, большую их производительность (до 1000 т/час), спокойный и бесшумный ход и др.

К недостаткам пластинчатых транспортеров относят: значительный собственный вес машины, сложность изготовления и эксплуатации.

Геометрические схемы трасс пластинчатых транспортеров весьма разнообразны, углы наклона отдельных участков пластинчатого транспортера к горизонту принимаются до 30—35°, а в отдельных случаях до 45°.

Скорость движения тягового органа пластинчатого транспортера применяется обычно в пределах  $v = 0,5 \div 0,65$  м/сек. Величина скорости ограничивается стремлением уменьшить динамические усилия, возникающие вследствие неравномерности движения пластинчатых цепей.

Производительность пластинчатого транспортера при транспортировании сыпучих грузов для безбортовых конструкций настила (рис. 62, а):

$$Q = 3600 F v \gamma = 3600 \frac{bh_1}{2} c v \gamma = 3600 \frac{b^2 c \operatorname{tg} \varphi_1}{4} v \gamma = 648 B^2 c v \gamma \operatorname{tg} \varphi_1 \text{ м/час;} \quad (1-6)$$

для бортовых конструкций настила (рис. 62, б):

$$Q_0 = 3600 F v \gamma = 3600 [0,25 B^2 c \operatorname{tg} \varphi_1 + B h \psi] v \gamma = 900 [B c \operatorname{tg} \varphi_1 + 4 h \psi] B v \gamma \text{ м/час,} \quad (2-6)$$

где  $\varphi_1 = 0,4 \varphi_0$ ;  
 $b = 0,85 B$ ;

$c$  — поправочный коэффициент (см. табл. 9, стр. 78);

$\psi$  — коэффициент заполнения бортового настила транспортера ( $\psi = 0,65 \div 0,8$ ).

Расчетные формулы производительности пластинчатого транспортера используются для определения главным образом ширины настила  $B$ .

При транспортировании кусковых грузов ширину настила следует также проверить в соответствии с размерами кусков груза по соотношениям:

для рядового груза  $B \geq 1,7a' + 200$  мм;  
для сортированного груза  $B \geq 2,7a' + 200$  мм;

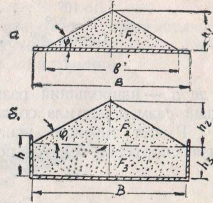


Рис. 62. Поперечное сечение по настилу пластинчатого транспортера:  
а — безбортовая конструкция;  
б — бортовая конструкция.

Значения коэффициента  $c$ 

Угол наклона транспортера	Тип настила	
	без бортов	с бортами
До 10°	1,0	1,0
10°—20°	0,9	0,95
Свыше 20°	0,85	0,9

где  $a'$  — наибольший размер характерного куска груза. Окончательный размер настила согласуется с данными ГОСТ 2035-54.

Расчет тягового усилия и расхода энергии для пластинчатых транспортеров ведется по методу, изложенному в главе IV.

### Скребокковые транспортеры

Принцип действия скребоккового транспортера заключается в том, что его тяговый орган, огибая приводной и отклоняющие устройства (звездочки, барабаны и пр.), несет на себе, расположенные на равном

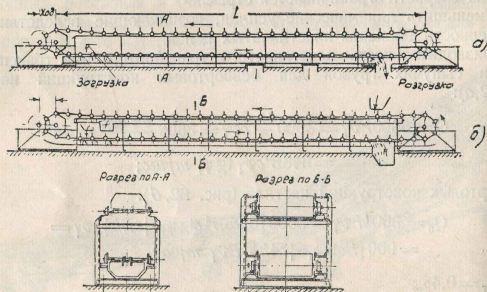


Рис. 63. Стационарный скребокковый транспортер:  
а — с одной рабочей ветвью; б — с двумя рабочими ветвями

расстоянии один от другого, скрепки. Скрепки, перемещаясь тяговым органом, проталкивают вперед себя транспортируемый материал отдельными порциями.

Скребокковые транспортеры применяются как стационарные (рис. 63) для перемещения материала по горизонтальному или наклонному направлению с одной (см. рис. 63, а) или двумя (см. рис. 63, б) рабочими ветвями, так и передвижные (рис. 64), применяющиеся в качестве самоподавателей для забора сыпучих материалов из насыпи.

Применяются скребокковые транспортеры обычно для насыпных грузов, обладающих хорошей сыпучестью.

На станине стационарного скребоккового транспортера (см. рис. 63) устанавливают желоб, по которому тяговый орган перемещает прикрепленные к нему скрепки.

Тяговый орган огиает две концевые звездочки, из которых одна приводная, а вторая — натяжная.

К преимуществам скребоккового транспортера относят сравнительно малую стоимость машины, удобство промежуточной загрузки и разгрузки желоба транспортера и простоту его конструкции.

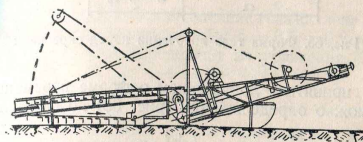


Рис. 64. Передвижной скребокковый транспортер

К основным недостаткам скребокковых транспортеров относят: сравнительно большой расход энергии вследствие трения материала о скребок и желоб, ускоренный износ желоба, а также дробление материала.

Вследствие большого сопротивления перемещаемого материала длина скребокковых транспортеров часто ограничивается 50—80 м.

Угол наклона скребокковых транспортеров обычно не превышает 35°, так как при дальнейшем его увеличении резко снижается производительность машины.

В качестве тягового органа в скребокковых транспортерах в отдельных случаях помимо цепей применяют металлические канаты и текстильные прозренинные ленты (у самоподавателей).

Скрепки транспортера имеют прямоугольную, трапецеидальную и круглую форму и изготавливаются обычно из листовой стали.

Желоб изготавливается из листовой стали, режущая кромка которого соответственно профилю скребокков. Зазор между скрепками и стенкой желоба принимается равным 3—5 мм.

Расчет скребоккового транспортера сводится к определению поперечного сечения желоба по заданной производительности машины и к определению расхода энергии на работу транспортера.

Производительность скребоккового транспортера определяют по формуле производительности машин непрерывного транспорта с периодической подачей груза

$$Q = 3600 \frac{a}{a'} v = 3600 \frac{1}{a'} v \gamma \text{ т/час.} \quad (3-6)$$

где  $a$  — расстояние между скрепками в м;  
 $a'$  — объем материала перед скрепкой машины в м<sup>3</sup>;  
 $v$  — скорость тяговой цепи;  
 $\gamma$  — объемный вес в т/м<sup>3</sup>.

При перемещении скребковыми транспортерами насыпного груза последний распределяется перед скребком в виде тела определенной формы (рис. 65), которая с известным приближением может быть принята за неравнобокую трапецию.

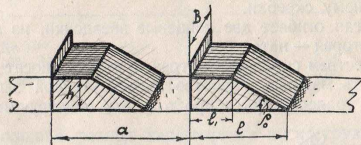


Рис. 65. Форма тела волочения перед скребками

Пользуясь принятым допущением о форме перемещаемого тела, его объем  $i$  можно определить (см. рис. 65) по формуле:

$$i = \frac{l_1 + l}{2} hB.$$

Так как

$$l = l_1 + h \operatorname{ctg} \rho_0,$$

то

$$i = \frac{l_1 + l_1 + h \operatorname{ctg} \rho_0}{2} hB = \frac{2l_1 + h \operatorname{ctg} \rho_0}{2} hB, \quad (4-6)$$

здесь  $\rho_0$  — угол обрушения материала (в условиях перемещения его скребками).

Отношение ширины желоба к его высоте обычно принимается

$$\delta = \frac{B}{h} = 3 \div 4.$$

Величина  $l_1$ , как показали опыты с волочением насыпных грузов, зависит от высоты тела волочения  $h$  и может быть принята  $l_1 = ch$ , где  $c$  — опытный коэффициент, зависящий от физических свойств перемещаемого материала.

Заменив в формуле (4-6)  $B$  и  $l$ , подставив их значения  $B = \delta h$  и  $l_1 = ch$ , получим:

$$i = \frac{2ch + h \operatorname{ctg} \rho_0}{2} h \delta h = \frac{2c + \operatorname{ctg} \rho_0}{2} \delta h^3.$$

Тогда формула производительности скребкового транспортера примет вид:

$$Q = 3600 \frac{2c + \operatorname{ctg} \rho_0}{2} \frac{\delta}{a} h^3 \gamma v. \quad (5-6)$$

Величина  $\frac{2c + \operatorname{ctg} \rho_0}{2} = k$  для каждого материала является постоянной и зависит от его физических свойств. В связи с этим формула (5-6) в окончательном виде примет вид:

$$Q = 3600 \frac{\delta}{a} kh^3 \gamma v. \quad (6-6)$$

Ввиду отсутствия достаточно полных данных о форме перемещаемого тела материала, расположенного перед скребком, производительность скребкового транспортера нередко определяют по упрощенной формуле:

$$Q = 3600 F c \psi \gamma v = 3600 B h c \psi \gamma v = 3600 \delta h^2 c \psi \gamma v \text{ м/час}, \quad (7-6)$$

где  $B$  — ширина желоба в м;  
 $h$  — высота желоба в м;

$\delta = \frac{B}{h} = 2,4 \div 4,0$  — коэффициент соотношения ширины и высоты желоба;

$c$  — коэффициент, учитывающий влияние угла наклона (см. табл. 10);

$\psi$  — коэффициент заполнения желоба;  $\psi = 0,5 \div 0,8$  (см. табл. 10). Рабочую высоту желоба определяют из уравнения (7-6)

$$h = \sqrt{\frac{Q}{3600 \delta c \psi \gamma v}} \text{ м}. \quad (8-6)$$

Скорость движения тягового органа принимается в зависимости от рода транспортируемого материала  $v = 0,1 \div 0,9$  м/сек (для самоподателей  $v = 0,1 \div 2,0$  м/сек).

Таблица 10

Материал	Значение коэффициента $c$ при угле наклона				Коэффициент $\psi$
	0°	10°	20°	30°	
Легкосыпучий (зерно, песок) . . . . .	1,0	0,85	0,65	0,5	0,5 ÷ 0,6
Плосксыпучий (кусковой уголь) . . . . .	1,0	1,0	0,85	0,75	0,7 ÷ 0,8

Величину тягового усилия и расход энергии для скребковых транспортеров определяют по методу, изложенному в главе IV, при этом на рабочей ветви должно быть учтено сопротивление от трения материала о желоб по формуле:

$$W_T = \xi q L f, \quad (9-6)$$

где  $f$  — коэффициент трения о дно желоба;

$\xi$  — коэффициент, учитывающий трение материала о стенки желоба ( $\xi = 1,3$ ).

На величине сопротивления движению сказывается положение скребка в желобе. Скребок не должен отклоняться от перпендикулярного к желобу положения, так как при отклонении возможно заклинивание скребка материалом. Для устранения возможного заклинивания необходимо принимать соотношение между шагом  $a$  и высотой скребка  $h$  по формуле  $a = (3 \div 6)h$ , создавая при этом в тяговом органе натяжение, препятствующее повороту скребка, равное  $S_0 = 300 \div 1000$  кг.

## Транспортеры с погруженными скребками

Транспортеры с погруженными скребками применяют для перемещения в закрытых желобах легкосыпучих пылевидных, зернистых и мелкокусковых материалов.

В зависимости от конструкции рабочих органов (скребков) они разделяются на два типа: с плоскими и контурными скребками.

Транспортеры с плоскими скребками применяют для перемещения грузов по горизонтали или под небольшим углом наклона к горизонту (не превышающим  $10-12^\circ$ ) (рис. 66).

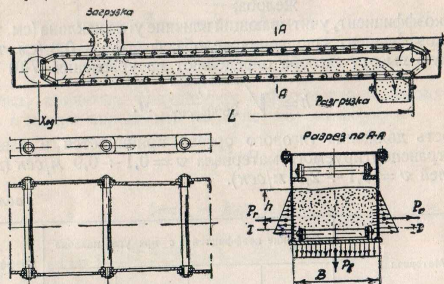


Рис. 66. Транспортер с погруженными плоскими скребками

Принцип действия такого транспортера основан на использовании разности между внутренними и внешними силами трения.

Транспортер с плоскими скребками состоит из закрытого желоба, по концам которого размещены приводное и натяжное устройства, и тягового органа (цепи или специальной текстильной ленты), огибающей звездочки или барабаны.

Нижняя рабочая ветвь тягового органа скользит по дну желоба, увлекая при этом перемещаемый материал, а верхняя нерабочая ветвь движется по направляющим, установленным в верхней части желоба.

Подача и разгрузка материала осуществляются в любом месте по длине желоба.

Принцип работы транспортера с плоскими скребками основан на том, что сопротивление срезу нижнего слоя материала (см. рис. 66), находящегося в профиле поперечного сечения цепи, больше сопротивления трения материала о стенки желоба, т. е.

$$F_1 > F_2,$$

где  $F_1$  — сила внутреннего трения в сечении 1-1 (см. рис. 66);

$F_2$  — сила внешнего трения — сила трения материала о стенки желоба.

Рассмотрим сечение желоба транспортера с плоской цепью, имеющего ширину  $B$  и высоту материала в нем  $h$ .

Величина вертикального давления сыпучего груза на дно при длине желоба, равной единице (см. главу 1), будет равна:

$$P_n = Bh\gamma \text{ кг.} \quad (10-6)$$

Величина равнодействующей горизонтального давления на стенки желоба:

$$P_r = \frac{1}{2} h^2 \gamma k = \frac{1}{2} h^2 \gamma t g^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right). \quad (11-6)$$

При движении между цепью и слоем вышележащего материала (в сечении 1-1) возникнут срезающие усилия, предельное значение которых будет равно силе трения слоя вышележащего материала по материалу, заключенному между скребками. Очевидно цепь при движении, как это указывалось выше, будет увлекать сыпучий груз только при условии:

$$P_n f_0 \geq 2P_r f, \quad (12-6)$$

т. е. силы внутреннего трения больше (либо равны) сил внешнего трения о желоб.

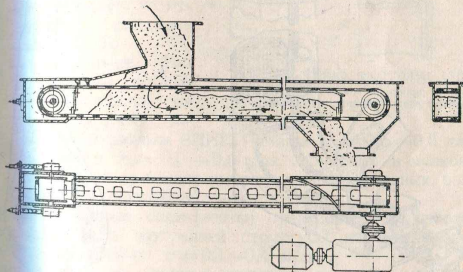


Рис. 67. Транспортер с перфорированной лентой

Подставив значение  $P_n$  и  $P_r$  из уравнений (10-6) и (11-6), будем иметь:

$$Bh\gamma f_0 > h^2 \gamma f t g^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right), \quad (13-6)$$

отсюда

$$\frac{h}{B} \leq \frac{f}{f_0 t g^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right)}.$$

Правая часть уравнения (13-6), определяющая физические свойства данного материала, является постоянной величиной, следовательно, и отношение  $\frac{h}{B} = \text{const}$ , что указывает на наличие некоторой предельной высоты  $h_{пр}$  для каждого вида транспортируемого материала.

Таким образом, максимально возможная высота материала в желобе, определяющая собой производительность машины, устанавливается при загрузке транспортера автоматически.

Длина перемещения материалов транспортерами с плоской цепью достигает 60—80 м.

Для горизонтального перемещения сыпучих грузов в закрытом желобе можно применять также транспортер, в котором вместо цепи

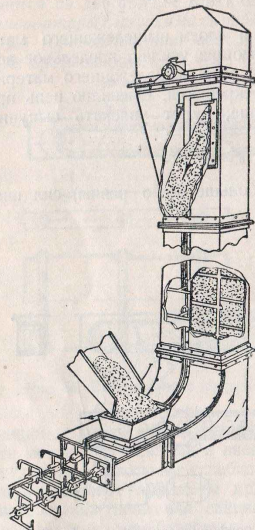


Рис. 68. Транспортер с погруженными контурными скребками, стационарный

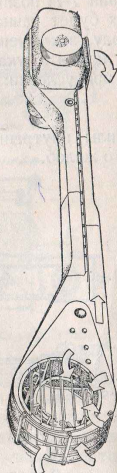


Рис. 69. Транспортер с погруженными скребками для выгрузки зерна из трюмов

со скребками использована текстильная прорезиненная лента с прямоугольными отверстиями, равномерно расположенными по ее длине (рис. 67). Такой транспортер компактен, но его длина ограничивается прочностью тягового органа.

Транспортер с контурными скребками (рис. 68) в отличие от транспортера с плоскими скребками может перемещать сыпучий груз как по горизонтали, так и по вертикали, а при помощи этих транспортеров специальной конструкции, перемещающих материалы только в вертикальном направлении, можно выгружать сыпучие материалы из трюмов судов (рис. 69).

Способность транспортера с контурными скребками перемещать сыпучие материалы в вертикальном направлении обусловлена тем,

что контурные скребки, охватывая большую часть периметра вертикального желоба, вследствие сводчатой структуры сыпучего материала воспринимают на себя большую часть веса от слоя груза, находящегося между скребками (в пределах шага скребков).

Контурные скребки по своему очертанию (рис. 70) бывают различной формы: V-образные, H-образные и др.

Производительность транспортеров с плоскими (погруженными) скребками определяют по уравнению:

$$Q = 3600 F \gamma k_1 k_2 k_3 = 3600 B h \gamma k_1 k_2 k_3 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (14-6)$$

где  $k_1$  — коэффициент, учитывающий объем, занимаемый цепью в желобе ( $k_1 \approx 0,95$ );  
 $k_2$  — коэффициент уплотнения материала ( $k_2 \approx 1,05$ );  
 $k_3$  — коэффициент, учитывающий отстаивание материала от цепи во время движения (по данным ВНИИПТМаша  $k_3 = 0,45 \div 0,8$  для пылевидных и  $k_3 = 0,6 \div 0,9$  для зернистых и мелкокусковых материалов; меньшие значения для вертикальных, большие — для горизонтальных транспортеров).

Скорость движения цепи (ленты) транспортера во избежание нарушения устойчивой внутренней структуры перемещаемых грузов применяется в пределах  $v = 0,1 \div 0,4 \text{ м/сек}$ .

Величину тягового усилия и мощность двигателя определяют по методу, изложенному в главе IV, при этом на горизонтальной или наклонной ветвях должны быть учтены сопротивления трения материала о стенки желоба, равные:

$$W'_{\text{тр}} = \gamma h^2 f L \cos \alpha \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right), \quad (15-6)$$

а на вертикальной ветви:

$$W''_{\text{тр}} = \frac{1}{2} \gamma l^2 (2B + 2c) \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right) \frac{H}{l} f = \gamma l (B + c) \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right) H f, \quad (16-6)$$

где  $h$  — высота слоя перемещаемого материала в горизонтальной ветви транспортера в м;  
 $f$  — коэффициент внешнего трения;  
 $L$  — длина горизонтальной части транспортера в м;

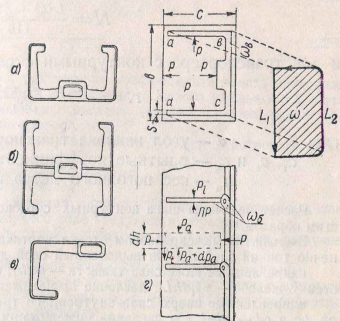


Рис. 70. Форма контурных скребков: а — U-образные; б — H-образные; в — L-образные; з — схема к расчету шага скребков

$t$  — шаг скребков в  $m$ ;

$H$  — высота подъема материала транспортером в  $m$ ;

$B$  и  $c$  — размеры поперечного сечения желоба в  $m$ .

Для предварительных расчетов мощность двигателя может быть определена по эмпирическим формулам: для транспортера с плоскими скребками

$$N = \frac{L(Q + 3a_n v)}{110} \quad (17-6)$$

и для транспортера с контурными скребками

$$\dot{N} = \frac{c_1 L + c_2 H + 0,3 c_3 Q}{305} \quad (18-6)$$

где:  $\alpha$  — угол наклона транспортера к горизонту;  
 $c_1$ ,  $c_2$  и  $c_3$  — опытные коэффициенты (см. приложение 5);  
 $q_n$  — вес погонного метра цепи в  $кг/м$ .

Расчет величины шага контурных скребков может быть произведен следующим образом.

Выделим в межскребковом отсеке вертикального желоба (см. рис. 70,2) бесконечно тонкий слой  $dh$ . На выделенный слой действуют силы: направленные вниз: сила тяжести —  $\omega dh \gamma$ ; сила трения о свободную от скребка стенку желоба —  $p f_1 dh L_1$ ; давление вышележащих слоев материала —  $P_a \omega$ ; направленные вверх: сила внутреннего трения по вертикальным поверхностям  $ab$ ,  $bc$  и  $cd$  —  $p dh L_2 f$  и давление нижележащих слоев —  $(p_a + dp_a) \omega$ .

Условие равновесия слоя  $dh$  можно записать:

$$\omega dh \gamma + p f_1 dh L_1 + p_a \omega = p dh L_2 f + (p_a + dp_a) \omega.$$

Приняв отношение горизонтального давления к вертикальному

$$\frac{p}{p_a} = n,$$

можно записать:

$$\omega dh \gamma + \frac{p \omega}{n} = (p + dp) \frac{\omega}{n} + p dh (f L_2 - f_1 L_1),$$

откуда

$$dh = \frac{dp}{\gamma n - \frac{f L_2 - f_1 L_1}{\omega} p n}.$$

Обозначив всегда положительную величину

$$\frac{n(f L_2 - f_1 L_1)}{\omega} = a_1, \quad (19-6)$$

после интегрирования и преобразования получим:

$$p = \frac{\gamma n}{a} \left( 1 + \frac{1}{e^{a_1 h}} \right). \quad (20-6)$$

Давление  $p$ , вычисленное уравнением (20-6), быстро приближается к пределу  $p = \frac{\gamma n}{a}$ .

Подставив значение  $a$  из (19-6), получим:

$$p = \frac{\gamma \omega}{f L_2 - f_1 L_1}. \quad (21-6)$$

Если обозначить:

$$\frac{\omega}{L_1 + L_2} = r \text{ гидравлический радиус желоба и}$$

$$\frac{L_2}{L_1 + L_2} = \psi - \text{коэффициент охвата материала контурным скребком, то уравнение (22-6) примет вид:}$$

$$p = \frac{\gamma r}{\psi(f + f_1) - f_1}. \quad (22-6)$$

Из уравнения (22-6) видно, что с увеличением коэффициента охвата материала контурным скребком давление на стенки вертикального желоба уменьшается, а это в свою очередь приводит к уменьшению расхода энергии на преодоление сил трения в вертикальном участке транспортера.

На весь объем материала в отсеке цепи по высоте  $t$  будут действовать силы, направленные вниз:

трение материала о стенки желоба —  $2(b + c)t pf$ ;

вес материала в объеме скребков —  $t \gamma b c k^1$ ;

Эти силы преодолеваются при движении скребковой цепи транспортера, так как цепь воздействует на объем сыпучего тела следующим образом:

сила воздействия активной (верхней) поверхности скребка на сыпучее тело  $S_1 = p \omega a$ ;

сила трения боковых поверхностей звена цепи о сыпучее тело  $S_2 = p \omega b f$ .

Учитывая минимальное давление на тыльной стороне скребка (для удержания равновесия сыпучего тела), направленно вниз,  $S_3 = p \omega b$ , условия равновесия объема материала в отсеке цепи можно записать:

$$2(b + c)t pf + t \gamma b c k^1 = p_i \omega a + p \omega b f - p \omega b,$$

где  $k^1$  — геометрический коэффициент использования объема желоба;

$\omega_a$  — верхняя активная поверхность скребка;

$\omega_b$  — боковая поверхность скребка и цепи.

Тогда давление материала на скребок

$$p_i = \frac{p}{\omega_a} \left[ 2(b + c) f t + \frac{t \gamma b c k^1}{p} + n \omega_b - \omega_b f \right]. \quad (23-6)$$

При проектировании транспортеров с контурными скребками принимают  $p_i \leq \frac{p}{n^2}$ . Тогда из уравнения (23-6) определяют величину шага скребков.

## Люлочные конвейеры

Люлочные конвейеры получили широкое применение для транспортирования и пооперационного перемещения по пути технологического процесса различных штучных грузов (хлебные, кондитерские, консервные и другие изделия пищевой промышленности, поковки, отрезки труб и другие изделия в металлообрабатывающей промышленности и т. д.)

На рис. 71,а приведен люлочный конвейер люлочно-подковой хлебобулочной печи, состоящий из тягового органа (обычно пластинчатая втулочно-катковая цепь — ГОСТ 588-54), приводных и натяжных вездочек и несущих элементов — люлек. Конструкция люлек весьма разнообразна; их размеры и форма зависят от размеров, формы и веса перемещаемого груза.

Перемещение грузов люлочными конвейерами часто производится по весьма сложной трассе (рис. 71, б), состоящей из горизонтальных и вертикальных участков, расположенных в одной вертикальной плоскости.

Загрузка и разгрузка люлек производится как вручную, так и автоматически.

Производительность люлочных транспортеров определяется по формуле:

$$Q = 3,6 \frac{G}{a} v = 3,6 \frac{v \gamma i}{a} \sigma \text{ т/час.}, \quad (24-6)$$

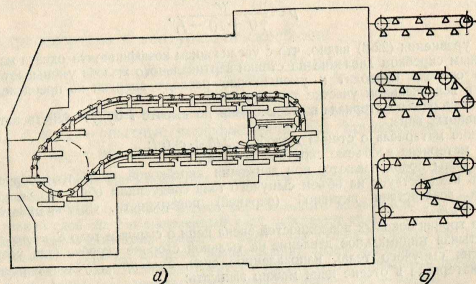


Рис. 71. Люлочный конвейер:  
а — конвейер подковой печи; б — схема трасс

где  $G$  — вес груза в одной люлке в кг;  
 $a$  — расстояние (шаг) между люлками в м;  
 $i$  — объем люлки в м<sup>3</sup>;  
 $\psi$  — коэффициент заполнения люлки ( $\psi = 0,7 \div 0,9$ ).

Скорость движения тягового органа у люлочных конвейеров определяется чаще всего условиями технологического процесса и редко превышает 0,25 м/сек.

Длина горизонтального перемещения грузов люлочным конвейером не превышает 100—150 м при высоте вертикальных участков до 20—30 м.

Расчет люлочных конвейеров (тяговое усилие и потребная мощность электродвигателя) производится обычным методом (см. главу IV).

### Подвесные конвейеры

В отличие от люлочных подвесные конвейеры состоят из одинарной линии замкнутого тягового элемента (пластинчатые или специальные цепи, резе стальной канат, несущие подвески с грузом), замкнутого подвесного рельсового пути приедных и натяжных устройств (рис. 72).

Подвесные конвейеры применяют для непрерывного или периодического перемещения штучных грузов (весом до 2 т) в машиностроительной, пищевой, текстильной и других видах промышленности для транспортирования грузов и перемещения изделий в процессе их обработки (очистка, травление, металлопокрытие, окраска, сушка и т. д.).

К достоинствам подвесных конвейеров относятся: пространственная трасса и ее легкая приспособляемость к изменениям направления; сравнительно большая длина трассы (до 500 м и более при многодвигательных приводах); экономия производственной площади; сравнительно малый расход энергии и др.

Основные параметры подвесных конвейеров установлены ГОСТ 5946-51.

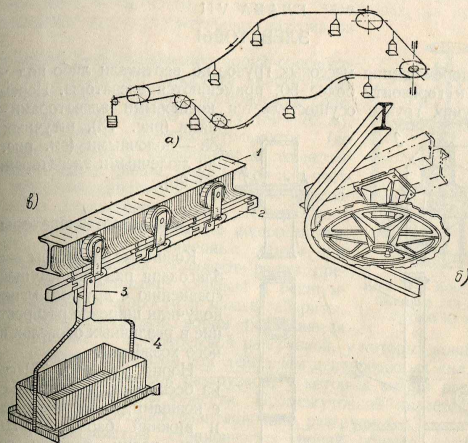


Рис. 72. Подвесной конвейер:  
а — комбинированная трасса; б — поворотная станция; в — элементы транспортера; 1 — ходовой путь; 2 — тяговой орган (цепь); 3 — тележка; 4 — подвеска

Конструкции тележек и их расстановка на тяговом органе определяются характером и размером груза, а также требованиями технологического процесса.

Производительность подвесного конвейера определяют по формуле (19-6).

Наименьшая величина шага подвесок определяется размерами и формой груза, а также условиями и трассой транспортирования.

Скорость движения груза устанавливают в зависимости от его веса, заданной производительности конвейера и способов загрузки и выгрузки, пределы ее 0,05—0,5 м/сек. У технологических конвейеров скорость определяется требованиями производства.

Тяговый расчет подвесного конвейера ведется аналогично расчетам других видов конвейеров с тяговым органом (см. главу IV). Минимальное натяжение  $S_0$  в тяговом органе подвесного конвейера

должно быть обеспечено не менее 50—100 кг. Выбор тягового органа ведется по максимальному расчетному натяжению  $S_{max}$  данного конвейера, которое определяют при помощи последовательного суммирования сопротивлений на отдельных участках трассы конвейера.

## ГЛАВА VII ЭЛЕВАТОРЫ

Для перемещения массовых грузов по вертикали либо под углом наклона к горизонту более 50, применяются элеваторы. Перемещение сыпучих грузов осуществляется ковшовыми элеваторами — нориями (рис. 73), штучных грузов — полочными (см. рис. 89) или долечными элеваторами (см. рис. 90).

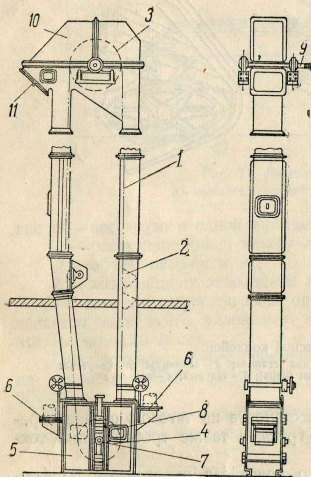


Рис. 73. Общий вид нории:

1 — дент; 2 — ковши; 3 — барабан головки нории; 4 — барабан башмака нории; 5 — башмак нории; 6 — питающий носок; 7 — натяжное устройство; 8 — смотровой люк; 9 — вал головки нории; 10 — головка нории; 11 — отверстие для выхода разгружаемого материала

зачерпывают материал из башмака нории и транспортируют его к головке нории, где под действием сил тяжести и инерции материал высыпается из ковши и поступает в разгрузочное отверстие, откуда подается по назначению.

### Ковшовые элеваторы

Ковшовые элеваторы — нории благодаря ряду преимуществ по сравнению с другими машинами получили широкое распространение в различных отраслях народного хозяйства.

Нория (см. рис. 73) состоит из бесконечного тягового органа с ковшами, огибающего верхний и нижний барабаны. Нижняя часть нории, башмак, состоит из насаженных на ось барабана или звездочек кожуха и питающих носков. Верхняя часть нории — головка состоит из приводного вала, опирающегося на два подшипника, и насаженного на него барабана (звездочек), кожуха и приводного механизма. Между башмаком и головкой нории тяговый орган с ковшами заключен в трубы прямоугольного сечения.

При движении тягового органа укрепленные на нем ковши

сыпучий груз на норию можно подавать через питающие носки или непосредственно из кучи. В последнем случае используют башмак специальной конструкции (рис. 74).

Нории применяют для транспортирования различных сыпучих грузов: пылевидных, зернистых и кусковых.

Нории нашли широкое применение в большинстве отраслей промышленности и, в частности, на зерновых элеваторах, на предприятиях промышленности строительных материалов и т. д.

Широкому распространению норий способствовал ряд достоинств: простота конструкции, малые габаритные размеры, возможность подачи груза на значительную высоту (50—70 м, большой диапазон производительности (до 700 м<sup>3</sup>/час). Наряду с указанными достоинствами нории обладают рядом недостатков и, в частности, чувствительностью к перегрузке и необходимостью равномерной подачи материала.

В качестве тягового органа в нориях применяют текстильные прорезиненные ленты или цепи. Ленточные нории обладают рядом преимуществ перед цепными: плавный и бесшумный ход, большие скорости и малые габариты.

По способу разгрузки нории разделяются на быстроходные с центробежной разгрузкой, у которых ковши разгружаются главным образом под действием центробежных сил, и тихоходные с гравитационной разгрузкой, у которых ковши разгружаются под действием силы тяжести. Промежуточной является нория со смешанной центробежно-гравитационной разгрузкой.

Основные параметры стационарных норий общего назначения установлены по ГОСТ 2036-53, а нории для зерна и продуктов переработки по ГОСТ 1951-54.

### Основные параметры норий

К числу основных параметров норий относятся: высота подъема груза, скорость тягового органа, производительность и мощность двигателя для привода машины в движение.

Высота подъема грузов обычно равна 40—50 м, в отдельных случаях достигает 65—70 м.

Скорость тягового органа нории устанавливают в зависимости от физических свойств транспортируемого материала. На основании опытных данных можно рекомендовать значения скорости тягового органа нории, приведенные в табл. 11.

Скорость тягового органа нории, где это возможно, необходимо выбирать наибольшей. Несмотря на то, что при увеличении скорости растут сопротивление зачерпывания продукта, износ ковшей, измельчение груза, а также снижается коэффициент заполнения норийных ковшей, увеличение скорости ведет к росту производительности и

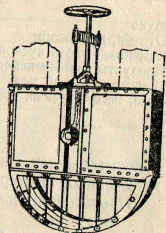


Рис. 74. Конструкция башмака для забора грузов из кучи

Таблица 11

Материал	Тип ковшей	Скорость в м/сек	
		ленты	цепи
Зерно	$\left\{ \begin{array}{l} \text{I} \\ \text{II} \\ \text{III} \end{array} \right.$	1,5—2,0	—
		2,5—4,0	—
		2,0—3,0	—
Мука	$\left\{ \begin{array}{l} \text{I} \\ \text{II} \end{array} \right.$	1,2—1,4	—
Отруби, комбикорм		1,0—1,2	—
Каменный уголь кусковой	Глубокие	1,6—2,0	1,25—1,6
Продукты помола каменного угля	Глубокие	—	0,6—0,8
Цемент, молотый мел	Мелкие	1,25—1,8	1,25—1,6
Зола, песок, гравий, шлак	Глубокие чешуйчатые	0,6—0,8	0,6—0,8

относительному снижению величины усилия в тяговом органе при неизменных размерах норри.

Производительность норри определяют по уравнению:

$$Q = 3,6 \frac{i}{\alpha} \psi \gamma v = 3,6iZ\psi\gamma v \text{ т/час}, \quad (1-7)$$

где  $\psi$  — коэффициент заполнения ковша, равный отношению объема материала в ковше к геометрическому объему ковша; он принимается равным 0,45—0,9;

$Z$  — число ковшей на погонный метр;

$i$  — емкость ковша выбирают по таблицам (см. приложения 6, 7);

$a$  — расстояние между ковшами; для норри общего назначения принимаются равными  $a = (2,5 \div 3,0) h$ , где  $h$  — высота ковша, для норри с чешуйчатыми ковшами  $a = h$ , для зерновых и мучных норри  $a = (0,15 \div 0,25) m$  в зависимости от размера ковша.

Мощность двигателя для привода норри и величину натяжения в тяговом органе определяют по методу, изложенному в главе IV.

В норриях необходимо дополнительно учитывать сопротивление на зачерпывание материала  $W_{\text{зач}}$ .

Величина этого сопротивления зависит от физических свойств транспортируемого материала, скорости движения ковша, величины зазоров между ковшом и стенками башмака, условий поступления материала в башмак и ряда других факторов.

Принимая начальную скорость материала при его встрече с ковшом равной нулю и пользуясь теоремой живых сил, можно записать:

$$W_{\text{зач}} \cdot v = \beta \frac{mv^2}{2} = \beta \frac{Q}{3,6g} \frac{v^2}{2}, \quad (2-7)$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий работу на неучтенные сопротивления в долях кинетической энергии.

Решая уравнение (2-7) относительно  $W_{\text{зач}}$ , получим:

$$W_{\text{зач}} = \frac{\beta Q}{3,6v} \frac{v^2}{2g} = \beta g \frac{v^2}{2g} = kv, \quad (3-7)$$

где  $k = \beta \frac{v^2}{2g}$  — удельный расход энергии на зачерпывание материала, величина которого может быть определена эмпирически по формуле  $k = (6 \div 10) D_g$ , где  $D_g$  — диаметр барабана;  $q$  — нагрузка материала на 1 пог. м ленты барабана башмака норри в  $m$ ; величина  $k$  может быть также принята из табл. 12.

Таблица 12

Скорость тягового органа в м/сек	(По Гафштенгелю)			
	Материал			
	зерно	уголь мелкий	уголь кусковой	кокс
0,5	—	1,0—1,75	2,4—3,0	1,2—3,4
0,75	0,95—2,4	0,8—1,8	2,2—2,7	1,8—3,4
1,0	1,0—2,6	1,2—2,4	2,7—3,3	2,8—9,0
1,25	1,3—3,2	1,6—3,1	4,4	4,2—10,1
1,5	2,1—4,4	2,2—4,4	6,0	5,4—11,4

Мощность на головном валу норри может быть определена приложено по формуле:

$$N_0 = \frac{QH}{367} \left( A + B \frac{q_0}{Q} v + C \frac{v^2}{H} \right) \text{ кВт}, \quad (4-7)$$

где  $A, B, C$  — коэффициенты, зависящие от типа норри (табл. 13).

Таблица 13

Тип норри	Значение коэффициентов		
	A	B	C
Ленточная норри с центробежной разгрузкой	1,14	1,60	0,25
Ленточная норри с гравитационной разгрузкой	1,14	1,30	0,70
Цепная норри с центробежной разгрузкой	1,12	1,10	0,25
Цепная норри с гравитационной разгрузкой	1,13	0,80	0,70

Величина относительного погонного веса ходовых частей норри  $\frac{q_0}{Q}$  может быть принята для ориентировочных расчетов по табл. 14.

$\frac{q_0}{Q}$  — Пол относительным погонным весом ходовых частей норри понимается вес погонного метра ковша с тяговым органом в кг, отнесенный к производительности норри в т/час

Таблица 14

Производительность нории <i>м/час</i>	Денточные нории		Одношпелые нории		Двухшпелые нории	
	Ковши глубокие и медве	Ковши че- шуйчатые	Ковши глубокие и медве	Ковши че- шуйчатые	Ковши глубокие и медве	Ковши че- шуйчатые
До 10 . . . . .	0,60	—	1,1	—	—	—
От 10 до 25 . . . . .	0,5	—	0,8	—	1,2	—
От 25 до 50 . . . . .	0,45	0,6	0,6	0,85	1,0	—
От 50 до 100 . . . . .	0,40	0,55	0,5	0,70	0,8	1,1
Свыше 100 . . . . .	0,35	0,50	—	—	0,6	0,9

### Процесс заполнения и разгрузки норийных ковшей

Рабочий процесс нории включает три основных этапа: заполнение ковшей материалом, транспортирование материала от башмака к головке нории, разгрузка ковшей в головке нории.

Процесс заполнения норийных ковшей играет важную роль в работе нории, так как от его правильного течения зависит производительность машины.

Совершенство процесса заполнения оценивается коэффициентом заполнения ковша  $\psi$ , равным

$$\psi = \frac{\text{объем груза, перемещаемого ковшом}}{\text{геометрический объем ковша}}$$

Процесс зачерпывания груза ковшом нории является весьма сложным и зависит от скорости движения и формы ковшей, направления и способа подачи груза в башмак нории, физических свойств груза и других факторов.

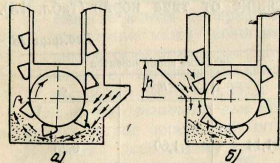


Рис. 75. Схема подачи груза в башмак нории:  
а - по ходу; б - против хода

При движении груза „по ходу“<sup>1</sup> (см. рис. 75, а) он, поступая в башмак, встречает на своем пути дно ковша, поэтому в момент встречи ковша с грузом не может произойти заполнение.

Заполнение ковша происходит при перемещении груза ковшом и завершается в момент выхода ковша из материала.

При подаче груза „против хода“<sup>2</sup> (см. рис. 75, б) поток его, встречая на своем пути открытую часть ковша, заполняет ее, в результате устраняется излишнее перемещение груза в башмаке нории.

<sup>1</sup> Направление движения потока груза и ковша совпадают.

<sup>2</sup> Направление движения потока груза прямо противоположно направлению движения ковша.

Условия заполнения норийного ковша при подаче груза „по ходу“ не благоприятствуют его заполнению, уменьшают величину коэффициента заполнения, повышают расход энергии на зачерпывание. Для снижения отрицательных последствий этого способа подачи материала питающий носок нории располагают на башмаке так, чтобы было обеспечено минимальное перемещение груза ковшами от точки его поступления в башмак нории до места заполнения ковшей. Для выполнения этого требования дно питающего носка располагают ниже горизонтальной оси барабана (см. рис. 75, а).

При подаче груза „против хода“ для увеличения возможности прямого заполнения ковшей грузом дно питающего носка располагается выше горизонтальной оси барабана (см. рис. 75, б).

Для зерновых норий при подаче материала „против хода“ высота питающего носка от горизонтальной оси барабана (см. рис. 75, б) принимается для производительности от 100 *м/час*, равной  $h = 400 \div 500$  мм, для производительности 175  $\div$   $\div$  350 *м/час*  $h = 500 \div 575$  мм.

В случае зачерпывания груза из насыпи условия заполнения ковшей ухудшаются, что ведет к снижению коэффициента заполнения.

Величина коэффициентов заполнения норийного ковша в зависимости от скорости движения и подачи груза для зерновых и мучных продуктов приведена в табл. 15.

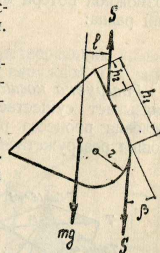


Рис. 76. Схема сил, действующих на норийный ковш

Таблица 15

Скорость тягового органа в <i>м/сек</i>	Значение коэффициента заполнения ковша		
	при подаче „против хода“*	при подаче „по ходу“*	при черпании из насыпи
1,0 — 1,5	1,0	0,95	0,6
1,5 — 2,5	0,85	0,75	0,5
2,5 — 4,0	0,8	0,7	0,45

Транспортирование груза от башмака к головке нории. После перехода горизонтальной оси барабана башмак ковша совершает прямолинейное равномерное движение. При таком движении на ковш действует только сила тяжести, которая стремится повернуть его на некоторый угол. Положение ковша в этом случае уравнивается натяжением тягового органа (рис. 76). Поворот ковша на угол  $\beta$  сопряжен с потерей груза, поэтому необходимо или устранить возможность поворота ковша, или свести ее до такого минимума, при котором потери не будут иметь места.

Силой, препятствующей повороту ковша, является натяжение  $S$ , создаваемое натяжным устройством нории. Величина этой силы определяется из условий равновесия ковша, заполненного материалом (см. рис. 76).

$$mgl = S(h_1 - h_2) \sin \beta \quad (5-7)$$

Решая уравнение (5-7) относительно величины  $S$  и принимая значение угла  $\beta = 2^\circ$ , получим:

$$S = \frac{mg'l}{(h_1 - h_2) \sin \beta} = \frac{28,7 mg'l}{h_1 - h_2}. \quad (6-7)$$

Величина усилия в натяжном устройстве норрии для устранения возможной потери материала на прямолинейном пути транспортирования равна:

$$G = 2S = \frac{57,4 mg'l}{h_1 - h_2}. \quad (7-7)$$

**Разгрузка ковша норрии.** Процесс разгрузки норриных ковшей оказывает существенное влияние на работу норрии. Оптимальные условия процесса разгрузки определяются способностью норриного ковша разгрузиться при движении на барабане головки норрии.

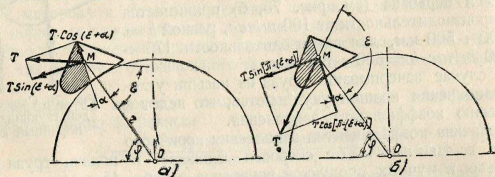


Рис. 77. Схема сил, действующих на частицу в норрином ковше: а — при движении к наружной кромке; б — при движении к внутренней кромке

Рассмотрим поведение частиц груза в процессе разгрузки норриных ковшей.

При набегании ковша на барабан головки норрии на находящийся в ковше груз кроме сил тяжести начинают действовать и центробежные силы. Равнодействующая этих сил  $T$  будет действовать на любую частицу груза, находящегося в ковше (рис. 77).

Рассмотрим частицу  $M$ , лежащую на поверхности груза в ковше (рис. 77, а).

Положение частицы  $M$  определяется радиусом  $r$  и углом  $\varphi$ , а положение поверхности груза определяется углом  $\alpha$  между касательной к поверхности в точке  $M$  и радиусом  $r$ . Направление равнодействующей  $T$  определено углом  $\varepsilon$ .

Из условия движения частицы  $M$  по поверхности груза к наружной стенке ковша следует (рис. 77, а):

$$T \cos(\varepsilon + \alpha) \geq T \sin(\varepsilon + \alpha) f_0.$$

Отсюда

$$\operatorname{ctg}(\varepsilon + \alpha) \geq \operatorname{tg} \rho_0$$

и

$$\varepsilon \leq \frac{\pi}{2} - (\rho_0 + \alpha). \quad (8-7)$$

Из условия движения частицы  $M$  по поверхности груза к внутренней стенке ковша (рис. 77, б) следует:

$$T \cos[\pi - (\varepsilon + \alpha)] \geq T \sin[\pi - (\varepsilon + \alpha)] f_0,$$

отсюда

$$\operatorname{ctg}[\pi - (\varepsilon + \alpha)] \geq \operatorname{tg} \rho_0$$

и

$$\varepsilon \geq \frac{\pi}{2} + (\rho_0 - \alpha). \quad (9-7)$$

Очевидно, что при всех значениях угла  $\varepsilon$ , удовлетворяющих уравнению (8-7) или (9-7), частицы будут двигаться к наружной или внутренней стенке ковша, направление движения зависит от величины угла  $\varepsilon$ .

Для нахождения закона изменения угла  $\varepsilon$  рассмотрим частицу  $M$ , лежащую на поверхности сыпучего груза до момента ее перехода через предельное равновесие<sup>1</sup> (рис. 78).

На частицу  $M$  действуют силы тяжести  $G = mg$  и центробежная сила  $C = m\omega^2 r$ . Равнодействующая сил, действующих на частицу  $M$ , равна

$$\bar{T} = \bar{C} + \bar{G}.$$

Продолжив равнодействующую  $T$  до пересечения с вертикальным диаметром барабана, рассмотрим треугольники  $СТМ$  и  $ОРМ$ .

Из подобия этих треугольников следует:

$$\frac{OM}{OP} = \frac{MC}{MG} = \frac{m\omega^2 r}{mg} = \frac{\omega^2 r}{g}, \quad (10-7)$$

или

$$OP = h = OM \frac{g}{r\omega^2} = \frac{g}{\omega^2}. \quad (11-7)$$

Точку  $P$  называют полюсом, а расстояние  $h$  — полюсным расстоянием.

В уравнении (11-7) правая часть для данной норрии есть величина постоянная для всех положений ковша на барабане головки норрии и для всех положений частицы в ковше. Следовательно, полюс  $P$  является геометрическим местом пересечений направления равнодействующих с вертикальной осью барабана; полюс не изменяет своего положения и оно может быть определено полюсным расстоянием  $h$ .

Пользуясь величиной полюсного расстояния, всегда можно графически найти такое положение ковша на верхнем барабане, при котором угол  $\varepsilon$  будет отвечать условию (8-7) или (9-7), что определит возможное направление перемещения груза в ковше при его разгрузке.

<sup>1</sup> Под предельным равновесием понимаем такое состояние сыпучего груза, при котором приложение сколько-нибудь малого усилия к грузу вызывает его перемещение.

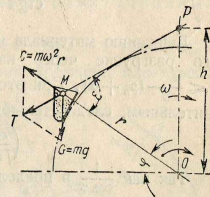


Рис. 78. Схема сил, действующих на частицу материала в ковше до предельного ее равновесия

Из  $\triangle OPM$ , пользуясь теоремой синусов, можно записать:

$$\frac{OM}{OP} = \frac{\sin \angle MPO}{\sin \angle PMO} = \frac{\sin \left[ \frac{\pi}{2} - (\varepsilon - \varphi) \right]}{\sin \varepsilon} = \frac{\cos (\varepsilon - \varphi)}{\sin \varepsilon}. \quad (12-7)$$

Подставив в уравнение (12-7) значение  $\frac{OM}{OP}$  из уравнения (10-7), получим:

$$\frac{r\omega^2}{g} = \frac{\cos (\varepsilon - \varphi)}{\sin \varepsilon} = \operatorname{ctg} \varepsilon \cos \varphi + \sin \varphi.$$

Решая уравнение относительно  $\operatorname{ctg} \varepsilon$ , получим:

$$\operatorname{ctg} \varepsilon = \left( \frac{r\omega^2}{g} - \sin \varphi \right) \frac{1}{\cos \varphi}. \quad (13-7)$$

Движению материала к наружной стенке ковша и последующей его разгрузке через наружную кромку соответствует условие  $\varepsilon \leq \frac{\pi}{2} - (\rho_0 + \alpha)$ . При этом значении угла  $\operatorname{ctg} \varepsilon$  всегда будет положительным, следовательно, правая часть уравнения (13-7) будет

$$\left( \frac{r\omega^2}{g} - \sin \varphi \right) \frac{1}{\cos \varphi} > 0.$$

Так как  $\frac{1}{\cos \varphi}$  в пределах изменения угла  $\varphi$  всегда будет больше нуля, то множитель левой части неравенства должен удовлетворять условию:

$$\frac{r\omega^2}{g} - \sin \varphi > 1.$$

Это неравенство будет иметь место при всех значениях угла  $\varphi$  только в том случае, когда:

$$\frac{r\omega^2}{g} \geq 1 \text{ или } \frac{r}{h} > 0. \quad (14-7)$$

Движению материала к внутренней стенке ковша и его разгрузке через внутреннюю кромку соответствует условие  $\varepsilon \geq \frac{\pi}{2} + (\rho_0 - \alpha)$ .

При всех значениях угла  $\varepsilon$ , соответствующих разгрузке через внутреннюю кромку ковша,  $\operatorname{ctg} \varepsilon$  всегда будет отрицательным, и, следовательно, правая часть уравнения (13-7) для этого случая будет:

$$\left( \frac{r\omega^2}{g} - \sin \varphi \right) \frac{1}{\cos \varphi} < 0.$$

Учитывая область изменения  $\cos \varphi$ , можно записать, что:

$$\frac{r\omega^2}{g} - \sin \varphi < 0,$$

что может иметь место только при значении

$$\frac{r\omega^2}{g} < 1, \text{ или } \frac{r}{h} < 1. \quad (15-7)$$

Пользуясь неравенством (14-7) и (15-7), можно сформулировать условия, определяющие вид разгрузки норриного ковша.

При разгрузке норриного ковша через наружную кромку  $\frac{r\omega^2}{g} \geq 1$  и  $\frac{r}{h} > 1$  (уравнение 14-7). В этом случае величина центростремительного ускорения превышает ускорение силы тяжести. Такой вид разгрузки принято называть центробежной, а норию — быстродходной.

Разгрузку норриного ковша через его внутреннюю кромку (уравнение 15-7) соответствует  $\frac{r\omega^2}{g} < 1$  и  $\frac{r}{h} < 1$ . В этом случае центростремительное ускорение меньше ускорения силы тяжести. Такой вид разгрузки норриного ковша принято называть гравитационным, а норию тихходной.

В случае, когда  $\frac{r\omega^2}{g} = 1$ , или  $\frac{r}{h} = 1$  (где  $r$  взято для точки, лежащей последние между наружной и внутренней кромкой), имеет место смешанная разгрузка, называемая центробежно-гравитационной. Действительно, для частицы груза, находящейся у передней кромки ковша, будет иметь место соотношение  $\frac{r_1\omega^2}{g} > 1$ , так как  $r_1 > r$ , а для частиц, находящихся у задней кромки  $\frac{r_2\omega^2}{g} < 1$ , так как  $r_2 < r$ . В этом случае материал будет разгружаться как через наружную, так и через внутреннюю кромку ковша.

Установив направление движения груза в ковше, т. е. вид разгрузки, рассмотрим процесс разгрузки ковша от начала до полного опорожнения последнего.

При набегании норриного ковша на барабан головки нории, частицы груза, находящиеся под действием равнодействующей силы после перехода ковшом положения предельного равновесия (рис. 79), соответствующего углу  $\varphi_n$ , начинают перемещаться к задней или передней стенке ковша. Величина угла  $\varphi_n$  может быть найдена из уравнения (13-7), приняв, что  $\varphi = \varphi_n$ :

$$\operatorname{tg} \varphi_n = \frac{r\omega^2 \sqrt{1 - \frac{r^2\omega^4}{g^2} + \operatorname{ctg}^2 \varepsilon} - \operatorname{ctg} \varepsilon}{1 - \frac{r^2\omega^4}{g^2}}. \quad (16-7)$$

Для того или иного вида разгрузки величину  $\operatorname{tg} \varphi_n$  определяют при подстановке в формулу (16-7) предельного значения  $\varepsilon$  из уравнений (8-7) или (9-7).

Материал в ковше вследствие свойств сыпучего груза перемещается по плоскости обрушения, по отношению к которой равнодействующая направлена под углом  $\rho_0$ .

Процесс разгрузки ковша условно может быть разделен на два этапа (см. рис. 79): первый — от начала движения груза в ковше

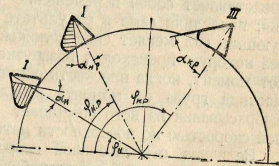


Рис. 79. Схема разгрузки норриного ковша

(положение ковша определяется углом  $\varphi_n$ ) до начала его „истечения“ через наружную или внутреннюю кромку ковша (положение ковша определяется углом  $\varphi_{n,p}$ ), второй — от начала „истечения“ до полной разгрузки ковша (положение ковша при полной разгрузке определяется углом  $\varphi_{кр}$ ).

Физическая сущность процесса на первом этапе заключается в следующем: при нарушении равновесия верхние слои сыпучего груза под действием сил, приложенных к частям, перемещаются к стенке ковша. Когда плоскость обрушения, по которой движутся частицы груза, достигает кромки, начинается „истечение“ груза из ковша.

Вполне очевидно, что длительность первого этапа разгрузки будет зависеть в какой-то степени от величины коэффициента заполнения ковша.

Второй этап начинается с момента „истечения“ груза из ковша и заканчивается полным его опорожнением. Процесс разгрузки ковша представляет собой перемещение частиц груза по плоскости обрушения; последняя сама в результате изменения направления равнодействующих сил меняет свое положение относительно кромки ковша, через которую происходит разгрузка. Опорожнение ковша наступает в тот момент, когда плоскость обрушения совпадает со стенкой ковша. Частица груза от момента начала движения в ковше до момента выбрасывания из него совершает движение с некоторой относительной скоростью по поверхности материала, весьма близкой к плоскости.

Величина относительной скорости движения частицы материала при гравитационной или центробежно-гравитационной разгрузке обычно невелика и оказывает незначительное влияние на траекторию выброшенной из ковша частицы. При центробежной разгрузке величина относительной скорости движения частицы существенно влияет на ее траекторию.

Для определения величины относительной скорости при центробежной разгрузке рассмотрим частицу на поверхности материала (рис. 80), положение которой определяется относительно радиуса  $r$  углом  $\alpha$ . Положение частицы на плоскости определяется радиусом  $r$  и углом  $\varphi$ .

При движении частиц груза  $M$  по поверхности материала в ковше, вращающемся вокруг оси  $O$  с некоторой угловой скоростью  $\omega$ , на нее действуют силы: вес частицы  $G = mg$ , реакция связи  $N$  и сила трения частицы о поверхность  $F = Nf$ .

Выберем систему координат, принадлежащую среде ковша, у которой ось абсцисс лежит в плоскости скольжения материала, а начало совпадает с наружной кромкой ковша.

Уравнение движения точки  $M$  по поверхности скольжения будет иметь вид:

$$m\ddot{a} = \vec{G} + \vec{F} + \vec{N}. \quad (17-7)$$

Так как при разгрузке материала из ковша имеет место относительное движение частицы по плоскости скольжения, то

$$\ddot{a} = \ddot{a}_0 + \ddot{a}_n + \ddot{a}_s,$$

где  $\ddot{a}_0$  — ускорение относительного движения;

$\ddot{a}_n$  — ускорение переносного движения;

$\ddot{a}_s$  — ускорение поворота (карисисово).

Тогда уравнение (17-7) после подстановки в него величин ускорения примет вид:

$$m(\ddot{a}_0 + \ddot{a}_n + \ddot{a}_s) = \vec{G} + \vec{F} + \vec{N}. \quad (18-7)$$

Заменяя векторное уравнение двумя скалярными проекциями на оси координат, получим:

$$m(x'' - r\omega^2 \cos \alpha) = -mg \sin(\varphi + \alpha) - F, \quad (19-7)$$

$$m(r\omega^2 \sin \alpha + 2\omega x') = -mg \cos(\varphi + \alpha) + N. \quad (20-7)$$

Умножив почленно уравнение (19-7) на  $\frac{1}{m}$ , а уравнение (20-7) на  $\frac{f_0}{m}$  и сложив их, получим:

$$x'' + 2f_0\omega x' - r\omega^2(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha) = -g[\sin(\varphi + \alpha) + f_0 \cos(\varphi + \alpha)]. \quad (21-7)$$

Уравнение (21-7) является дифференциальным уравнением движения частицы материала в ковше по поверхности материала. При центробежной разгрузке силы инерции по сравнению с силой тяжести велики. Пользуясь этим без большой погрешности, можно приравнять правую часть уравнения (21-7) нулю. Тогда уравнение (21-7) примет вид:

$$x'' + 2f_0\omega x' = r\omega^2(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha). \quad (22-7)$$

Общий интеграл уравнения (22-7), при некоторой постоянной величине  $r$ , запишется в виде:

$$x = x_1 + x_2, \quad (23-7)$$

где

$$x_1 = ce^{k_1 t} + c_2 e^{k_2 t} \text{ и } x_2 = At.$$

Уравнение без свободного члена имеет вид:

$$x_1'' + 2f_0\omega x_1' = 0,$$

его характеристическое уравнение

$$k^2 + 2f_0\omega = 0$$

и корни этого уравнения  $k_1 = 0$ ;  $k_2 = -2f_0\omega$ .

Тогда

$$x_1 = c_1 + c_2 e^{-2f_0\omega t}. \quad (24-7)$$

Беря первую и вторую производные от значения  $x_2 = At$  и подставляя их в уравнение (23-7), получим:

$$2f_0A\omega = r\omega^2(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha),$$

отсюда

$$A = \frac{r\omega(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha)}{2f_0}$$

и

$$x_2 = At = \frac{r\omega(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha)}{2f_0} t. \quad (25-7)$$

Подставляя значения  $x_1$  и  $x_2$  из уравнения (24-7) и (25-7) в выражение общего интеграла, получим:

$$x = c_1 + c_2 e^{-2f_0\omega t} + \frac{r\omega(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha)}{2f_0} t. \quad (26-7)$$

Первая производная уравнения (26-7) равна

$$x' = -2f_0\omega c_2 e^{-2f_0\omega t} + \frac{r\omega(\cos \alpha - f_0 \sin \alpha)}{2f_0}. \quad (27-7)$$

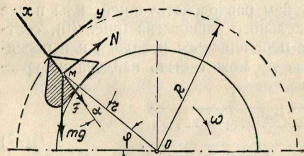


Рис. 80. Схема сил, действующих на частицу при ее движении по поверхности материала в ковше

Принимая начальные условия при  $t=0$ ,  $x=x_a$  и  $x'=0$ , получим из уравнения (26-7) и (27-7):

$$x_a = c_1 + c_2 \text{ и } 0 = -2f_0\omega c_2 + \frac{r\omega(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{2f_0},$$

отсюда

$$c_2 = \frac{r(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{4f_0^2} \text{ и } c_1 = x_a - \frac{r(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{4f_0^2}.$$

Подставив значение  $c_1$  и  $c_2$  в уравнение (26-7), получим:

$$x = x_a - \frac{r(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{4f_0^2} + \frac{r(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{4f_0^2} e^{-2f_0\omega t} + \frac{r\omega(\cos\alpha + f_0\sin\alpha)}{2f_0} t. \quad (28-7)$$

Величина относительной скорости движения частицы материала в ковше, равная первой производной пути по времени, получится при дифференцировании уравнения (28-7), т. е.

$$x' = u = -\frac{r\omega(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{2f_0} e^{-2f_0\omega t} + \frac{r\omega(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{2f_0} = \frac{r\omega(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{2f_0} (1 - e^{-2f_0\omega t}). \quad (29-7)$$

Величина относительной скорости движения частицы материала в момент ее выхода из ковша нории при центробежной разгрузке получится из уравнения (29-7) при  $r=R$  (см. рис. 80), т. е.

$$u = \frac{R\omega(\cos\alpha - f_0\sin\alpha)}{2f_0} (1 - e^{-2f_0\omega t}). \quad (30-7)$$

**Определение начала и конца разгрузки ковша.** Начало разгрузки ковша соответствует его положению на барабане головки нории, при котором поверхность материала пересекает кромку ковша; окончание разгрузки происходит в момент, когда эта поверхность совпадает с наружной или внутренней стенкой ковша.

Положение поверхности материала в норийном ковше с момента начала движения материала до окончания опорожнения ковша характеризуется углом  $\alpha$ , величина изменения которого с достаточной для практики точностью (на основании опытных данных) может быть выражена уравнением:

$$\alpha = k\omega t = k\varphi, \quad (31-7)$$

где  $k$  — постоянная (для зерна  $k=0,33$ ).

Пользуясь этой зависимостью, можно определить положение угла начала и конца разгрузки норийного ковша на барабане головки нории.

Положение ковша, соответствующее началу движения в нем материала, определяется углом  $\varphi_n$  (см. уравнение 16-7).

В момент начала движения материала в ковше касательная к поверхности материала располагалась относительно радиуса под углом  $\alpha_n^1$  (рис. 81).

<sup>1</sup> Для зерна угол  $\alpha_n = 10^\circ - 15^\circ$ .

При переходе ковша из положения I (угол  $\varphi_n$  — начало движения материала) в положение II (угол  $\varphi_{np}$  — начало разгрузки) поверхность материала в ковше также изменит свое расположение, повернувшись на некоторый угол  $\alpha_n + \alpha_{np}$  и совпадет с кромкой ковша. Угол поворота поверхности материала в ковше  $\alpha_{np}$  определяется графически из условия равенства площади сечения материала в ковше при I и II его положениях.

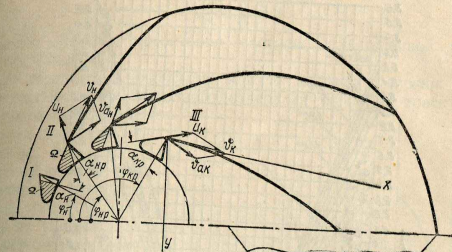


Рис. 81. Схема разгрузки норийного ковша

В соответствии с уравнением (31-7) угол поворота ковша на барабане от положения I до положения II равен:

$$\varphi_{np} - \varphi_n = \frac{\alpha_{np} + \alpha_n}{k}. \quad (32-7)$$

При переходе ковша из положения II, соответствующего началу разгрузки, в положение III (угол  $\varphi_{kp}$ ), соответствующее окончанию разгрузки, расположение поверхности материала в ковше определится углом  $\alpha_{kp}$ . Угол поворота ковша на барабане от начала и до конца разгрузки будет равен:

$$\varphi_{kp} - \varphi_{np} = \frac{\alpha_{kp} - \alpha_{np}}{k}. \quad (33-7)$$

Подставляя в уравнение (30-7) значение  $\alpha$ , выраженное через  $\varphi$  (31-7), можно построить номограмму (рис. 82) для определения величины относительной скорости частицы груза  $u$  для всех применяемых характерных значений  $\omega$  и различных положений ковша на барабане, траектории полета  $\varphi = \omega t$ .

**Траектория полета выгруженного материала.** Для определения траектории полета частицы рассмотрим частицу M, покидающую норийный ковш (см. рис. 80).

При центробежной разгрузке ковша частица, достигнув его наружной кромки, приобретает относительную скорость  $u$ , величину которой находят из уравнения (30-7), а направление определяют по положению поверхности скольжения.

Одновременно частица движется с переносной скоростью  $v_a = R\omega$ , направлением которой перпендикулярно радиусу вращения R.

Абсолютная скорость движения частицы в момент отрыва ее от ковша  $v$  равна:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{v}_0.$$

При гравитационной разгрузке относительная скорость движения частицы мала, что позволяет принять скорость движения частицы

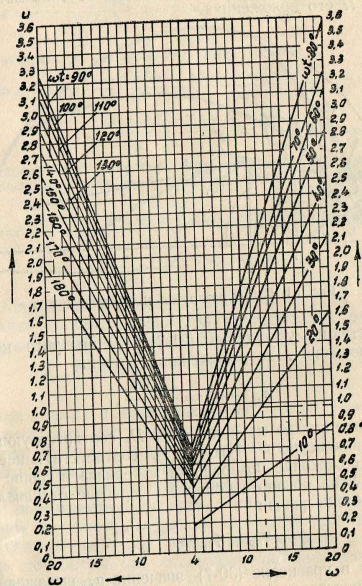


Рис. 82. Номограмма для определения величины относительной скорости  $u$  (построена для  $R = 0,3$  м и  $f_0 = 0,57$ )

при выходе из ковша, равной по величине и направленно перпендикулярной скорости. Тогда

$$v = v_0 = R\omega.$$

Построение траектории движения частицы, покинувшей ковш со скоростью  $v$ , для любого вида разгрузки проще всего производить в косоугольной системе координат с началом в соответствующей кромке ковша и осями  $x$ , совпадающей с направлением скорости  $v$  и  $y$ , направленной вертикально (см. рис. 81).

Координаты частицы в косоугольной системе, пренебрегая сопротивлением воздуха, можно выразить уравнениями:

$$x = vt,$$

$$y = \frac{1}{2}gt^2.$$

Исключая время  $t$ , получим:

$$y = \frac{1}{2} \frac{g}{v^2} x^2. \quad (34-7)$$

Таким образом, траектория частицы, выброшенной из ковша, является параболой.

Для построения очертания кожуха верхней головки и выбора места расположения выводного отверстия строятся траектории для ряда положений норийного ковша на барабане между углами  $\varphi_{пр}$  и  $\varphi_{кр}$  (рис. 82).

Стенку кожуха, предотвращающую разброс материала, располагают так, чтобы, не увеличивая размеры верхней головки нории, направить выгруженный материал к выводному отверстию.

В быстроходных нориях, когда вершина траектории полета выгруженного материала далеко отстает от поверхности барабана, с целью уменьшения габаритов головки нории стенка кожуха должна пересекать траектории полета.

Во избежание отражения частиц в трубы нории эти траектории должны пересекаться так, чтобы частица материала после удара о стенку кожуха не покинула бы ее, а продолжала бы скользить по ней. При коэффициенте  $k = 0,30$  для зерна угол падения, обеспечивающий значение угла отражения близкое к  $90^\circ$  и, следовательно, скольжение частицы материала по стенке, равен  $76^\circ$  (рис. 83).

Нарушение этого условия ведет к отражению частиц материала, ударяющихся о стенку кожуха, в результате чего они могут падать в нисходящую или восходящую трубы нории, вызывая обратную сыпь и снижение производительности нории.

Явление обратной сыпи, имеющее место при несоблюдении правил конструирования верхней головки нории, может быть и по другим

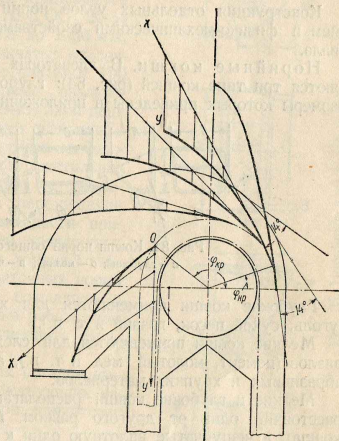


Рис. 83. Построение траектории полета разгруженной частицы материала

причинам. Так чрезмерное заполнение ковша при его загрузке в башмаке нории влечет за собой обратную сыпь в восходящей ветви; недостаточное натяжение тягового органа, в результате чего возможно поворот ковшей вокруг точек крепления и раскачивание рабочей ветви ленты, также приводит к обратной сыпи в восходящей ветви нории; неправильный выбор типа ковша при мелких ковшах и хорошо сыпучем материале также ведет к обратной сыпи в восходящей ветви, а при глубоких ковшах и материалах с плохой сыпучестью ковш полностью не разгружается, что влечет за собой обратную сыпь в нисходящую ветвь и др.

### Общее устройство и конструкция узлов

Конструкция отдельных узлов нории определяется ее назначением и физико-механическими свойствами транспортируемого материала.

Норийные ковши. В элеваторах общего назначения применяются три типа ковшей (рис. 84): глубокие, мелкие и чешуйчатые, размеры которых приведены в приложении 6.

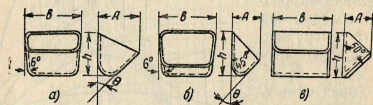


Рис. 84. Ковши норий общего назначения:  
а — глубокий; б — мелкий; в — чешуйчатый

Глубокие ковши применяются для хорошо сыпучих материалов (уголь, сухой песок, гравий и т. п.).

Мелкие ковши применяются для слеживающихся сыпучих материалов (цемент, молотый мел и т. п.), а чешуйчатые для крупных абразивных и хрупких материалов.

Мелкие и глубокие ковши располагаются на тяговом органе на расстоянии один от другого равно  $t = (2,5 \rightarrow 3,0)h$  ( $h$  — высота ковша), а чешуйчатые втлущают один к другому. Ковши изготавливаются из листовой стали толщиной от 1 до 4 мм, реж — литые.

Для элеваторов, транспортирующих зерно и продукты его переработки, применяются ковши, конструкция которых несколько отличается от конструкции ковшей общего назначения (рис. 85).

Норийные ковши для зерна и муки в зависимости от физических свойств транспортируемого материала и вида разгрузки применяются трех типов (см. рис. 85):

тип I — для норий с центробежно-гравитационной разгрузкой зерна, муки и продуктов переработки;

тип II — для норий с центробежной разгрузкой зерна и лент шириной до 350 мм;

тип III — для норий с центробежной разгрузкой зерна и лент шириной 350—1000 мм.

Размеры и основные параметры ковшей для зерна и муки приведены в приложении 7.

Ковши для зерна и муки изготавливаются из тонколистовой углеродистой стали толщиной: для типа I — 0,6—0,8 мм, для типа II и III — 1,0—1,2 мм.

К лентам ковши крепятся специальными болтами с головкой увеличенного диаметра. Болты для крепления ковша располагаются на одной прямой, перпендикулярной движению ленты, что не нарушает ее гибкости.

Тяговые органы. В качестве тяговых органов для ленточных норий применяются тканевые резоринные ленты (ГОСТ 20-54 и 101-54) шириной от 125 мм до 1000 мм, для цепных норий — пластинчатые втулочные цепи (ГОСТ 588-54) с шагом от 100 до 600 мм и иногда сварные оваловые звеньевые цепи (ГОСТ 2319-48) либо цепи с литыми или штампованными звеньями.

Из всех видов тяговых органов наиболее распространенные получили текстильная резоринная лента благодаря ее сравнительно малому износу при перемещении абразивных материалов, возможности применения больших скоростей транспортирования, плавности хода и хорошей эластичности. Эксплуатация ленточных норий значительно проще, а по сравнению с цепями лента более надежна в работе, так как разрыв ее можно предупредить заранее по износу.

Прочные размеры тяговых органов выбирают в зависимости от действующих на них усилий и проверяют по общепринятому методу (см. главу III).

Количество прокладок тканевой резоринной ленты, определяемое расчетом, должно быть не ниже минимального числа, установленного опытом (табл. 16).

Бараны и звездочки. Диаметр барабана верхней головки ленточной нории  $D_6$  определяется принятым видом разгрузки ковшей и числом прокладок ленты.

Для норий с центробежной разгрузкой ковшей диаметр барабана должен отвечать условию (см. стр. 99):

$$D_6 = 2r > \frac{2g}{\omega^2} M, \quad (35-7)$$

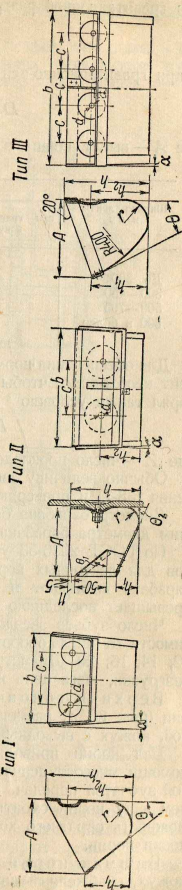


Рис. 85. Норийные ковши для зерна

при гравитационной разгрузке:

$$D_6 = 2r < \frac{2g}{\omega^2} M \quad (36-7)$$

и при гравитационно-центробежной разгрузке:

$$D_6 = 2r + A = \frac{2g}{\omega^2} + A, \quad (37-7)$$

где  $A$  — вылет ковша в  $m$ .

Таблица 16

Ширина ленты в м.и	Число прокладок $Z$	
	при транспортировании тяжелых и кусковых материалов	при транспортировании зерновых материалов
До 300	5	4
300—450	6	5
500—700	7	6
800 и более	8	7

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации прорезиненных лент необходимо, чтобы диаметр барабана ленточной норрии удовлетворял также условию

$$D_6 \geq (125 \rightarrow 150) Z \text{ мм}, \quad (38-7)$$

где  $Z$  — число прокладок ленты.

Обычно величину диаметра барабана норрии определяют из уравнения (38-7) и проверяют по уравнениям (35-7), (36-7) и (37-7).

Диаметр барабана башмака норрии принимается равным или меньшим диаметра барабана головки.

По ГОСТ 2036-53 установлен следующий ряд диаметров барабанов для ленточных норрий: 400; 500; 630; 1000 и 1250 мм. Длину барабана выбирают в зависимости от ширины ленты, она обычно превышает последнюю на 50 мм.

Число зубьев звездочек в цепных норриях устанавливается в зависимости от числа оборотов звездочки и шага цепи по ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20. Диаметр звездочек выбирают в зависимости от вида разгрузки, шага цепи и числа зубьев звездочки.

Верхняя головка норрии. На станине верхней головки норрии (рис. 86, а) размещены приводной вал с барабаном или звездочкой, кожух с выводным отверстием и смотровыми лючками.

Вал норрии приводится во вращение от электродвигателя при помощи многоступенчатого редуктора или ременной и одноступенчатой зубчатой передач. На выходном валу редуктора или на приводном валу норрии смонтирован роликовый останок, устраняющий возможность обратного хода тягового органа с ковшами в момент останова норрии.

Башмак норрии (рис. 86, б) представляет собой закрытый кожух, снабженный двумя приемными носками с задвижками, служащими для подачи материала в норрию. Ось башмака норрии с поса-

женным на ней барабаном опирается на две опоры, смонтированные на раме натяжного устройства.

Натяжное устройство норрии бывает грузовым, винтовым и пружинно-винтовым. Величину натяжного усилия регулируют путем изменения числа грузов в грузовом устройстве или создавая натяжение при помощи винтов.

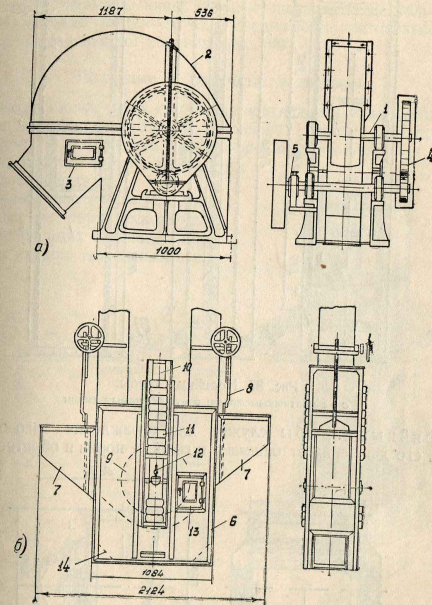


Рис. 86. Норрия ТНС-100 (общий вид):

1 — приводной вал с барабаном; 2 — кожух головки; 3 — смотровая дверка; 4 — зубчатая передача; 5 — роликовый останок; 6 — кожух башмака; 7 — питающий палец; 8 — задвижка палеца; 9 — барабан башмака; 10 — натяжное устройство; 11 — грузы натяжного устройства; 12 — установочные болты; 13 — смотровая дверка; 14 — отъемное днище

Изменение положения оси барабана башмака, производимое для регулировки положения ленты на барабане, осуществляется установочными болтами, положение которых фиксируется затягиванием гаек. Для осмотра башмака норрии в боковой его стенке имеется дверка. Для выпуска материала из башмака при завале откосы днища сделаны отъемными.

Задвижками приемных носков башмака управляют при помощи штурвалов, на валу которых посажены цилиндрические шестерни, входящие в зацепление с зубчатыми тягами задвижек.

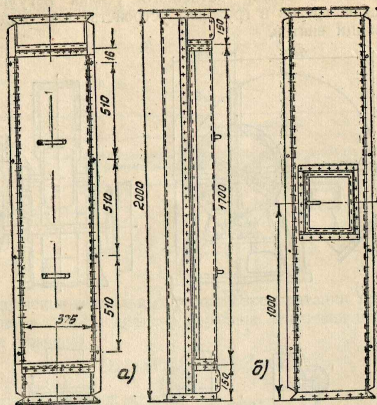


Рис. 87. Норийные трубы:  
а — с монтажным люком; б — со смотровым люком

Норийные трубы служат для ограждения тягового органа на пути его движения от башмака к головке нории и обратно (рис. 87).

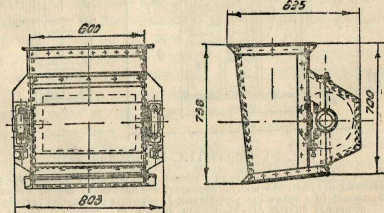


Рис. 88. Отводной ролик

Норийные трубы изготавливают из листовой стали толщиной 1—2 мм в виде отдельных звеньев длиной 1—2 м, на конце которых укреплены фланцы из углового железа. Соединяются трубы одна с другой, с головкой и башмаком при помощи болтов диаметром 10—12 мм.

Для наблюдения за работой нории, а также для проведения работ по соединению тягового органа в отдельных звеньях труб устанавливают смотровые (см. рис. 87, б) или монтажные (см. рис. 87, а) люки.

В нориях большой производительности диаметр барабана башмака делают меньше диаметра барабана головки. Вследствие этого нисходящую трубу башмака нории делают наклонной, несколько увеличенной по ширине (на 20—30%), и соединяют с вертикальной трубой отводным направляющим роликом (рис. 88).

### Полочные и люлочные элеваторы

Для подъема штучных грузов по вертикали или при незначительном угле наклона от вертикали применяют цепные элеваторы — полочные (рис. 89) с жестко закрепленными захватами для грузов и люлочные (рис. 90) со свободно подвешенными захватами.

Полочные элеваторы (см. рис. 89) состоят из двух бесконечных цепей, огибающих верхние (приводные) и нижние (натяжные) звез-

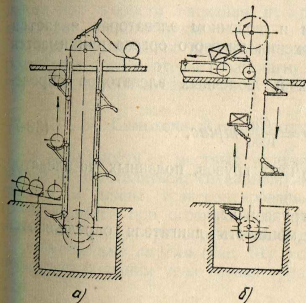


Рис. 89. Полочный элеватор:  
а — разгрузка вверх; б — разгрузка с рабочей ветви

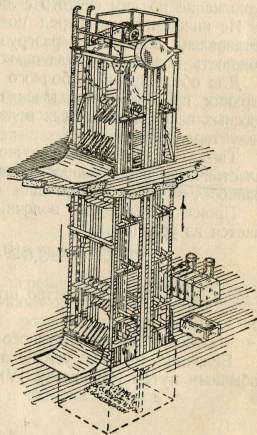


Рис. 90. Люлочный элеватор

дочки. На определенном расстоянии к цепям жестко крепятся захваты, форма которых зависит от перемещаемого груза.

Полочные элеваторы загружают вручную или автоматически. При автоматической загрузке груз подан на приемный стол, в проеме которого проходит захват элеватора.

Разгружается полочный элеватор в верхней части путем подачи груза на приемные лотки (см. рис. 89, а) или в любой точке по высоте при помощи специальных звездочек, отклоняющих полку для снятия с нее груза (см. рис. 89, б).

Люлечный подъемник (см. рис. 90) является более совершенным и универсальным подъемником, дающим возможность перемещать штучные грузы по вертикали при автоматической их разгрузке в любой точке на нисходящей ветви.

Грузонесущим органом в люлечном подъемнике является люлька, шарнирно подвешенная к цепи. Площадка люльки выполнена в виде двойной гребенки. Загрузочные площадки люлечного подъемника, расположенные на восходящей ветви, сделаны в виде гребенок, через которые свободно проходят зубья гребенок люльки, захватывая установленный на площадках груз.

Разгружается люлечный подъемник на нисходящей ветви. Места разгрузки снабжены двумя откидными гребенчатыми площадками, обращенными зубьями одна к другой. В рабочем положении эти площадки располагаются под углом, обеспечивающим свободное скольжение по ним снятого с люлек груза.

На нижнем этаже перед подходом люльки к нижнему барабану установлена постоянная разгрузочная площадка, устранившая возможность попадания груза на восходящую ветвь.

Для обеспечения свободного прохода люлек при огибании цепью верхних приводных звездочек последние укреплены на консольных соосных валах, приводимых в движение электродвигателем от одного редуктора.

Тяговым органом в полочном и люлечном элеваторах является пластинчатая цепь. Скорость движения тягового органа принимается равной  $v = 0,2 - 0,3$  м/сек.

Производительность полочных и люлечных элеваторов определяется из уравнения

$$Q = 3,6 \frac{G}{a} v = \frac{Gn}{1000} \text{ м/час}, \quad (39-7)$$

где  $n = \frac{3600}{a}$  — количество штучных грузов, поданных на элеватор в час;

$G$  — средний вес штучного груза в кг.

Величина тягового усилия и мощность двигателя определяются обычным путем (см. главу IV).

## РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

### МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

#### ГЛАВА VIII САМОТЕЧНЫЙ ТРАНСПОРТ

Транспортные устройства, в которых перемещение материала осуществляется под действием силы тяжести, называются самoteчными или гравитационными.

Основное требование, которому должны удовлетворять эти устройства, — бесперебойное перемещение груза под действием силы тяжести при скорости движения, не превышающей пределов, допускаемых для данного груза.

Для перемещения штучных грузов применяют спускные лотки, роликовые транспортеры (рольганги) и винтовые спуски, для сыпучих грузов — желоба и самoteчные трубы.

#### Самoteчный транспорт штучных грузов

В зависимости от местных условий перемещение штучных грузов может осуществляться: спускными лотками при наличии необходимой высоты и длины транспортирования; роликовыми транспортерами (рольгангами) — при ограниченной высоте транспортирования; винтовыми спусками — при ограниченной длине транспортирования.

Самoteчные спуски (рис. 91) устанавливают под углом наклона несколько большим угла трения груза о материал спуска, т. е.

$$\alpha > \rho. \quad (1-8)$$

Величину скорости движения груза вниз по наклонной плоскости определяют из уравнения живых сил для начального и текущего положения груза при его движении:

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = mgl \sin \alpha - mgf \cos \alpha, \quad (2-8)$$

откуда

$$v = \sqrt{2gl(\sin \alpha - f \cos \alpha) + v_0^2}.$$

В том случае, когда спускные лотки имеют значительную длину, скорость груза в конце спуска может достигнуть такой величины, при которой возможно повреждение груза. Для устранения этого спуск

делают из двух участков (рис. 91, б), из которых один располагается под углом  $\alpha_1 > \rho$ , обеспечивающим приобретение грузом необходимой скорости; второй участок располагается под углом  $\alpha_2 < \rho$ , он является тормозящим. Для устранения возможного удара оба участка соединяют плавным переходом.

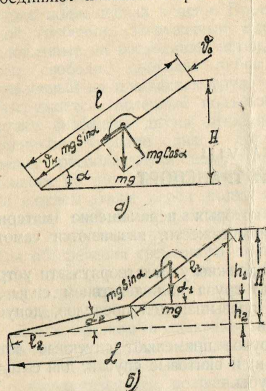


Рис. 91. Схема самотягочного спуска:  
а — прямой; б — с изгибом

При известной начальной скорости движения груза  $v_0$  и заданной конечной  $v_k$  длину спуска, обеспечивающую заданную скорость, определяют из уравнения (см. рис. 91, б):

$$\frac{mv_k^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = mgH - mgfl_1 \cos \alpha_1 - mgfl_2 \cos \alpha_2,$$

отсюда

$$L = l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2 = \frac{2gH - v_k^2 + v_0^2}{2gf}. \quad (3-8)$$

Из уравнения (3-8) видно, что длина первого и второго участков может быть выбрана произвольно. Соотношение между основными величинами, характеризующими первый и второй участки, можно получить из уравнений:

$$\left. \begin{aligned} h_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 + h_2 \operatorname{ctg} \alpha_2 &= L, \\ h_1 + h_2 &= H. \end{aligned} \right\} \quad (4-8)$$

где  $L$  — определяется из уравнения (3-8).

Принимая величины  $h_1$  и  $\alpha_1$  из уравнений (4-8), находят угол  $\alpha_2$ . Рольганги применяют в том случае, когда по условиям производства нет возможности обеспечивать требуемый угол наклона для спускового лотка. Рольганг (рис. 92) представляет собой установку,

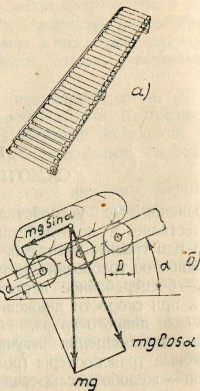


Рис. 92. Рольганг:  
а — общий вид; б — схема сил

в которой груз перемещается по роликам, расположенным один около другого с опорами на раме.

Угол наклона рольганга определяют из условия движения груза, при котором составляющая силы тяжести должна быть больше или равной силам сопротивления (см. рис. 92):

$$mg \sin \alpha \geq \sum W. \quad (5-8)$$

Сопротивление движению груза по рольгангу равно:

$$\sum W = mg \frac{2k}{D} \cos \alpha + (mg + nq_0) \frac{d}{D} f' \cos \alpha,$$

где  $k$  — коэффициент трения качения груза по роликам;  
 $D$  — диаметр ролика;  
 $n$  — число роликов, находящихся в контакте с грузом;  
 $q_0$  — вес одного ролика;  
 $d$  — диаметр цапф ролика;  
 $f'$  — коэффициент трения скольжения в цапфах роликов.  
Тогда уравнение (5-8) примет вид:

$$mg \sin \alpha \geq mg \frac{2k}{D} \cos \alpha + (mg + nq_0) \frac{d}{D} f' \cos \alpha,$$

отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \left(1 + \frac{nq_0}{mg}\right) \frac{f'd + 2k}{D}. \quad (6-8)$$

Так как коэффициенты  $f'$  и  $k$  по своей величине сравнительно малы ( $f' = 0,001-0,004$  для опор качения,  $k = 0,02$  для стальных труб), то угол наклона рольганга к горизонту на много меньше, чем у спусковых лотков. Для транспортирования ящиков по рольгангу угол наклона принимается  $2-4^\circ$ , для мешков —  $4-6^\circ$ .

Скорость движения груза по рольгангу определяют из уравнения (2-8) при подстановке в него вместо величины  $f$  правой части уравнения (6-8), т. е.

$$v = \sqrt{2gl[\sin \alpha - \left(1 + \frac{nq_0}{mg}\right) \frac{f'd + 2k}{D} \cos \alpha] + v_0^2}. \quad (7-8)$$

Винтовые спуски (рис. 93, а) применяют в том случае, когда по условиям производства необходимо обеспечить перемещение штучного груза по вертикали.

Иногда для этой цели применяют спускные трубы (рис. 93, б). Винтовые спуски представляют собой разновидность самотягочной установки, у которой наклонная плоскость заменена винтовой поверхностью.

Угол наклона винтовой поверхности (рис. 93, в) отвечает основному условию самотягочного транспорта (1-8). Шаг винтовой поверхности спуска  $t = 2\pi R \operatorname{tg} \alpha$  определяют при замене угла  $\alpha$  его значением из (1-8)

$$t = 2\pi R \operatorname{tg} \alpha > 2\pi R \operatorname{tg} \rho = 2\pi R f. \quad (8-8)$$

Скорость движения груза по винтовому спуску определяют из условий его движения.

На груз при его движении по винтовому спуску действуют силы (рис. 94): составляющие силы тяжести  $mg \sin \alpha$  и  $mg \cos \alpha$  и центробежная сила, прижимающая груз к борту  $c = \frac{mv^2}{R}$ .

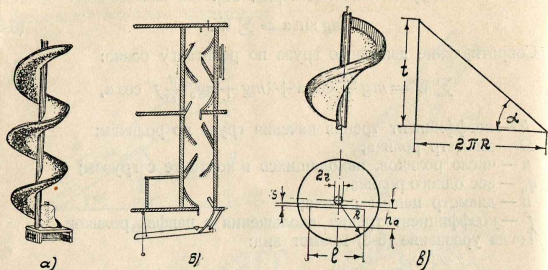


Рис. 93. Спуски:

а — спиральный спуск; б — спускная труба; в — схема к расчету спирального спуска

Условие движения груза с постоянной скоростью по винтовой поверхности с учетом трения о дно и борт может быть записано в виде:

$$mg \sin \alpha = mg f \cos \alpha + \frac{mv^2}{R} f.$$

Решая уравнение относительно скорости  $v$ , получим

$$v = \sqrt{gR \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{f}}. \quad (9-8)$$

Диаметр винтового спуска определяют из условия свободного движения груза по лотку (см. рис. 93, в), он равен:

$$D = 2R = 2 \sqrt{(r + s + h_0)^2 + \frac{r^2}{4}},$$

где  $r$  — радиус центральной стойки спуска.

Спускные лотки и винтовые спуски изготавливают из дерева и листовой стали, реже литые.

Рольганги, как правило, изготавливают из стали, а переносные — из легких прочных сплавов; ролик рольгангов — из стальных труб диаметром 73 мм. Они монтируются на станине рольганга на расстоянии один от другого 100, 150 и 200 мм. Это расстояние не должно превышать  $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$  длины перемещаемого груза. Оси роликов опираются на опоры качения, реже — на опоры скольжения.

Рольганги, как правило, изготавливают из стали, а переносные — из легких прочных сплавов; ролик рольгангов — из стальных труб диаметром 73 мм. Они монтируются на станине рольганга на расстоянии один от другого 100, 150 и 200 мм. Это расстояние не должно превышать  $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$  длины перемещаемого груза. Оси роликов опираются на опоры качения, реже — на опоры скольжения.

## Самотечный транспорт сыпучих грузов

Характер движения сыпучих грузов по самотечным установкам отличается от характера перемещения штучных грузов.

При движении сыпучего груза, который, как правило, транспортируют по трубам, возникает сила сопротивления как в результате трения частиц о поверхность самотечных труб и одна о другую, так и вследствие сопротивления воздушной среды. Последнее обычно оказывает заметное влияние при больших скоростях движения сыпучего груза, что соответствует углам наклона самотечных труб близких к 90°. Для самотечных труб с углом наклона  $\alpha < 50^\circ$  величина этого сопротивления незначительна и ею без большой погрешности можно пренебречь.

Рассмотрим условия движения сыпучих грузов в самотечных трубах для наиболее часто встречающегося случая, когда угол наклона  $\alpha < 50^\circ$ , полагая при этом, что сопротивление воздушной среды равно нулю.

В этом случае при движении сыпучего груза по самотечной трубе будут иметь место силы сопротивления, возникшие в результате:

- трения сыпучего груза о стенки трубы;
- трения внутри перемещаемого сыпучего груза.

Если первый вид сопротивления будет иметь место во всех случаях движения сыпучего груза, то сопротивление от внутреннего трения будет иметь место только при наличии перемещения его отдельных частиц одной относительно другой.

Условие, при котором движение сыпучего тела по самотечным установкам не будет сопровождаться внутренним перемещением частиц, в соответствии с уравнением (1-8) запишем в виде:

$$\rho < \alpha < \rho_0, \quad (10-8)$$

где  $\rho$  — угол внешнего трения сыпучего груза;

$\rho_0$  — угол внутреннего трения сыпучего груза.

Так как в этом случае связи, наложенные силами трения на частицы сыпучего груза, не нарушаются, то условимся называть такое движение связанным.

Условие, при котором наряду с силами трения сыпучего груза о стенки трубы появляются силы внутреннего трения между частицами груза, выражается уравнением:

$$\alpha > \rho_0. \quad (11-8)$$

В этом случае связи, наложенные силами трения на частицы сыпучего груза, нарушены. Условимся называть такое движение сыпучего груза несвязанным.

Очевидно, что характер движения сыпучего груза при связанном и несвязанном движении будет различным.

Рассмотрим движение объема сыпучей смеси по самотечной трубе при наличии связанного движения, т. е. при  $\rho < \alpha < \rho_0$  (рис. 95).

При весе выделенного объема  $mg$  составляющая веса, направленная по оси самотека, равна  $mg \sin \alpha$ , а нормальная —  $mg \cos \alpha$ .

Рассмотрим силы, действующие на элемент объема сыпучего груза в сечении  $a-a$  (см. рис. 95) на длине самотека  $l = 1$  м.

На дно самотечной трубы действуют силы, равнодействующая которых равна весу выделенного объема:

$$P_b = \gamma h B.$$

На боковую стенку самотека действуют силы горизонтального давления, равнодействующая которых равна:

$$P_r = \frac{1}{2} \gamma h^2 k,$$

где

$$k = \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\rho_0}{2} \right).$$

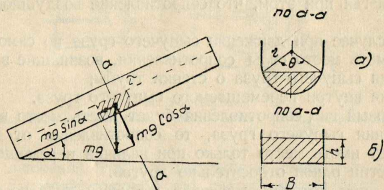


Рис. 95. Схема самотека для сыпучих грузов

Отношение суммарного горизонтального давления к вертикальному

$$\frac{2 P_r}{P_b} = \frac{h}{B} k = \Delta = \text{const},$$

отсюда

$$2 P_r = P_b \Delta.$$

Но так как  $P_b = mg \cos \alpha$ , то величина горизонтального давления будет равна:

$$2 P_r = mg \Delta \cos \alpha.$$

На основании теоремы о живых силах можно записать

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = mgl \sin \alpha - mgl f \cos \alpha - mgl \Delta f \cos \alpha,$$

отсюда

$$v = \sqrt{2 gl (\sin \alpha - \epsilon_0 f \cos \alpha) + v_0^2}. \quad (12-8)$$

Здесь  $\epsilon_0 = 1 + \Delta$  — коэффициент формы самотека, равный для труб прямоугольного сечения:

$$\epsilon_0 = 1 + \frac{h}{B} \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\rho_0}{2} \right),$$

для труб круглого сечения:

$$\epsilon_0 = 1 + \frac{2 \left( 1 - \cos \frac{\theta}{2} \right)^2}{\frac{\pi \theta}{180} - \sin \theta} \operatorname{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\rho_0}{2} \right),$$

где  $\theta$  — центральный угол, характеризующий заполнение площади поперечного сечения самотека (см. рис. 95).

Так как коэффициент формы является функцией степени заполнения самотека, характеризуемый высотой  $h$  или углом  $\theta$ , то и скорость движения сыпучего груза по самотеку будет зависеть от величины этих параметров. Любому углу наклона самотека, изменяющемуся в пределах  $\rho < \alpha < \rho_0$ , соответствует определенное значение высоты  $h = h_{кр}$  или угла  $\theta = \theta_{кр}$ , превышение которой повлечет за собой торможение движения потока сыпучего груза и, как следствие, нарушение бесперебойной работы самотека.

Следовательно, при связанном движении сыпучего груза по самотечным трубам в случае переменной высоты слоя перемещаемого груза или угла  $\theta$  бесперебойная работа самотека будет нарушена, если  $h \geq h_{кр}$ , или  $\theta \geq \theta_{кр}$ .

Несвязанное движение сыпучего груза по самотечным трубам характеризуется наличием внешнего и внутреннего трения.

Нарушение связей трения между частями сыпучего груза и самотека, как показало исследование, приводит к резкому падению давления на боковые стенки (практически равному нулю).

Вследствие этого при движении сыпучего груза по самотечным трубам в условиях несвязанного движения на выделенный объем  $\tau$  будут действовать силы: внешние — составляющая силы тяжести, направленная вдоль самотека, и сила трения сыпучего груза о дно самотека, и внутренние — силы трения частиц одних о другие.

Применяя для данного случая закон живых сил для системы материальных точек, можем записать:

$$\frac{mv_2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = \int_0^l dW_1 + \int_0^l dW_2, \quad (13-8)$$

где  $dW_1$  — работа внешних сил на элементарном пути  $dl$ ;  
 $dW_2$  — работа внутренних сил на элементарном пути  $dl$ .  
 Сумма работ внешних сил равна:

$$dW_1 = mg \sin \alpha dl - mg f \cos \alpha dl.$$

Сумма работ внутренних сил выразим через величину сил внешнего трения посредством коэффициента  $\lambda$ , т. е.

$$dW_2 = -mg \lambda f \cos \alpha dl.$$

Тогда уравнение (13-8) после подстановки значений  $dw$ , и  $dw_x$  примет вид:

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = mg \left[ (\sin \alpha - f \cos \alpha) \int_0^l dl - f \lambda \cos \alpha \int_0^l dl \right].$$

Интегрируя уравнение в указанных пределах и полагая  $1 + \lambda = \varepsilon$ , получим:

$$v = \sqrt{2gl(\sin \alpha - \varepsilon f \cos \alpha) + v_0^2}. \quad (14-8)$$

Как показывает опыт, величина коэффициента  $\lambda$ , а следовательно, и  $\varepsilon = 1 + \lambda$  не зависит от высоты слоя перемещаемого материала и незначительно изменяются с увеличением угла наклона самотека. В связи с этим величина коэффициента  $\varepsilon$  может быть принята постоянной и равной для пшеницы: при самотеке прямоугольного сечения  $\varepsilon = 1,65$ ; при самотеке круглого сечения  $\varepsilon = 1,5$ .

Так как при несвязанном движении скорость сыпучего груза в самотеке не зависит от высоты слоя и является функцией только угла наклона самотека, то работа самотека в этих условиях является устойчивой.

Исходя из сказанного, можно сформулировать общее правило: угол наклона самотека при перемещении сыпучих грузов должен выбираться больше угла внутреннего трения перемещаемого материала.

Уравнения (12-8) и (14-8) дают возможность определить скорость движения сыпучего сухого груза на прямых участках. В случае изменения направления движения в местах перегиба самотечных труб скорость движения снижается, как показано ниже:

Угол поворота самотека в градусах	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Падение скорости в % (ориентировочно) . . .	3	7	15	25	37	55	70	90	100

При углах наклона самотечных труб, близких к  $90^\circ$ , характер движения сыпучего груза резко изменяется. В этом случае одним из основных видов сопротивлений является сопротивление воздушной среды.

Сыпучие грузы во время движения по самотекам, наклоненным под большим углом к горизонту, увлекая на своем пути воздух, создают в самотекках разрежение, достигающее сотен миллиметров воздушного столба.

Расход энергии движущегося сыпучего груза на создание такого разрежения в значительной степени снижает скорость его движения. В случае, когда по условиям работы необходимо увеличить конечную скорость движения сыпучего груза (например, в самотечных триммерах), нарушают герметичность самотечных труб, путем организованного подвода воздуха в верхней части трубы (рис 96).

Скорость движения сыпучего груза в самотечных установках с углами наклона, близкими к  $90^\circ$ , может быть определена уравнением:

$$v = c \sqrt{2gH}, \quad (15-8)$$

где  $H$  — высота вертикального самотека в м;  
 $c$  — опытный коэффициент, зависящий от степени герметичности самотечной трубы  $c = 0,65 \div 0,78$ ; (нижний предел — для герметичных самотек, верхний — для случая организованного подвода воздуха в самотек).

Площадь поперечного сечения трубы или лотка для перемещения сыпучих грузов определяют для сечения, расположенного на расстоянии 1 м от начала самотека, из уравнения:

$$F = \frac{Q}{3600 \psi v} \text{ м}^2, \quad (16-8)$$

где  $v$  — скорость движения сыпучего груза определяется из уравнения (12-8) или (14-8) при  $l = 1,0$  м;

$\psi$  — коэффициент заполнения самотека ( $\psi = 0,5$ ).

Самотечные трубы и лотки обычно изготавливают из листовой стали толщиной 1—3 мм прямоугольного и круглого сечения. Прямоугольные трубы изготавливают с отъемным дном, которое по мере износа заменяют новым.

Для зерна размеры самотечных труб приведены в табл. 17.

Таблица 17

Часовая производительность т час	Диаметр или размер труб в мм	Площадь сечения в см <sup>2</sup>	Угол наклона (минимальный) в градусах
До 45	220	380	36
До 100	300	720	36
До 175	380	1130	36
До 350	450	1500	36
До 500	600 × 300	1800	36

Для упрощения работ по монтажу самотека, а также для быстрой замены износившихся его частей, круглый самотек собирают из нормализованных деталей (рис. 97). Отдельные фасонные части самотека, подверженные наибольшему износу (колена), изготавливаются литыми из чугуна.

Для разветвления потока сыпучего груза на несколько направлений применяют перекидные клапаны, поворотные патрубки и трубы. Перекидные клапаны применяют односторонние (рис. 98, а) и двухсторонние (рис. 98, б).

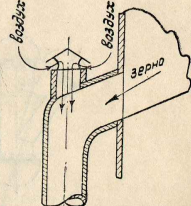


Рис. 96. Подвод воздуха в вертикальную самотечную трубу

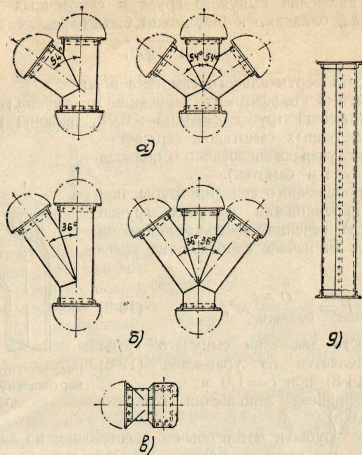


Рис. 97. Детали круглых самотечных труб:

*a* — вводы 54°; *б* — ввод 36°; *в* — переход с квадрата на круг; *г* — сектор; *д* — прямая труба

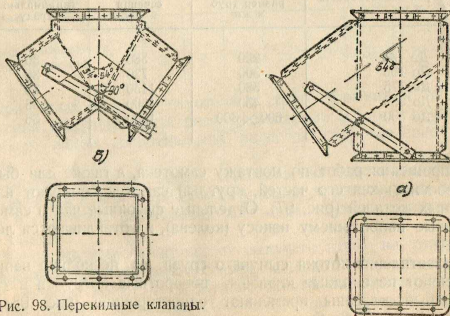
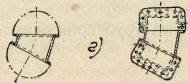


Рис. 98. Перекидные клапаны:  
*a* — односторонний; *б* — двухсторонний

Поворотный патрубок (рис. 99) представляет собой отрезок трубы, вращающийся на вертикальной оси при помощи поворотного механизма со штурвалом. Совмещение поворотного патрубка с одним из приемных отверстий позволяет получить новое направление потока груза.

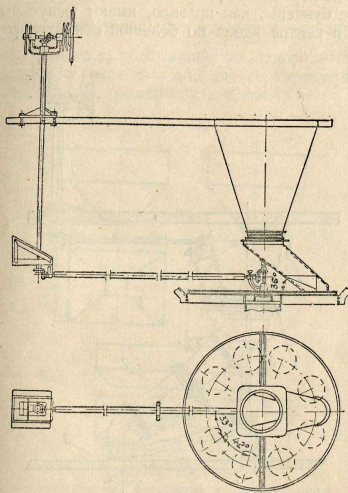


Рис. 99. Поворотный патрубок

Поворотная труба (рис. 100) состоит из самотечной трубы, укрепленной на вертикальной оси, и приводного механизма со штурвалом. Труба имеет приемную часть, которая соединяется с падающим самотеком или какой-либо емкостью. Нижнюю часть поворотной трубы устанавливают над приемными воронками, которые в необходимом числе монтируют в полу.

Для устранения пыления при поступлении груза в приемную воронку на нижнем конце трубы устраивают отсос запыленного воздуха.

### Бункеры и затворы

Для хранения и временного накопления сыпучих грузов применяют бункеры. Конструкция бункеров предусматривает, как правило, возможность разгрузки содержимого самотека.

Форма бункеров бывает разнообразной, наибольшее применение получили бункера прямоугольные (рис. 101, а), круглые (рис. 101, б) и корытообразные (рис. 101, в).

Прямоугольные бункеры делают с центральным, эксцентричным и боковым расположением выпускного отверстия. Круглые — с центральным и эксцентричным расположением выпускного отверстия. Корытообразные бункеры, как правило, имеют выпускные отверстия, расположенные в центре вдоль по большой оси бункера.

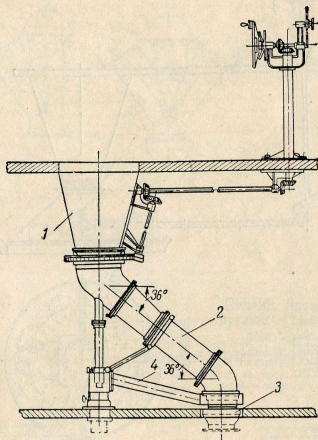


Рис. 100. Поворотная труба:  
1 — прямая часть; 2 — труба; 3 — приемные воронки;  
4 — телескопическая труба

Для изготовления бункеров применяют разнообразные материалы. Наибольшее применение получили железобетон, листовая сталь и дерево.

Наклон днищ бункеров выбирают исходя из необходимости самотечной разгрузки находящихся в них сыпучих грузов.

Для обеспечения самотечного опорожнения днища цилиндрических бункеров имеют наклон

$$\alpha = \rho + (5^\circ \div 10^\circ), \quad (17-8)$$

где  $\rho$  — угол внешнего трения сыпучего груза в покое.

Наклон боковых граней днищ прямоугольных бункеров определяют углом наклона их ребер. Угол наклона ребра днища прямоугольного бункера должен отвечать уравнению (17-8).

Размер выпускных отверстий бункеров должен обеспечивать беспрепятственный выпуск из него сыпучих грузов.

Меньшую сторону прямоугольного выпускного отверстия по К. В. Алферову определяют уравнением

$$b = \frac{1+n}{2n} \kappa (80 + a_0) \operatorname{tg} \rho \geq (3 \div 6) a_0, \quad (18-8)$$

где  $n = \frac{b}{a}$  — отношение сторон прямоугольного выпускного отверстия;

$\kappa$  — коэффициент, зависящий от однородности груза (для рядового груза  $\kappa = 2,4$ , для сортированного  $\kappa = 2,6$ );  
 $a_0$  — наибольший размер груза в мм.

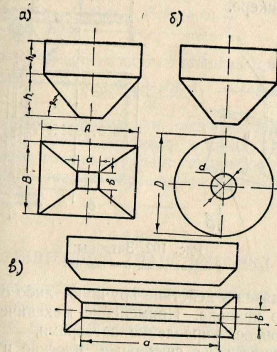


Рис. 101. Бункеры:  
а — прямоугольный; б — круглый; в — корытообразный

Для круглых отверстий диаметр выпускного отверстия равен:

$$d = \kappa (80 + a_0) \operatorname{tg} \rho. \quad (19-8)$$

Для шелевых бункеров ширина выпускного отверстия, расположенного вдоль всего бункера, принимается равной

$$b = 0,5\kappa (80 + a_0) \operatorname{tg} \rho \geq (3 \div 6) a_0 \text{ мм}. \quad (20-8)$$

Скорость истечения сыпучих грузов из выпускных отверстий бункеров определяют уравнением:

$$v = c\sqrt{R_r} \text{ м/сек}, \quad (21-8)$$

где  $c$  — постоянная, равная для крупнозернистого груза;

$c = 1,65 \div 2,75$ , для порошкообразных грузов;

$c = 1,1 \div 1,28$ ;

$R_r$  — гидравлический радиус выпускного отверстия в мм.

Пропускная способность выпускных отверстий бункеров определяется по формуле

$$Q = 3600 F \gamma v \text{ т/час}, \quad (22-8)$$

где  $F$  — площадь выпускного отверстия бункеров в  $\text{м}^2$ .

Для перекрытия выпускных отверстий бункеров и силосов и для регулирования потока сыпучего материала применяют затворы.

Конструкция затвора должна обеспечить легкое и быстрое открытие выпускного отверстия, равномерное регулирование количества сыпучего груза, доступ для обслуживания. В закрытом состоянии затвор должен надежно удерживать материал в бункере.

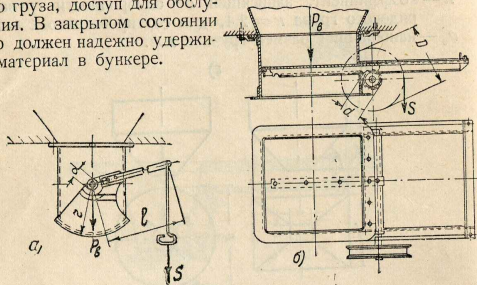


Рис. 102. Затворы:  
а — секторный; б — плоский

Затворы приводятся в действие вручную, либо от пневматического или электрического привода. Применение механического привода допускает дистанционное управление затворами.

Затворы разделяются на секторные, плоские и лотковые.

Секторный затвор (рис. 102, а) состоит из чугунного корпуса, присоединяющегося к выпускному отверстию бункера, цилиндрического сектора, вращающегося на шарнирах, и рычага с рукояткой, служащего для открывания затвора. Существенным недостатком этого типа затвора является наличие щелей, через которые при выпуске сыпучего груза выделяется пыль, загрязняющая производственные помещения.

Плоский затвор (рис. 102, б) состоит из чугунного или стального корпуса, внутри которого в специальных направляющих при помощи зубчато-реечного механизма перемещается задвижка. Один из концов валика зубчатой шестерни является приводным. В случае ручного привода на вал одевают блок с цепью, а при механическом приводе вал с муфтой присоединяют к редуктору.

Для открывания затвора необходимо преодолеть силу трения, развивающуюся на поверхности сектора или задвижки, равную

$$F = P_0 f_1$$

Величину вертикального давления  $P_0$  для бункеров, у которых высота слоя сыпучего груза равна ширине бункера или меньше ее,

определяют уравнением:

$$P_0 = c \gamma h F \text{ кг.}$$

Для силосов величина вертикального давления равна:

$$P_0 = c \frac{\gamma R_0}{f_k} \text{ кг,}$$

где  $F$  — площадь выпускного отверстия в  $\text{м}^2$ ;

$R_0$  — гидравлический радиус выпускного отверстия в м;

$c$  — поправочный коэффициент ( $c = 0,3, \div 0,5$ );

$$k = \text{tg}^2 \left( 45^\circ - \frac{\phi_0}{2} \right).$$

Усилие на рукоятке, необходимое для открывания секторного клапана равно (см. рис. 102, а):

$$S = \frac{P_0 f r + f_1 (P_0 + G) \frac{d}{2}}{l}, \quad (23-8)$$

а для открывания задвижки плоского клапана (см. рис. 102, б)

$$S = \frac{(P_0 + G) f_1 d}{D}, \quad (24-8)$$

где  $G$  — вес секторного клапана или задвижки в кг;

$f_1$  — коэффициент трения задвижки в пазах;

$f$  — коэффициент трения в пазах шарниров;

$f$  — коэффициент трения задвижки-клапана о сыпучий материал.

## ГЛАВА IX

### ВИНТОВЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

Винтовые транспортеры или шнеки применяют для перемещения сыпучих и мелкокусковых материалов.

В основу работы шнека положен принцип кинематической пары винта и гайки. Гайкой в данном случае является перемещаемый материал в желобе транспортера, а винтом — вал с насаженной на него винтовой поверхностью.

При вращении винта материал в желобе, удерживаемый от вращения силой тяжести и трением о желоб, продвигается, скользя вдоль желоба.

Шнек (рис. 103) состоит из желоба, винта, вал которого опирается на концевые и промежуточные подшипники, и привода.

Загрузка и разгрузка винтового транспортера возможна в любой точке по его длине.

Чаще всего шнеки применяют для перемещения груза по горизонтальному направлению или под небольшим ( $5 - 10^\circ$ ) углом наклона к горизонту.

Шнеки также могут применяться и для вертикального перемещения сыпучих материалов (рис. 104). В этом случае шнеки работают при наличии подпора материала снизу.

Шнеки для вертикального перемещения материалов загружают в нижней части, где для этой цели установлен специальный приемный носок или небольшой длины горизонтальный шнек-питатель.

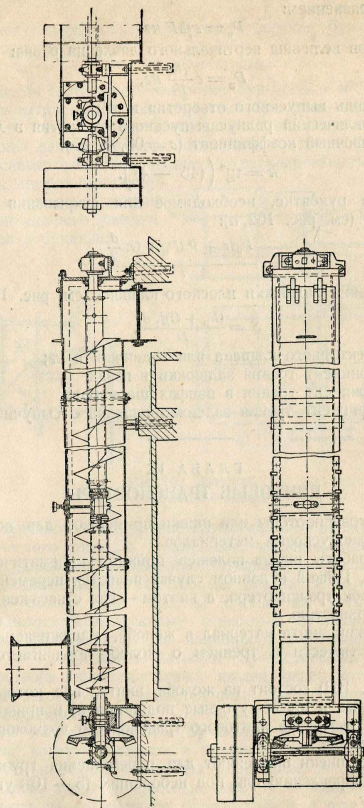


Рис. 103. Винтовой транспортер

Особой разновидностью этих машин является шнек сплошного заполнения (рис. 105, а). Сплошное заполнение желоба этой машины достигается отсутствием промежуточных подвесных подшипников вала шнека, которые заменены опорной секцией винта (рис. 105, б). Область применения шнеков ограничивается сравнительно небольшой длиной и производительностью. Длина шнека обычно не превышает

30—40 м, производительность шнеков колеблется от 2 до 150 м<sup>3</sup>/час.

Основные размеры шнеков стандартизированы по ГОСТ 2705-55.

В отдельных случаях шнеки выполняют не только транспортную задачу, но и являются необходимым звеном в технологическом процессе (месильные, питатели, сушильные, смесители и пр.).

В зависимости от назначения шнека и рода перемещаемого материала (легко сыпучий, кусковой, порошкообразный, слеживающийся и пр.) применяются винты различной формы: сплошные, спиральноленточные и лопастные (рис. 106).

Достоинствами шнеков являются: компактность и простота ухода; невысокая стоимость и простота конструкции; возможность получения полной герметичности; удобство промежуточной загрузки и разгрузки.

К недостаткам следует отнести: сравнительно высокий расход энергии, обусловленный интенсивностью перемешивания; дробление и заклинивание частиц материала; крошение и истирание перемещаемого материала; необходимость обеспечения равномерного питания и др.

Производительность винтовых транспортеров определяется формулой:

$$Q = 60 \frac{\pi D^2}{4} s n \psi \gamma \text{ т/час}, \quad (1-9)$$

где  $D$  — диаметр шнека в м;

$s$  — шаг винта;

$\psi$  — коэффициент заполнения;

$\gamma$  — объемный вес материала в т/м<sup>3</sup>.

Уравнение (1-9), решенное относительно  $D$ , служит для определения диаметра шнека.

При этом значение  $n$ ,  $\psi$  и  $\frac{s}{D}$  принимают

в зависимости от физических свойств материала и назначения машины. Диаметр шнека при транспортировании кусковых материалов должен удовлетворять условию  $D = (10 \div 12) a_{\max}^{\frac{1}{2}}$ , где  $a_{\max}$  — максимальный размер перемещаемого куска. Шаг винта  $s$  определяют в зависимости от диаметра уравнением

$$s = \psi D,$$

где  $\psi = 0,75 \div 1,0$  для легких сыпучих материалов (зерно);

$\psi = 0,5 \div 0,6$  для тяжелых, крупнокусковых и абразивных материалов (уголь, руда, цемент и пр.).

Коэффициент заполнения  $\psi$  для обычных шнеков применяется равным  $\psi = 0,25 \div 0,4$ . Для зернистых материалов, обладающих хорошей сыпучестью, небольших диаметров и малого шага винта зна-

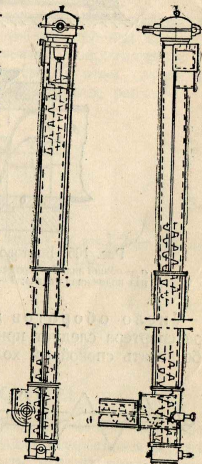


Рис. 104. Вертикальный винтовой транспортер

чение  $\psi$  применяют наибольшим. Для крупнокусковых материалов при небольших значениях диаметра винта коэффициент заполнения принимается минимальным. Для вертикальных шнеков коэффициент заполнения  $\psi = 1 - \frac{d^2}{D^2}$ , где  $d$  — диаметр вала шнека.

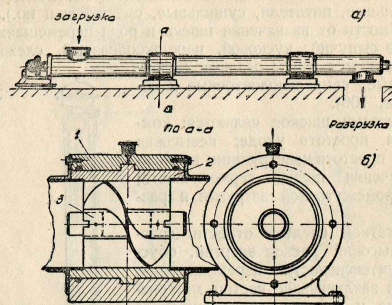


Рис. 105. Винтовой транспортер сплошного заполнения:  
а — общий вид; б — продольная опора; 1 — неподвижный корпус; 2 — опорная подвижная втулка; 3 — участок винта, опирающийся на подвижную втулку

Число оборотов  $n$  шнека для увеличения производительности транспортера следует принимать максимальным. Однако стремление обеспечить спокойный ход машины, уменьшить дробление материала и износ трущихся частей (желоба и перья шнека), ограничивает это увеличение.

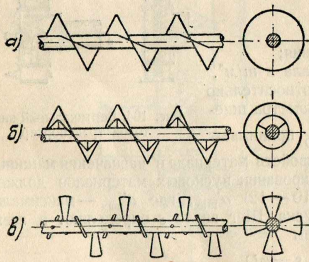


Рис. 106. Формы винтов:  
а — сплошной; б — ленточный; в — лопастной

где  $A = 60, 45$  и  $30$  соответственно для легкого неабразивного, для тяжелого малоабразивного и для тяжелого абразивного материалов.

$$n = \frac{A}{\sqrt{D}} \text{ об/мин,}$$

Выбранное число оборотов следует привести в соответствие с данными нормального ряда чисел оборотов по ГОСТ 2037-54, согласно которому  $n = 23,6; 30; 37,5; 47,5; 60; 75; 97; 118; 150$  и  $190$ .

Мощность двигателя винтовых транспортеров расходуется на преодоление сопротивлений, возникающих в результате трения транспортируемого материала о стенки желоба или трубы, а также витков винта о транспортируемый материал и в подшипниках, перемешивания и дробления материала во время его перемещения и подъема материала в наклонных и вертикальных шнеках.

Вследствие того, что из перечисленных сопротивлений аналитическому определению поддается только часть, при определении мощности двигателя удобнее пользоваться коэффициентом сопротивления  $\omega_0$ , величину которого определяют опытным путем. В этом случае потребляемая мощность на валу винта шнека в общем виде равна:

$$N_0 = \frac{QL}{270} \omega_0 \text{ л. с.,} \quad (2-9)$$

для наклонного шнека:

$$N_0 = \frac{QL}{270} (\omega_0 \pm \sin \alpha), \quad (3-9)$$

где  $\omega_0$  — коэффициент сопротивления: (для зерна  $\omega_0 = 1,2 - 1,3$ ; для угля и цемента  $\omega_0 = 2,5$ ; для золы и песка  $\omega_0 = 4,0$ ;

$Q$  — производительность шнека в  $m^3/час$ ;

$L$  — длина шнека в  $m$ .

## ГЛАВА X

### ИНЕРЦИОННЫЕ ТРАНСПОРТЕРЫ

В некоторых конструкциях транспортирующих машин для перемещения сыпучих грузов используется инерция перемещаемых грузов, что дает основание условно объединить эти машины в одну группу инерционных транспортеров.

В зависимости от характера использования инерции движущегося материала инерционные транспортеры можно разделить на две основные группы: бросковые транспортеры — триммеры и инерционные желобы или трубы.

Бросковые транспортеры, как правило, применяют для загрузки сыпучими грузами емкостей (вагонов, трюмов, складов). Инерционные желобы применяют для транспортирования сыпучих грузов по горизонтальному направлению или под небольшим углом наклона к горизонту.

#### Бросковые транспортеры

Бросковые транспортеры или триммеры представляют собой устройства, сообщаемые материалу начальную безопасную для материала скорость, с которой он совершает свободный полет к месту назначения (рис. 107).

Основными параметрами, определяющими траекторию полета материала после его выхода из триммера, являются угол бросания и начальная скорость.

Уравнение траектории свободного полета частицы (без учета сопротивления воздушной среды)<sup>1</sup> имеет вид:

$$y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx^2}{2v_k^2 \cos^2 \alpha}, \quad (1-10)$$

где  $\alpha$  — угол, определяющий направление скорости;  
 $v_k$  — скорость бросания груза на выходе из триммера в м/сек.

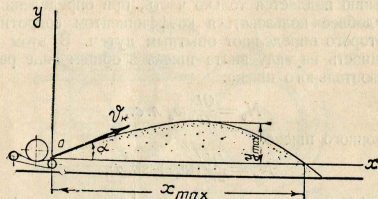


Рис. 107. Схема работы броскового транспортера

Дальность полета частицы груза определяют из уравнения (1-10) при  $y = 0$

$$x \operatorname{tg} \alpha = \frac{gx^2}{2v_k^2 \cos^2 \alpha},$$

отсюда

$$x = \frac{v_k^2}{g} \sin 2\alpha. \quad (2-10)$$

Максимальная дальность полета частицы груза будет иметь место при угле  $\alpha$ , полученном из экстремального значения функции (2-10).

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{2v_k^2}{g} \cos 2\alpha = 0 \quad \text{или} \quad \alpha = \frac{\pi}{4}.$$

Тогда максимальная дальность полета

$$x_{\max} = \frac{v_k^2}{g} \sin 2 \frac{\pi}{4} = \frac{v_k^2}{g}. \quad (3-10)$$

Изменение направления скорости от  $\alpha = 0$  до  $\alpha = \frac{\pi}{4}$  влечет за собой одновременно с ростом дальности полета увеличение крутизны траектории. При транспортировании грузов в емкостях с ограниченной высотой (вагон, трюм) крутизна траектории играет существенную роль, так как при ее увеличении может иметь место встреча потока

<sup>1</sup> Опыты перемещения сыпучих грузов при помощи триммеров показали, что сопротивление воздушной среды почти не оказывает влияния на характер траектории полета перемещаемого материала.

материала с верхней стенкой и в результате этого будет нарушена заданная траектория движения.

Поэтому часто при выборе основных параметров, величины и направления скорости приходится ограничивать высоту траектории.

Максимальное значение высоты траектории движения материала определяют из экстремального значения функции (1-10):

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{gx}{v_k^2 \cos^2 \alpha} = 0, \quad (4-10)$$

отсюда

$$x = \frac{v_k^2}{g} \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha = \frac{v_k^2}{2g} \sin 2\alpha.$$

Тогда  $y_{\max}$  будет равен:

$$y_{\max} = \frac{v_k^2}{2g} \sin 2\alpha \operatorname{tg} \alpha - \frac{g v_k^4 \sin^2 2\alpha}{8g^2 v_k^2 \cos^2 \alpha} = \frac{v_k^4}{2g} \sin^2 \alpha. \quad (5-10)$$

Для того чтобы высота траектории на всем пути перемещения материала не превышала величины  $y_{\max}$  необходимо, чтобы

$$\sin^2 \alpha = \frac{2gy_{\max}}{v_k^4}. \quad (6-10)$$

Часто условия работы ограничивают дальность и высоту полета материала, т. е.  $y_{\max} = y_0$  и  $x_{\max} = x_0$ .

Для того чтобы эти условия были выполнены, необходимо чтобы

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{v_k^2}{g} \sin 2\alpha, \\ y_0 &= \frac{v_k^4}{2g} \sin^2 \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (7-10)$$

Решая систему уравнений (7-10), получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4y_0}{x_0}. \quad (8-10)$$

Анализируя уравнения (3-10), (5-10) и (8-10) видим, что для того, чтобы управлять полетом материала, необходимо иметь возможность изменять значение угла  $\alpha$ , что достигается путем изменения угла выхода материала из броскового транспортера.

Ленточный триммер (рис. 108) представляет собой бесконечную ленту, огибающую два барабана (один из которых приводной) и изогнутую по дуге круга при помощи отжимного барабана. Отжимной барабан состоит из двух дисков, насаженных на одну ось так, что расстояние между наружными стенками дисков несколько меньше ширины ленты.

Материал, поступаая на криволинейный участок ленты между дисками отжимного барабана, под действием инерционных сил силы

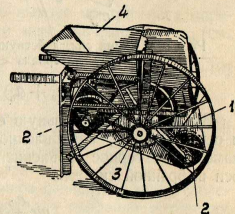


Рис. 108. Ленточный триммер: 1 — лента; 2 — концевые барабаны; 3 — отжимной барабан; 4 — питающий ковш

значение угла  $\alpha$ , что достигается путем изменения угла выхода материала из броскового транспортера.

тяжести прижимаются к ленте. Развивающиеся при этом силы трения между лентой и материалом увеличивают его скорость.

Величину скорости материала на выходе из ленточного триммера определяют из условия движения материала на криволинейном участке ленты.

Рассмотрим частицу  $M$ , находящуюся на криволинейном участке ленты (рис. 109).

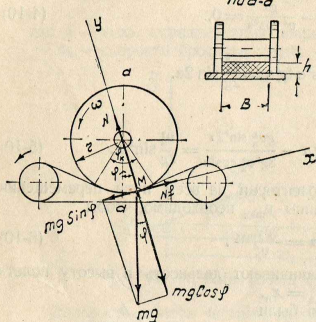


Рис. 109. Схема сил, действующих на частицу материала

На частицу материала  $M$  действуют силы:

- сила тяжести  $G = mg$ ;
- реакция ленты  $N$ ;
- сила трения  $F = Nf$ .

Уравнение движения частицы  $M$  на ленте имеет вид:

$$m\vec{a} = \vec{G} + \vec{N} + \vec{F}. \quad (9-10)$$

Частица  $M$  совершает относительное движение по ленте, поэтому

$$a = a_o + a_n,$$

где  $a_o$  — ускорение относительного движения;  
 $a_n$  — ускорение переносного движения.

Тогда уравнение (9-10) примет вид:

$$m(a_o + a_n) = \vec{G} + \vec{N} + \vec{F}. \quad (10-10)$$

Выберем прямоугольную систему координат с началом в точке  $M$  и осью абсцисс, направленной касательно к плоскости движения и заменим векторное уравнение (10-10) его проекциями на координатные оси выбранной системы

$$mr \frac{d^2\varphi}{dt^2} = F - mg \sin \varphi, \quad (11-10)$$

$$mr \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = N - mg \cos \varphi. \quad (12-10)$$

Умножая уравнение (12-10) на постоянную  $\frac{1}{mr}$ , а уравнение (11-10)

на  $\frac{1}{mr}$  и сложив их, получим:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} - f \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{g}{r} (f \cos \varphi - \sin \varphi). \quad (13-10)$$

Если пренебречь (без большой погрешности) величиной силы тяжести, которая значительно меньше величины сил инерции, то уравнение (13-10) примет вид:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = f \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2. \quad (14-10)$$

Полагая  $\frac{d\varphi}{dt} = z$ , тогда

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{dz}{dt} = \frac{dz}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = z \frac{dz}{d\varphi}.$$

Уравнение (14-10) после подстановки примет вид:

$$z \frac{dz}{d\varphi} = fz^2, \text{ или } \frac{dz}{z} = fd\varphi,$$

отсюда

$$\ln z = f\varphi + \ln c,$$

или

$$z = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{v}{r} = ce^{f\varphi}. \quad (15-10)$$

При начальных условиях  $\varphi = 0$ ;  $t = 0$  и  $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_o}{r}$

$$c = \frac{v_o}{r}.$$

Величина скорости материала в любой точке на изогнутой части ленты, положение которой определяется углом  $\varphi^1$ , будет равна:

$$v = v_o e^{f\varphi}, \quad (16-10)$$

где:  $v_o$  — начальная скорость материала при входе в триммер в  $M$  сек.

Конечную скорость материала при его выходе из триммера определяют из уравнения (16-10), подставив в него значения  $\varphi = \varphi_k$  (см. рис. 109), тогда

$$v_k = v_o e^{f\varphi_k}. \quad (17-10)$$

Производительность ленточного триммера

$$Q = 3600 F v \gamma = 3600 F v_o e^{f\varphi_k} \gamma \text{ м}^3/\text{час}, \quad (18-10)$$

где  $\varphi_k$  — угол обхвата лентой отжимного барабана;

$F$  — площадь сечения материала на ленте в  $M^2$ .

Мощность двигателя ленточного триммера зависит от сопротивления на барабанах и мощности, расходуемой для придания материалу скорости на выходе; ее можно выразить уравнением:

$$N = N_1 + N_2, \quad (19-10)$$

где  $N_1$  — мощность, затрачиваемая на придание материалу требуемой скорости;

$N_2$  — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления на барабанах триммера.

Мощность, затрачиваемую для ускорения материала на криволинейном участке ленты триммера, пренебрегая весом частицы, можно выразить уравнением:

$$N_1 = \int_0^{\varphi_k} \frac{1}{75} f v^2 v_r dm, \quad (20-10)$$

<sup>1</sup> Отсчет угла  $\varphi$  ведется от вертикального диаметра.

где  $v$  — текущая скорость материала на изогнутом участке ленты;  
 $v_s$  — скорость ленты;  
 $dm$  — масса материала на бесконечно малой длине ленты.  
 Масса материала на бесконечно малой длине ленты равна:

$$dm = \frac{Q}{3,6gv_s} ds = \frac{Qr}{3,6gv_s} d\varphi. \quad (21-10)$$

Выражая текущую скорость материала через известные величины, получим:

$$v = v_0 e^{f\varphi} = \frac{v_{\text{к}}}{e^{f\varphi_{\text{к}}}} e^{f\varphi}. \quad (22-10)$$

Подставив значение текущей скорости в уравнение (21-10), будем иметь:

$$dm = \frac{Qr e^{f\varphi_{\text{к}}}}{3,6gv_{\text{к}}} \cdot \frac{d\varphi}{e^{f\varphi}}. \quad (23-10)$$

Уравнение (20-10) после подстановки значения  $v$  из уравнения (22-10) и  $dm$  из уравнения (23-10) примет вид:

$$N_1 = \frac{Qv_{\text{к}}v_s}{270g e^{f\varphi_{\text{к}}}} \int_0^{\varphi_{\text{к}}} e^{f\varphi} d(f\varphi) = \frac{Qv_{\text{к}}v_s}{270g} \cdot \frac{e^{f\varphi_{\text{к}}} - 1}{e^{f\varphi_{\text{к}}}}. \quad (24-10)$$

Величина  $N_2$  может быть определена обычным путем, как сумма затрат мощности, необходимой на преодоление сопротивления вращению трех барабанов и жесткости ленты.

Примем для простоты величину  $N_2$  как часть  $N_1$ , тогда мощность на приводном барабане:

$$N_2 = \delta N_1 = \frac{\delta Qv_{\text{к}}v_s}{270g} \cdot \frac{e^{f\varphi_{\text{к}}} - 1}{e^{f\varphi_{\text{к}}}}.$$

Мощность двигателя триммера при к. п. д. передачи  $\eta$  и коэффициенте  $\delta = 0,2$  равна:

$$N = \frac{1,2Qv_{\text{к}}v_s}{270\eta g} \cdot \frac{e^{f\varphi_{\text{к}}} - 1}{e^{f\varphi_{\text{к}}}} \text{ л. с.} \quad (25-10)$$

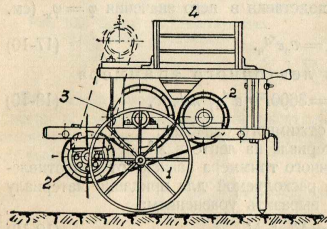


Рис. 110. Зернопульт:

1 — лента; 2 — концевые барабаны; 3 — отжимной барабан; 4 — питающий ковш

В некоторых конструкциях ленточных триммеров, применяемых для перемещения зерна, — зернопультax (рис. 110), отжимной барабан делают цилиндрическим. В этом случае материал приобретает скорость, очень близкую к скорости ленты. Благодаря такому устройству конечная скорость материала достигает величины 15–18 м/сек, что дает возможность перемешать материал на расстоянии до 16–20 м.

В малогабаритных бросковых механизмах для сообщения материалу начальной скорости применяются крылатки разнообразной конструкции (см. рис. 221).

Самотечный триммер — разбрызгиватель. При транспортировании сыпучих материалов, не подвергающихся крошению (зерно и др.) при сравнительно больших скоростях их движения, применяют самотечные триммеры — разбрызгиватели, которые, используя кинетическую энергию зерна, работают без затраты мощности, подводящей извне (рис. 111).

Для того чтобы материал покинул разбрызгиватель с некоторой конечной скоростью, необходимо, чтобы его начальная скорость  $u$  входа в разбрызгиватель имела бы определенную величину. Обычно

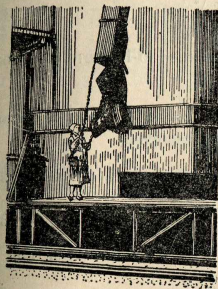


Рис. 111. Разбрызгиватель

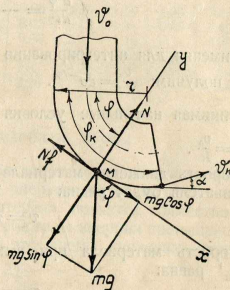


Рис. 112. Схема сил, действующих на частицу в разбрызгивателе

это достигается путем подачи сыпучего материала в разбрызгиватель вертикальными самотечными трубами с большой высоты. Скорость материала при входе в разбрызгиватель определяют по уравнению (15-8).

Скорость материала при выходе определяют из условий его движения по направляющей плоскости разбрызгивателя.

Рассмотрим эти условия (рис. 112). На частицу  $M$  действуют силы: тяжести  $G = mg$ , реакции  $N$  и сила трения  $F = Nf$ .

Дифференциальное уравнение движения частицы по направляющей плоскости разбрызгивателя имеет вид:

$$m(a_0 + a_n) = \vec{G} + \vec{N} + \vec{F}, \quad (26-10)$$

где  $a_0$  — ускорение относительного движения;

$a_n$  — ускорение переносного движения.

Выбрав прямоугольную систему координат с началом в точке  $M$  и осями абсцисс, совпадающей с направлением скорости движения, спроектируем силы на соответствующие координатные оси:

$$mR \frac{d^2\varphi}{dt^2} = -Nf + mg \cos \varphi, \quad (27-10)$$

$$mR \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = N - mg \sin \varphi. \quad (28-10)$$

Умножим почленно уравнение (28-10) на постоянную  $\frac{f}{mr}$ , а уравнение (27-10) на  $\frac{1}{mr}$  и сложив их, получим:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + f\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \frac{g}{r}(\cos\alpha - f\sin\alpha). \quad (29-10)$$

Пренебрегая (без большой погрешности) силой тяжести, получим дифференциальное уравнение движения частицы в упрощенном виде:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = -f\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2. \quad (30-10)$$

Применяя для интегрирования уравнения (30-10) метод, описанный ранее, получим:  $\frac{v}{R} = ce^{-f\varphi}$ .

Принимая начальные условия  $t=0$ ;  $\varphi=0$  и  $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{v_0}{R}$ , находим, что  $c = \frac{v_0}{R}$ .

Скорость движения материала по направляющей поверхности разбрызгивателя будет равна:

$$v = v_0 e^{-f\varphi}. \quad (31-10)$$

Скорость материала при выходе из разбрызгивателя при угле  $\varphi = \varphi_k$  равна:

$$v_k = v_0 e^{-f\varphi_k}. \quad (32-10)$$

Существенным недостатком всех бросковых установок является сортирование транспортируемого груза во время свободного полета, что ограничивает сферу их применения.

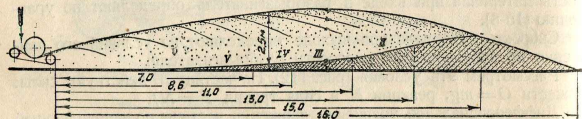


Рис. 113. Распределение зерна по фракциям

Так, во время транспортирования зерна зернопульты при скорости ленты 14 м/сек и производительности 30 т/час качество пшеницы по отдельным партиям (рис. 113) изменяется в зависимости от расстояния их от машины (см. табл. 18).

<sup>1</sup> Угол  $\varphi$  отсчитывается от момента перехода прямолинейного движения материала в криволинейное.

Таблица 18

№ фракций	Количество зерна в фракции в %	Расстояние между партиями от машины в м	Нагрузка в %/д	Влажность в %	Сорная примесь в %			Зерновая примесь в %				
					минеральная	Семса сорняков	Вредная	Итого	Щуплые и блятые	Порченные	Ромь и ячмень	Итого
Исходный образец	100	—	747	14,8	0,28	2,02	0,06	2,36	1,59	1,34	7,45	10,38
I	75	15	773	14,8	0,12	0,98	0,02	1,12	1,34	0,48	5,42	7,74
II	18	12	762	14,8	0,22	1,74	0,06	2,02	1,16	0,34	8,08	9,58
III	5,5	9,75	667	—	0,42	6,43	0,36	7,02	4,94	1,92	13,82	20,62
IV	1,0	7,75	—	—	1,2	25,72	1,8	28,72	18,20	2,96	7,64	28,30
V	0,5	5,75	—	—	3,2	41,76	2,26	47,24	3,80	0,96	4,36	8,12

### Инерционные желоба и трубы

Перемещение материала в инерционных желобах основано на том, что при прямом ходе желоба силы инерции не превышают величину сил трения материалов, поэтому материал движется совместно с желобом. При обратном движении желоба силы инерции превышают силы трения материала, совершающего в это время движение вперед по инерции.

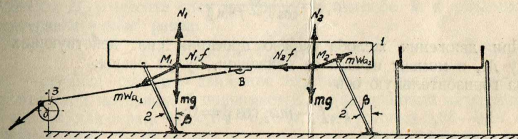


Рис. 114. Инерционный желоб с переменной силой трения: 1 — желоб; 2 — стойки; 3 — кривошипный механизм

Инерционные желоба и трубы просты по конструкции, несложны в эксплуатации и нечувствительны к перегрузкам. Однако динамическая неуравновешенность, сравнительно небольшая производительность и большой удельный расход мощности снижают их положительные качества, ограничивая их применение.

Существующие типы инерционных желобов делятся на два основных вида: инерционные желоба с переменной и постоянной силой трения.

Инерционный желоб с переменной силой трения представляет собой установку (рис. 114), состоящую из желоба, установленного на гибких стойках, и шатуно-кривошипного механизма. Число качений желоба принимается 300—400 в минуту при радиусе кривошипа 10—20 мм.

Рассмотрим движение частицы материала  $M$ , лежащей на желобе. Для упрощения примем движение желоба прямолинейным, что допустимо, так как длина стоек велика по сравнению с величиной амплитуды колебания желоба.

При движении частицы материала совместно с желобом будет отсутствовать относительное ее движение и ускорение движения частицы материала будет равно ускорению движения желоба.

При возрастании ускорения желоба наступит момент, когда сила трения частицы о желоб  $N_1 f$  станет меньше силы инерции  $ma_1$ , и частица начнет скользить по желобу. Величину ускорения желоба, соответствующую началу скольжения частицы, определяют из условий начала ее движения, при этом проекции сил на оси координат равны нулю.

При движении желоба влево проекции сил, действующих на точку  $M_1$  в момент начала ее движения в места, равны (рис. 114): на горизонтальную ось

$$N_1 f - ma_1 \cos \beta = 0;$$

на вертикальную ось

$$N_1 - mg - ma_1 \sin \beta = 0.$$

Отсюда

$$mgf + ma_1 f \sin \beta - ma_1 \cos \beta = 0$$

или

$$a_1 = \frac{gf}{\cos \beta - f \sin \beta}. \quad (33-10)$$

При движении желоба вправо проекции сил, действующих на точку  $M_2$  в момент начала ее движения, будут равны: на горизонтальную ось

$$N_2 f - ma_2 \cos \beta = 0;$$

на вертикальную ось

$$N_2 - mg + ma_2 \sin \beta = 0.$$

Отсюда

$$a_2 = \frac{gf}{\cos \beta + f \sin \beta}. \quad (34-10)$$

Из уравнений (33-10) и (34-10) видно, что

$$a_1 > a_2, \text{ так как } \beta > 0.$$

Для перемещения материала по желобу необходимо, чтобы ускорение желоба  $a$  по абсолютной величине было бы больше  $a_2$ . Для того чтобы это движение происходило только в одну сторону, необходимо, чтобы ускорение желоба  $a$  было бы меньше  $a_1$ . Следовательно, условия транспортирования материала желобом в одну сторону будут иметь место при

$$a_1 > |a| > a_2. \quad (35-10)$$

Инерционный желоб с постоянной силой трения (рис. 115) представляет собой установку, состоящую из желоба, движущегося прямолинейно на катках и приводимого в движение при помощи специального кривошипно-шатунного механизма, позволяющего получить движение желоба в одну сторону с большим, а в противоположную с малым ускорением.

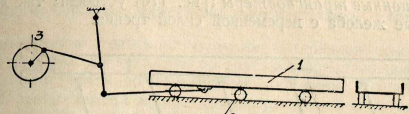


Рис. 115. Инерционный желоб с постоянной силой трения: 1 — желоб; 2 — катки; 3 — приводной механизм

Так как при этом типе желоба ускорение всегда направлено вдоль движения материала, т. е.  $\beta = 0$ , то в соответствии с уравнением (33-10) и (34-10)

$$|a_1| = |a_2| = gf$$

и условием начала движения материала в этом случае будет

$$a > gf. \quad (36-10)$$

Производительность инерционного желоба при ширине желоба  $B_1$  и высоте слоя материала в желобе  $h$  и объемном весе материала  $\gamma$   $m/m^3$  равна:

$$Q = 3600 B h v_{cp} \gamma \text{ м}^3/\text{час}, \quad (37-10)$$

где  $v_{cp}$  — средняя скорость движения материала по желобу в  $m/\text{сек}$ . Высота слоя материала  $h$  принимается для порошковых материалов  $0,02-0,03$  м, для зернистых  $0,04-0,06$  м, для кусковых  $0,06-0,07$  м.

Средняя скорость материала в инерционных желобах с переменной силой трения зависит от коэффициента трения и при горизонтальном перемещении материала принимается согласно приведенным ниже данным:

$f$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$v_{cp}$	0,13—0,14	0,2—0,25	0,27—0,32	0,33—0,38	0,35—0,4	0,38—0,42	0,40—0,45

Среднюю скорость материала для желобов с постоянной силой трения определяют по уравнению:

$$v_{cp} = \frac{\sqrt{fr}}{40} \text{ м/сек}, \quad (38-10)$$

где  $r$  — радиус кривошипа в мм.

Мощность для двигателя инерционного желоба приближенно может быть определена по формуле:

$$N = \frac{Ql\omega}{270l} \text{ л. с.}, \quad (39-10)$$

где  $\omega$  — коэффициент сопротивления равный  $\omega = 1,5-2,0$ .

Вибрационные транспортеры (рис. 116) устроены так же, как и инерционные желоба с переменной силой трения.

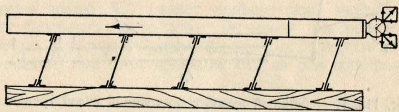


Рис. 116. Вибрационный транспортер

Их отличие от инерционных желобов с переменной силой трения характеризуется малой амплитудой, достигающей долей миллиметра и высокой частотой колебаний (до 3000 колебаний в минуту и выше).

Для привода в движение вибрационного транспортера применяют специальные механические самобалансирующие или электромагнитные приводы.

Механизм самобалансирующего привода состоит из двух эксцентрических грузов равного веса и формы, вращающихся в разные стороны с одинаковой угловой скоростью вокруг одной геометрической оси и связанных один с другим жесткой зубчатой передачей.

При вращении грузов вокруг оси инерционные силы достигают максимума в крайних точках, когда положение грузов совпадает, и минимума, когда грузы занимают диаметрально противоположное положение.

Механизм привода прикрепляют непосредственно к желобу или трубе и регулируют так, чтобы ось механизма и ось желоба были бы параллельны.

При электромагнитном приводе якорь электромагнита прикрепляется непосредственно к желобу. При подаче в обмотку электромагнита переменного тока якорь вместе с желобом приходит в колебательное движение с частотой колебаний, равной частоте тока.

Ввиду незначительной величины амплитуды крошение материала и выделение пыли при перемещении почти совершенно отсутствуют.

## ГЛАВА XI ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

Пневматический транспорт сыпучих материалов впервые был применен в 1867 г. для перемещения волокнистых и зерновых материалов. Благодаря целому ряду преимуществ этот вид транспорта получил широкое распространение и в ряде случаев (выгрузка зерна из

трубов морских и речных судов) почти полностью вытеснил механический транспорт. В течение последних лет на некоторых предприятиях механический внутрицеховой транспорт также заменяется пневматическим. Применение пневматического транспорта создает благоприятные условия для автоматизации производственных процессов.

### Принцип действия, классификация и область применения

Пневматический транспорт сыпучих материалов основан на способности газа при его движении по трубам с определенной скоростью перемещать материал во взвешенном состоянии. Теоретически при помощи газового потока можно транспортировать сыпучий материал, частицы которого имеют любую форму и вес. Однако расход энергии на перемещение, растущий во много раз быстрее, чем вес частиц перемещаемого материала, практически ограничивает область применения пневматического транспорта.

Пневматический транспорт сыпучих материалов применяется во многих отраслях промышленности, на строительстве, железнодорожном и водном транспорте для перемещения разнообразных сыпучих и пылевидных материалов, лишенных способности прилипать, слеживаться и уплотняться при небольших давлениях (зерно, цемент, уголь, фосфаты, зола, шлаки, хлопкок, опилки, соль, песок и др.).

Производительность существующих пневматических установок колеблется в больших пределах и достигает 800 т/час; расстояние, на которое перемещается материал, по высоте достигает 100 м, в горизонтальном направлении — до 1800 м.

Основное преимущество пневматического транспорта по сравнению с механическим: простота и легкость обслуживания, обеспыливание и охлаждение перемещаемых материалов, создание гигиенических условий работы; возможность применения при любых местных условиях; отсутствие движущихся частей, непосредственно соприкасающихся с перемещаемым материалом.

Главным недостатком пневматического транспорта является сравнительно большой расход энергии, вызванный необходимостью перемещать вместе с материалом большие объемы воздуха.

Движение газа по трубам пневматического транспорта с определенной скоростью обеспечивается разностью давлений на концах трубопровода. В зависимости от способа создания разности давлений пневматические установки разделяются на всасывающие, нагнетательные и смешанные.

Всасывающая пневматическая установка (рис. 117) состоит из приемника, материалопровода, разгрузителя, пылеотделителя, воздушной машины и воздухопровода. Воздуходувная машина, отсасывая воздух из всей системы, создает напряжение, благодаря которому воздух устремляется в приемник.

При движении к приемнику, или иначе — соплу, воздух проходит сквозь слой материала и увлекает его с собой. Образовавшаяся смесь воздуха с материалом движется по материалопроводу и поступает в разгрузитель. При входе в разгрузитель воздушный поток меняет свое направление, а его скорость резко падает. В результате резкого

изменения направления и величины скорости потока материал, отделившись от воздуха, падает на дно разгрузителя, откуда при помощи шлюзового затвора выводится наружу.

Воздух, отделенный в разгрузителе от материала, поступает по воздухопроводу в пылеотделитель, где подвергается очистке от пыли.

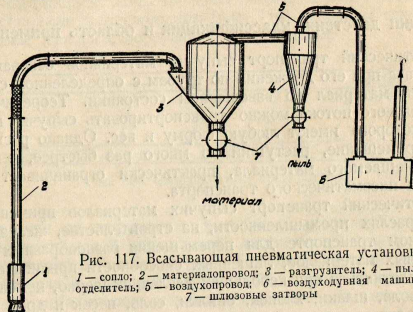


Рис. 117. Всасывающая пневматическая установка:  
1 — сопло; 2 — материалопровод; 3 — разгрузитель; 4 — пылеотделитель; 5 — воздухопровод; 6 — воздушная машина; 7 — шлюзовый затвор

Пыль собирается в конусе пылеотделителя и при помощи шлюзового затвора выводится наружу. Чистый воздух из пылеотделителя засасывается воздушной машиной и выбрасывается в атмосферу.

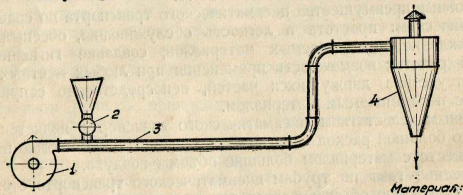


Рис. 118. Нагнетательная пневматическая установка:  
1 — воздушная машина; 2 — загрузочное устройство; 3 — материалопровод; 4 — разгрузитель

Всасывающие пневматические установки дают возможность присоединять к одному и тому же разгрузителю несколько материалопроводов или к одному пылеотделителю несколько сетей, имеющих свои материалопроводы и разгрузители. Наличие такой возможности позволяет одной всасывающей установкой забирать материал одновременно из нескольких точек.

Всасывающие пневматические установки обычно работают на разрежении, не превышающем 0,5 атм, так как при дальнейшем разрежении плотность воздуха резко падает, что влечет за собой падение транспортирующей способности воздуха.

Нагнетательная пневматическая установка (рис. 118), работает при избыточном давлении воздуха в материалопроводе. Воздушная машина нагнетает воздух в материалопровод, куда при помощи специального загрузочного устройства подается материал. Смесь воздуха и материала перемещается к месту назначения, поступает в разгрузитель, где материал отделяется от воздуха, оседает в конусе разгрузителя и выводится наружу, а воздух по воздухопроводу выбрасывается в атмосферу. Нагнетательные установки позволяют перемещать материал на значительные расстояния.

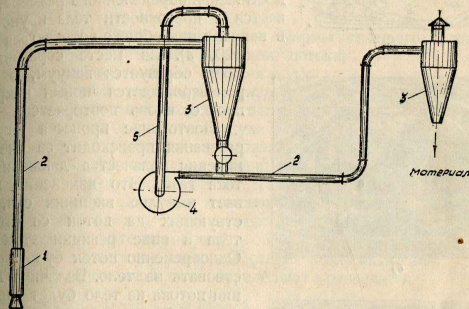


Рис. 119. Пневматическая установка смешанного типа:  
1 — сопло; 2 — материалопровод; 3 — разгрузитель; 4 — воздушная машина; 5 — воздухопровод

Смешанная пневматическая установка (рис. 119) представляет собой комбинацию всасывающей и нагнетательной установок. Установки смешанного типа используют положительные стороны работы как всасывающих установок: забирают материал из одной или нескольких точек, так и нагнетательных: перемещают материал на большие расстояния.

## Теория и расчет пневматического транспорта

*Движение твердого тела в воздушном потоке.* Рассмотрим твердое тело, помещенное в воздушный поток, причем размеры тела малы по сравнению с размерами материалопровода пневматического транспорта. В случае, когда твердое тело находится в центре трубы, влиянием стенок на взаимодействие потока газа с телом без большой погрешности можно пренебречь.

При движении газового потока частица газа, встретив на своем пути поверхность тела в точке А (рис. 120, а), будет скользить по его поверхности, изменяя при этом как направление своего движения, так и направление движения соседних с ней частиц. По мере движения частицы газа от точки А к точке В или Д скорость ее

возрастает, достигая максимума в точке  $B$  ( $D$ ). Так как в точке  $B$  ( $D$ ) профиль тела резко изменяется, частица газа, двигаясь по инерции, срывается с его поверхности и образует вакуум вблизи точки срыва.

В образовавшийся за телом вакуум будут засасываться частицы газа, в результате чего на границе движения двух потоков газа будут образовываться вихри (рис. 120, б).

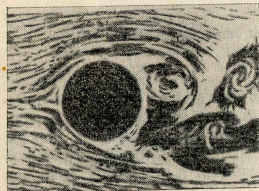
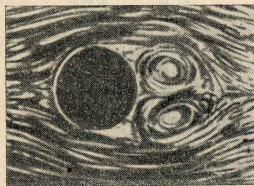
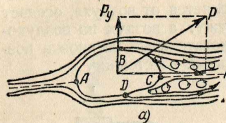


Рис. 120. Обтекание воздушным потоком твердого тела: а — схема обтекания; б — образование вихря за телом; в — срыв вихря с поверхности тела

Кроме динамического давления, на тело действует также главный вектор сил трения между частицами потока и поверхностью тела.

Полное давление потока газа на тело будет равно геометрической сумме главных векторов сил динамических и трения. В случае главного обтекания воздушным потоком тела без срыва струи главную роль играет вектор сил трения, а при неплановом обтекании тела с гладкой поверхностью при образовании вихрей — вектор динамического давления.

В общем случае при наличии непланового обтекания тела с шероховатой поверхностью при несимметричности воздушного потока или

несимметричном положении тела в потоке вектор полного давления  $P$  (см. рис. 120, а) будет направлен под углом к оси потока. Составляющую этого вектора, направленную по оси потока  $P_x$ , принято называть лобовым давлением, а перпендикулярно оси потока  $P_y$  — подъемной силой.

Сила лобового давления воздушного потока при скоростях потока и диаметрах материалопроводов, применяемых в пневматическом транспорте (при  $Re > 2500$ ), как показали многочисленные опыты, может быть выражена уравнением:

$$P_x = k_x F_{\gamma} v_0^2 = k_x F_{\gamma} \frac{(v_n - v_m)^2}{2g}, \quad (1-11)$$

где  $k_x$  — коэффициент, зависящий от формы тела, его положения в потоке и режима воздушного потока;

$F$  — площадь миделева сечения в  $m^2$ ;

$\gamma_0$  — удельный вес воздуха в  $kg/m^3$ ;

$v_0$  — относительная скорость движения воздуха в  $m/сек$ ;

$v_n$  — скорость движения воздуха в  $m/сек$ ;

$v_m$  — скорость движения материала в  $m/сек$ ;

Подъемная сила возникает главным образом в результате несимметричности воздушного потока. Такая несимметричность потока наблюдается особенно, когда тело находится вблизи стенки материалопровода. При этом над телом вследствие срыва вихрей с его поверхности и стенок материалопровода образуется разрежение, в результате чего на тело снизу вверх действует подъемная сила.

Величину подъемной силы определяют уравнением:

$$P_y = k_y \gamma F \frac{v_0^2}{2g} = k_y \gamma F \frac{(v_n - v_m)^2}{2g}. \quad (2-11)$$

Полная сила воздушного потока, действующая на тело, равна геометрической сумме лобового давления и подъемной силы.

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \sqrt{k_x^2 + k_y^2} \gamma F \frac{(v_n - v_m)^2}{2g} = k \gamma F \frac{(v_n - v_m)^2}{2g}, \quad (3-11)$$

где  $k = \sqrt{k_x^2 + k_y^2}$  — коэффициент полной силы потока, зависящий от формы и состояния поверхности тела, режима потока (ламинарный или турбулентный), положения тела относительно потока, диаметра трубы и др.

**Скорость витания.** Движение твердого тела в материалопроводе будет возможно, если подъемная сила потока будет больше или равна его весу, т. е.

$$k \gamma F \frac{(v_n - v_m)^2}{2g} \geq mg. \quad (4-11)$$

Уравнение (4-11) может иметь место только в том случае, когда твердое тело движется в вертикальном материалопроводе или асимметрично относительно оси потока в горизонтальном материалопроводе.

<sup>1</sup> Площадь проекции тела на плоскость, нормальную к вектору его относительной скорости.

По мере удаления твердого тела от стенок горизонтального материалопровода подъемная сила, развивающаяся в результате срыва вихрей и асимметричного движения потока воздуха относительно твердого тела, будет уменьшаться до тех пор, пока уравнение (4-11) не будет соблюдено.

При этом твердое тело под действием силы тяжести начнет обратное движение к нижним стенкам материалопровода, которое будет продолжаться до тех пор, пока подъемная сила не превысит силу тяжести, после чего вновь начнется движение твердого тела вверх.

Таким образом, движение твердого тела в воздушном потоке будет представлять собой сложное колебательно-поступательное движение, при котором не исключена возможность ударов тела о стенки'.

Наименьшая скорость воздушного потока, при которой все частицы транспортируемого материала взвешиваются потоком, называется скоростью витания или скоростью парения. Эту скорость определяют из условия, что подъемная сила равна весу частицы, т. е.

$$mg = k_y \gamma_n F \frac{v_n^2}{2g} = k_s v_s^2. \quad (5-11)$$

Отсюда

$$v_s = \sqrt{\frac{2g}{k_y \gamma_n F} mg} = \sqrt{\frac{mg}{k_s}}, \quad (6-11)$$

где

$$k_s = \frac{k_y \gamma_n F}{2g}.$$

Уравнение (6-11) позволяет определить скорость витания только для частиц, имеющих форму шара.

Для частиц другой формы величина скорости витания не может быть определена уравнением (6-11). Это объясняется тем, что при витании частицы в воздушном потоке неизбежно ее вращение, в результате чего величины  $k_y$  и  $F$  изменяются, что влечет за собой изменение коэффициента  $k_s$ .

Поэтому для тел, форма которых отлична от шара, величину скорости витания определяют опытным путем (приложение 8).

Движение твердого тела в горизонтальном и вертикальном материалопроводах. Характер движения транспортируемого материала по длине материалопровода определяет правильное расположение отдельных участков последнего.

Для выяснения законов движения частицы материала в материалопроводе рассмотрим ее движение в вертикальных и горизонтальных материалопроводах.

Движение материала в вертикальном материалопроводе возможно при условии, когда  $mg < P$ , при этом  $v_n > v_s$ .

<sup>1)</sup> Бронштейн и Толес (Журн. "Техническая физика" т. XIII, вып. I. 1953 г.) высказали предположение о том, что подерживание материала в воздушном потоке горизонтального материалопровода объясняется наличием и величиной вертикальных составляющих пульсационных скоростей турбулентного потока воздуха. В связи с этим они вводят понятие о "скорости витания для горизонтальных труб", величина которой значительно больше, чем для вертикальных материалопроводов.

Уравнение движения частицы материала в вертикальном материалопроводе под действием приложенных к ней сил (рис. 121, а) имеет вид:

$$m \frac{dv_M}{dt} = P - mg = k_y \gamma_n F \frac{(v_n - v_M)^2}{2g} - mg. \quad (7-11)$$

Из уравнения (5-11)

$$\frac{k_y \gamma_n F}{2g} = k_s = \frac{mg}{v_s^2},$$

тогда уравнение (7-11) примет вид

$$\frac{dv_M}{dt} = \frac{g}{v_s^2} (v_n - v_M)^2 - g.$$

Отделив переменные, получим:

$$\frac{dv_M}{(v_n - v_M)^2 - v_s^2} = \frac{g}{v_s^2} dt. \quad (8-11)$$

Интеграл левой части уравнения (8-11) равен

$$\begin{aligned} \int \frac{dv_M}{(v_n - v_M)^2 - v_s^2} &= - \int \frac{d(v_n - v_M)}{(v_n - v_M)^2 - v_s^2} = - \int \frac{dy}{y^2 - v_s^2} = \\ &= - \frac{1}{2v_s} \int \frac{(y - v_s) + (y + v_s)}{(y + v_s)(y - v_s)} dy = \frac{1}{2v_s} \int \frac{dy}{y + v_s} - \frac{1}{2v_s} \int \frac{dy}{y - v_s} = \\ &= \frac{1}{2v_s} [\ln(y + v_s) - \ln(y - v_s)] = \frac{1}{2v_s} \ln \frac{v_n - v_M + v_s}{v_n - v_M - v_s}. \end{aligned}$$

Уравнение (8-11) после интегрирования будет иметь вид

$$\frac{1}{2v_s} \ln \frac{v_n - v_M + v_s}{v_n - v_M - v_s} = \frac{gt}{v_s^2} + c. \quad (9-11)$$

При начальных условиях  $t=0$  и  $v_M = v_0$  величина постоянной  $c$  равна:

$$c = \frac{1}{2v_s} \ln \frac{v_n - v_0 + v_s}{v_n - v_0 - v_s}.$$

Подставив значение величины  $c$  в уравнении (9-11), получим:

$$\frac{1}{2v_s} \ln \frac{v_n - v_M + v_s}{v_n - v_M - v_s} = \frac{gt}{v_s^2} + \frac{1}{2v_s} \ln \frac{v_n - v_0 + v_s}{v_n - v_0 - v_s}$$

или

$$\begin{aligned} \frac{v_n - v_M + v_s}{v_n - v_M - v_s} &= \frac{2gt}{v_n - v_0 + v_s} \\ \frac{v_n - v_0 + v_s}{v_n - v_0 - v_s} &= e^{2gt/v_s^2}. \end{aligned} \quad (10-11)$$

Решая уравнение (10-11) относительно  $v_M$ , получим

$$v_M = (v_n - v_s) \frac{e^{2gt/v_s^2} - (v_n + v_s)(v_n - v_s + v_s)}{e^{2gt/v_s^2} - (v_n - v_s)(v_n + v_s - v_s)} - \frac{2gt}{v_n - v_0 - v_s} \quad (11-11)$$

Как видно из уравнения (11-11), скорость движения материала в вертикальном материалопроводе растет очень быстро и приближается к пределу

$$\lim_{t \rightarrow \infty} v_M = v_n - v_s. \quad (12-11)$$

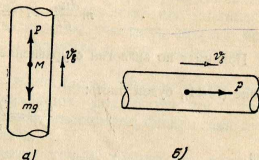


Рис. 121. Силы, действующие на частицу материала: а - в вертикальном трубопроводе; б - в горизонтальном трубопроводе

Движение материала в горизонтальном материалопроводе рассмотрим при установившемся процессе транспортирования<sup>1)</sup>, при котором, как показал опыт, влияние силы тяжести почти не ощущается.

Дифференциальное уравнение движения частицы в горизонтальном материалопроводе под действием только силы давления потока (рис. 121, б) имеет вид:

$$m \frac{dv_M}{dt} = P = k_{\text{тн}} F \frac{(v_n - v_M)^2}{2g}. \quad (13-11)$$

Принимая по аналогии с уравнением (5-11)  $\frac{k_{\text{тн}} F}{2g} = \frac{mg}{v_s^2}$  и подставляя в уравнение (13-11), будем иметь:

$$\frac{dv_M}{dt} = \frac{g}{v_s^2} (v_n - v_M)^2$$

или

$$\frac{dv_M}{(v_n - v_M)^2} = \frac{g}{v_s^2} dt. \quad (14-11)$$

После интегрирования уравнение (14-11) примет вид

$$\frac{1}{v_n - v_M} = \frac{gt}{v_s^2} + c. \quad (15-11)$$

При начальных условиях  $t=0$  и  $v_M = v_0$  постоянная равна:

$$c = \frac{1}{v_n - v_0}.$$

Подставив значение произвольной постоянной  $c$  в уравнение (15-11), получим:

$$\frac{1}{v_n - v_M} = \frac{gt^2}{v_s^2} + \frac{1}{v_n - v_0}. \quad (16-11)$$

Решая уравнение (16-11) относительно  $v_M$ , получим:

$$v_M = v_n - \frac{(v_n - v_0) v_s^2}{gt^2 (v_n - v_0) + v_s^2}. \quad (17-11)$$

Из уравнения (17-11) видно, что с увеличением времени скорость материала в горизонтальном материалопроводе стремится к пределу, равному:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} v_M = v_n. \quad (18-11)$$

Уравнения (12-11) и (18-11) позволяют решить вопрос о правильном расположении вертикальных и горизонтальных участков материалопровода.

Нетрудно видеть, что наиболее благоприятные условия работы материалопровода создадутся в том случае, когда его вертикальный участок будет предшествовать горизонтальному. В этом случае скорость входа материала в горизонтальный участок всегда меньше скорости воздушного потока (12-11) и следовательно, условия входа благоприятные, так как материал имеет возможность продолжать в горизонтальном материалопроводе ускоренное движение.

1) Установившимся будем называть такой процесс, при котором исключается возможность выпадения частиц материала из воздушного потока и ударение частиц о стенки и одних о другие.

В случае, когда горизонтальный участок предшествует вертикальному, материал с момента его перехода в вертикальный участок, имея скорость, близкую к скорости воздушного потока (18-11), попадает в условия, при которых скорость его движения (12-11) будет падать. Падение скорости материала ведет к увеличению его количества в месте перехода, увеличивает сопротивление участков, создает условия выпадения материала из потока воздуха и, как следствие, закупорку материалопровода.

**Расход энергии на транспорт материала.** Перемещение смеси воздуха и материала в материалопроводах пневматического транспорта сопровождается весьма сложными явлениями, физическая сущность которых до сих пор не раскрыта.

Высказанные рядом исследователей точки зрения на характер расхода энергии при пневматическом транспорте являются неполной, а иногда и противоречивыми, что не дает возможности создать стройную теорию расчета пневматического транспорта.

При пневматическом транспорте сыпучих материалов энергия потока расходуется на преодоление сопротивления движению чистого воздуха по воздухопроводам  $P_{\text{в}}$  и смеси материала и воздуха по леотделителю  $P_{\text{л}}$ ; преодоление сопротивления разгрузителя и пылеуловителя  $P_{\text{п}}$ ; создание и поддержание заданной скорости движения материала и воздушного потока  $P_{\text{в}}$ , подъем смеси материала с воздухом на высоту  $H$  в вертикальных участках  $P_{\text{h}}$ .

Таким образом, воздухоудная машина при работе пневматической установки должна развивать давление, равное

$$P = P_{\text{в}} + P_{\text{см}} + P_{\text{в}} + P_{\text{h}} + P_{\text{л}}. \quad (19-11)$$

Для определения величины составляющих суммарного расхода энергии рассмотрим каждую из них в отдельности.

Потерю давления при движении чистого воздуха определяю из условий движения по трубопроводам реальной упругой жидкости (газа), пользуясь общей формой уравнения Бернулли, отнесенного к 1 кг газа

$$Z + \frac{P_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + \frac{u_{\text{в}}}{A} = Z_* + \frac{P_{\text{в}}}{\gamma_{\text{в}}} + \frac{v_{\text{в}}^2}{2g} + \frac{u_{\text{в}}}{A} + R_{\text{тр}}, \quad (20-11)$$

- где  $Z$  — геометрическая — нивелирная высота, характеризующая потенциальную энергию веса жидкости (газа);  
 $\frac{P}{\gamma}$  — статическая или пьезометрическая высота, характеризующая потенциальную энергию давления жидкости (газа);  
 $\frac{v^2}{2g}$  — скоростная высота, скоростное или динамическое давление, характеризующее кинематическую энергию движущейся жидкости (газа);  
 $R_{\text{тр}}$  — высота потерь, характеризующая потери от трения при движении жидкости (газа) на участке  $l-A$ ;  
 $\frac{u}{A}$  — высота внутренней энергии, характеризующая внутреннюю энергию движущегося газа;

$P_1, P_2$  — абсолютное давление в  $\text{кг/м}^2$ ;  
 $v$  — скорость движения потока в  $\text{м/сек}$ ;  
 $u$  — внутренняя энергия газа в  $\text{ккал/кг}$ ;  
 $A$  — тепловой эквивалент единицы работы в  $\text{ккал/кг. м}$ ;  
 $\gamma_b$  — удельный вес жидкости (газа).

Для элементарного участка трубопровода длиной  $dl$  уравнение (20-11) примет вид:

$$dZ + \frac{dP}{\gamma_b} + \frac{v dv}{g} + \frac{du}{A} + dR_{\text{тр}} = 0. \quad (21-11)$$

Уравнение (21-11) применительно к условиям пневмотранспортных установок может быть упрощено. Действительно, высота подъема материала пневмотранспортными установками обычно не превышает 20 м. Поэтому первым членом уравнения (21-11) можно пренебречь, так как для воздуха, имеющего незначительный удельный вес, величина  $dZ \approx 0$ .

При работе пневмотранспортной установки в одинаковых условиях на всем пути транспортирования материала температура воздуха практически постоянна, следовательно, внутренняя энергия воздуха остается неизменной и  $du \approx 0$ .

Таким образом, уравнение Бернулли в дифференциальной форме для реальных пневмотранспортных установок будет иметь вид:

$$\frac{dP}{\gamma_b} + \frac{v dv}{g} + dR_{\text{тр}} = 0. \quad (22-11)$$

Интегрирование уравнения (22-11) проведем для случая пневмотранспортной установки низкого и высокого давлений и при условии постоянства диаметра воздухопровода на расчетном участке, что имеет место в реальных установках. Пневматические установки низкого давления, характеризующиеся падением давления в материалопроводе  $P < 500 \text{ кг/м}^2$ , работают при неизменяющемся объеме газа, т. е. при  $\gamma_b = \text{const}$  (изохора), при этом скорость движения воздушного потока по всей трубе постоянна и, следовательно,  $dv = 0$ .

Уравнение (22-11) для этого случая примет вид:

$$\frac{dP}{\gamma_b} + dR_{\text{тр}} = 0. \quad (23-11)$$

Так как потери на трение  $R_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} l$ , то для элементарного участка  $dR_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} dl$ ,

где  $\lambda$  — коэффициент сопротивления единицы относительной длины прямолинейного трубопровода;

$D$  — диаметр трубопровода в м;

$l$  — длина трубопровода в м.

Уравнение (23-11) после подстановки значения  $dR_{\text{тр}}$  примет вид:

$$\frac{dP}{\gamma_b} + \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} dl = 0. \quad (24-11)$$

Интегрируя уравнение (24-11) в заданных пределах, получим:

$$\frac{1}{\gamma_b} \int_{P_1}^{P_2} dP + \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} \int_0^l dl = 0$$

или

$$P_b = P_1 - P_2 = \lambda \frac{l}{D} \gamma_b \frac{v^2}{2g}. \quad (25-11)$$

Полученное уравнение (25-11) выражает собой потерю давления при движении чистого воздуха в трубопроводе установки низкого давления на длине  $l$ .

В установках высокого давления (вакуума)  $P > 500 \text{ кг/м}^2$  движение воздушного потока происходит в условиях изотермического процесса при  $T = \text{const}$ ; уравнение Бернулли для элементарного участка будет иметь вид:

$$\frac{dP}{\gamma_b} + \frac{v dv}{g} + \frac{\lambda}{D} \frac{v^2}{2g} dl = 0. \quad (26-11)$$

На основании закона сплошности движения

$$\gamma_b F v = \gamma_{b1} F_1 v_1.$$

Но так как по условию  $F = F_1 = \text{const}$ , то

$$\gamma_b v = \gamma_{b1} v_1, \text{ или } v = v_1 \frac{\gamma_{b1}}{\gamma_b}. \quad (27-11)$$

При изотермическом процессе  $Pv = P_1 v_1 = \text{const}$ ,

тогда

$$\frac{P_1}{\gamma_{b1}} = \frac{P}{\gamma_b} \text{ и } \frac{\gamma_{b1}}{\gamma_b} = \frac{P_1}{P},$$

отсюда

$$\gamma_b = \gamma_{b1} \frac{P_1}{P}. \quad (28-11)$$

Подставив значение  $\frac{\gamma_{b1}}{\gamma_b} = \frac{P_1}{P}$  в уравнение (27-11), получим:

$$v = v_1 \frac{\gamma_{b1}}{\gamma_b} = v_1 \frac{P_1}{P}. \quad (29-11)$$

Пользуясь выведенными зависимостями (27-11, 28-11 и 29-11), приведем уравнение (26-11) к виду, удобному для интегрирования, для чего предварительно разделим все члены на  $v^2$  и подставим значения  $v$  и  $\gamma$  из уравнений (28-11) и (29-11).

$$\frac{dP}{v^2 \gamma_b} + \frac{dv}{g v} + \frac{\lambda}{2gD} dl = \frac{P dP}{v^2 P_1 \gamma_b} + \frac{1}{g} \frac{dv}{v} + \frac{\lambda}{2gD} dl = 0. \quad (30-11)$$

Интегрируя уравнение (30-11) в заданных пределах, получим:

$$\frac{1}{v^2 P_1 \gamma_b} \int_{P_1}^{P_2} P dP + \frac{1}{g} \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} + \frac{\lambda}{2gD} \int_0^l dl = 0,$$

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \gamma_{\text{в}} \frac{v_1^2}{2g} \left( \lambda \frac{l}{D} + 2 \ln \frac{v_2}{v_1} \right). \quad (31-11)$$

Так как  $\frac{P_1}{P_2} = \frac{v_2}{v_1}$ , то уравнение (31-11) можно записать в виде:

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \gamma_{\text{в}} \frac{v_1^2}{2g} \left( \lambda \frac{l}{D} + 2 \ln \frac{P_1}{P_2} \right). \quad (32-11)$$

Ввиду небольшой величины члена  $\ln \frac{P_1}{P_2}$  по сравнению с остальными членами уравнения (32-11) им без большой погрешности можно пренебречь (погрешность не превышает 1%);

тогда

$$\frac{P_1^2 - P_2^2}{2P_1} = \lambda \frac{l}{D} \gamma_{\text{в}} \frac{v_1^2}{2g}. \quad (33-11)$$

Отсюда потеря давления на участке установки высокого давления равна:

$$P_{\text{в}} = P_2 - P_1 = \sqrt{P_2^2 - 2P_1 \lambda \frac{l}{D} \gamma_{\text{в}} \frac{v_1^2}{2g}} - P_1. \quad (34-11)$$

Коэффициент сопротивления единицы относительной длины прямолинейного трубопровода пневмотранспортной установки, входящей в уравнения (25-11) и (34-11), для стальных бесшовных труб определяют по формуле:

$$\lambda = \frac{0,246}{Re^{0,25}}, \quad (35-11)$$

где  $Re$  — критерий Рейнольдса ( $Re = \frac{vD}{\gamma}$ ,  $\gamma$  — коэффициент кинематической вязкости воздуха).

В случае разветвленного воздухопровода падение давления при движении чистого воздуха определяют из уравнений (25-11) или (33-11), в которых правая часть уравнения имеет вид

$$\left( \lambda \frac{l}{D} + \sum \xi \right) \gamma_{\text{в}} \frac{v^2}{2g}$$

где  $\sum \xi$  — сумма сопротивлений в фасонных частях воздухопровода (приложение 9).

Сопротивление движению смеси материала и воздуха по материалопроводам является следствием трения частиц материала и воздуха о стенки трубы, трения и соударение частиц материала одних о другие, поддержания частиц во взвешенном состоянии и других факторов. Сложность механизма движения смеси материала с воздухом в материалопроводах не позволяет теоретически определить количественную сторону процесса и предложить теоретически обоснованную формулу.

В результате проведенного в 1922 г. И. Гастерштадтом исследования процесса пневматического транспорта материала в горизонтальных трубах было установлено, что между потерями давления при

движении смеси материала и воздуха  $P_{\text{см}}$  и чистого воздуха  $P_{\text{в}}$ , при одних и тех же условиях, имеется зависимость вида (рис. 122):

$$P_{\text{см}} = P_{\text{в}} (1 + a\mu), \quad (36-11)$$

где  $a = \text{tg } \alpha$  — опытная величина, зависящая от скорости воздуха и ряда других факторов;

$\mu = \frac{G_{\text{м}}}{G_{\text{в}}}$  — коэффициент весовой концентрации смеси, равный отношению веса материала  $G_{\text{м}}$  к весу воздуха  $G_{\text{в}}$ , проходящих по материалопроводу в единицу времени.

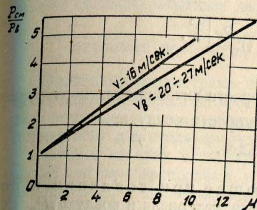


Рис. 122. Зависимость отношения давления от весовой концентрации смеси (пшеница)

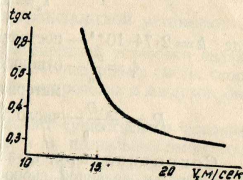


Рис. 123. Зависимость  $\text{tg } \alpha$  от скорости воздуха для зерна (горизонтальный материалопровод)

Предложенная И. Гастерштадтом опытная зависимость принята в настоящее время для определения потерь давления  $P_{\text{см}}$ , хотя она и не отражает физической сущности явления.

Величина  $a = \text{tg } \alpha$  находится в обратной зависимости от скорости воздушного потока  $v_1$  и может быть для горизонтальных материалопроводов представлена в виде графика (рис. 123). Проф. К. И. Стрехович для тех же условий приводит значения  $\text{tg } \alpha$  как функцию от скорости:

Скорость воздушного потока	$\text{tg } \alpha$
15	0,46
20	0,33
25	0,24

Для вертикальных материалопроводов ВНИИЗ предлагает величину  $a$  определять из уравнения

$$a = \frac{A(D-40)}{v_{\text{в}}^{1,3}}, \quad (37-11)$$

где  $D$  — диаметр материалопровода в мм;  
 $A$  — постоянная (для зерна и продуктов размола первых драных и размольных систем  $A = 0,24$ , для мягких продуктов размола последних систем, отрубей и муки  $A = 0,16$ ).

По данным других исследователей, потеря давления при движении смеси материала и воздуха по материалопроводам может быть

определена по уравнению (25-11) для установок низкого давления и по уравнению (34-11) для установок высокого давления при условии замены в них величины  $\lambda$  величиной  $\lambda_k$  — коэффициентом сопротивления единицы относительной длины прямолинейного материалопровода при движении в нем смеси материала и воздуха.

Зеглер в своей работе приводит значение  $\lambda_k$  как функцию секундной производительности транспортируемого материала для различных диаметров труб.

Более общее выражение величины  $\lambda_k$  дано в работе А. М. Дзядно, который рекомендует определять величину  $\lambda_k$  по формуле

$$\lambda_k = \mu k \left[ \frac{\phi}{(1-\phi)^2} Re \right]^{0,5},$$

где  $k = 2,74 \cdot 10^{-5}$  — постоянная;

$\phi = \frac{v_{\sigma}}{v_a}$  — отношение скорости витания транспортируемого материала к скорости воздуха;

$Re = \frac{v_a \cdot D}{\nu}$  — число Рейнольдса.

Сопротивление, возникающее при создании и поддержании заданной скорости смеси материала и воздуха  $P_{\sigma}$ . Если пренебречь работой, идущей на ускорение движения воздуха в трубопроводе вследствие увеличения его объема по мере изменения давления на пути его перемещения, уравнение живых сил, отнесенное к двум соседним сечениям материалопровода, при начальной скорости воздуха и материала равной нулю, примет вид:

$$P_{\sigma} F v_{\sigma} = \frac{m_a v_a^2}{2} + \frac{m_m v_m^2}{2}.$$

Так как

$$m_a = \frac{Q_a v_a}{g} \quad \text{и} \quad m_m = \frac{Q_m v_m}{g},$$

$$\text{то} \quad P_{\sigma} = \frac{Q_a v_a^2}{3600 F v_a 2g} + \frac{Q_m v_m^2}{3600 F v_a 2g} = \frac{Q_a v_a^2}{3600 F v_a 2g} \left( 1 + \frac{Q_m}{Q_a} \cdot \frac{v_m^2}{v_a^2} \right) = \frac{v_a^2 \gamma_a}{2g} \left( 1 + \mu \frac{v_m^2}{v_a^2} \right) = \frac{\gamma_a v_a^2}{2g} (1 + \mu \beta), \quad (38-11)$$

где  $Q_a$  и  $Q_m$  — часовая расход воздуха и материала;

$F$  — площадь поперечного сечения трубопровода;

$\beta$  — величина, зависящая от транспортируемого материала ( $\beta = 1,5 \rightarrow 2,15$ ).

По данным ВНИИЗ, потери давления на разгон материала могут быть определены уравнением

$$P_{\sigma} = B \mu v_a^2, \quad (39-11)$$

где  $B$  — постоянная (для зерна и грубых продуктов размола  $B = 0,112$ , для мягких продуктов  $B = 0,122$ ).

Сопротивление при подъеме смеси воздуха и материала  $P_h$ . При высоте подъема  $H$  секундная работа, расходуемая на подъем смеси, равна:

$$P_h F v_{\sigma} = \frac{Q_m H}{3600}.$$

Отсюда

$$P_h = \frac{Q_m H}{3600 F v_{\sigma}} \cdot \frac{\gamma_a}{\gamma_b} = \frac{\mu Q_m H \gamma_a}{3600 F v_{\sigma} \gamma_b} = \mu H \gamma_a, \quad (40-11)$$

Величина  $P_{\sigma}$  — сопротивление разгрузителя и отделителей принимается согласно опытным данным (приложение 9).

### Основные параметры пневмотранспортной установки

Основными параметрами пневмотранспортной установки являются: техническая производительность, весовая концентрация смеси, скорость движения воздушного потока в материалопроводах и воздухопроводах и мощность двигателя воздухоподувок.

Каждый из этих параметров оказывает существенное влияние на расчет пневмотранспортных установок и их правильный выбор во многом определяет экономичность проектируемой установки.

Техническая производительность пневмотранспортной установки определяется в зависимости от условий ее работы. При работе пневмотранспортной установки на разгрузке подвижного транспортного состава (судов, вагонов) техническую производительность установки определяют, исходя из поступления грузов, с учетом неравномерности этого поступления и неравномерной производительности в течение всего периода разгрузки.

Если  $Q$  — количество сыпучего груза, поступающего в течение года и  $T$  — число дней работы пневмотранспортной установки в году, то среднесуточное поступление груза будет равно:

$$q_{\text{сут}} = \frac{Q}{T} \text{ т/сутки.}$$

Наибольшее среднесуточное поступление грузов с учетом неравномерности их поступления будет равно:

$$q_{\text{сут, max}} = q_{\text{сут}} \cdot k,$$

где  $k$  — коэффициент неравномерности суточного поступления груза ( $k = 1,8 \rightarrow 2,5$ ).

Приняв трехсменную работу при общей суточной продолжительности работы 21 час, получаем часовую эксплуатационную<sup>1</sup> производительность установки

$$q_{\text{ч}} = \frac{q_{\text{сут, max}}}{21} = 0,0476 q_{\text{сут, max}}. \quad (41-11)$$

<sup>1</sup> Под эксплуатационной производительностью понимаем среднюю часовую производительность выгрузки сыпучих грузов с учетом всего затраченного времени с момента начала выгрузки до ее окончания без учета времени на маневровые работы с подвижным составом транспорта.

Техническая производительность установки, являющаяся основанием для расчета, равна:

$$q_{\text{тех}} = \frac{q_{\text{в.с.с}}}{\tau} = \frac{0,0476 q_{\text{сут.тmax}}}{\tau}, \quad (42-11)$$

где  $\tau$  — коэффициент использования установки в зависимости от грузоподъемности подвижного состава (для судов величина  $\tau$  приведена в табл. 19).

(по Круглову)

Таблица 19

Техническая производительность установки в т/час	Коэффициент использования $\tau$ при грузоподъемности судна в т		
	300—500	1000—2000	2000 и выше
50	0,75	0,85	0,9
100	0,65	0,75	0,85
200	0,6	0,70	0,80
300	0,5	0,65	0,75

Расчет технической производительности пневмотранспортной установки может быть выполнен и другими методами. В частности, расчет производительности пневмотранспортной установки при выгрузке зерна из судов, проведенный по методу, предложенному Центральным научно-исследовательским институтом речного флота<sup>1</sup>, дает значения технической производительности в зависимости от годового грузооборота (табл. 20), совпадающие с данными, определенными по уравнению (42-11).

Таблица 20

Грузооборот в т	До 10000 т		10000 т	25000 т	50000 т	150000 т	200000 — 300000 т
	Самоходный	Несамостоятельный	Передвижные, плавучие и стационарные				
Производительность в т/час	25	50	75	100	175	250	350

Производительность пневмотранспортной установки должна быть увязана с суточной нормой выгрузки сыпучих грузов из подвижного состава (судов, вагонов), которая определяется распоряжением соответствующих министерств и уточняется на месте представителями заинтересованных организаций с учетом местных технических возможностей.

После определения технической производительности выбирают число разгрузителей, которые обычно определяют собой количество отдельных агрегатов и расчетную производительность пневмотранспортной установки.

<sup>1</sup> Е. В. Смирнов „Об оптимальном количестве перегрузочных механизмов на причале“, Журнал „Речной транспорт“ № 7—8, 1945 г.

В установках для выгрузки сыпучих материалов из судов обычно принимают не менее двух разгрузителей, так как меньшее количество обычно требует применения труб большого диаметра.

В случае применения пневмотранспортной установки для целей внутрисклового перемещения сыпучих грузов (мукомольные мельницы, табачные фабрики и др.) ее техническая производительность определяется количеством продукта, поступающего с той или иной машины. Учитывая, что в процессе производства возможны колебания производительности машины, техническая производительность отдельного материалопровода равна

$$q_{\text{тех}} = Q\beta \text{ т/час}, \quad (43-11)$$

где  $Q$  — номинальная производительность отдельной единицы технологической машины, включенной в схему, в т/час;

$\beta$  — коэффициент неравномерности производительности технологического оборудования (для мукомольных мельниц приведен в табл. 21).

Таблица 21

Наименование отдельных участков технологической схемы	Коэффициент $\beta$
II, III, IV дражные системы . . . . .	1,25
V, VI дражные системы, 1, 2, 3, 4 и 6 разомольные системы . . . . .	
VII дражная, 5, 8, 9, 10, 11 и 12 разомольные системы	1,4
сходовые, сортировка крупок и дунстов, шлифовка	1,6

Техническая производительность одного агрегата пневмотранспортной установки, состоящего из ряда материалопроводов, определится уравнением:

$$q_{\text{тех}} = \sum \beta_i Q_i \text{ т/час}. \quad (44-11)$$

Весовая концентрация смеси зависит от целого ряда факторов: диаметра и конфигурации материалопровода, высоты вертикального подъема материала, давления, развиваемого воздушной машиной и др.

Для всасывающих установок значение коэффициента концентрации смеси ограничено величиной вакуума, при котором плотность воздуха обеспечивает бесперебойное перемещение материала. Так, на плавучих всасывающих пневмотранспортных установках для разгрузки зерна из судов при испытании была достигнута величина  $\mu = 30,6 \text{ кг/кг}$ , на стационарных установках  $\mu = 40 \text{ кг/кг}$ . Для нагнетательных установок коэффициент концентрации смеси теоретически не ограничен и в отдельных установках она достигает  $\mu = 100 \text{ кг/кг}$ .

Для установок низкого давления коэффициент концентрации смеси обычно не превышает величин  $\mu = 3 \div 5 \text{ кг/кг}$ , для всасывающих установок высокого вакуума  $\mu = 25 \div 35 \text{ кг/кг}$ , для нагнетательных установок высокого давления  $\mu = 40 \div 75 \text{ кг/кг}$ .

Скорость движения воздушного потока в материалопроводах пневматического транспорта выбирают, исходя из условий устойчивой

работы установки, при одновременном устранении возможности повреждения материала в процессе его перемещения и излишнего расхода энергии.

Основным критерием для назначения минимальной величины скорости воздушного потока является скорость витания или скорость завала<sup>1</sup>.

Исходя из величины скорости витания  $v_s$ , скорость воздушного потока может быть определена уравнением:

$$v_b = b v_s,$$

где  $b$  — опытный коэффициент, зависящий от геометрической схемы материалопровода и величины коэффициента концентрации смеси.

Величину коэффициента  $b$  для зерна, на основании данных Гастерштадта, можно принимать так:

$\mu \leq 1,0$	$b = 1,25 \div 1,3$
$\mu \leq 2$	$b = 1,5$
$\mu \leq 10 \div 15$	$b = 2,0 \div 2,5$
$\mu > 15$	$b = 2,5 \div 3,0$

Величина скорости завала по данным Зеглера для пшеницы определяется уравнением:

$$v_b = 20,7 G_m^{0,067},$$

где  $G_m$  — секундная производительность одного материалопровода в  $kg/sec$ .

Отсутствие точных данных, определяющих оптимальную величину скорости воздушного потока, вынуждает часто принимать завышенные значения скорости, что влечет за собой излишний расход энергии на перемещение материала.

Исследования, проведенные за последние годы, а также опыт эксплуатации пневмотранспортных систем позволяют рекомендовать следующие величины скорости воздушного потока:

Материал	Рекомендуемые скорости воздуха <i>м/сек</i>
Пшеница . . . . .	25
Продукты размола зерна . . . . .	16 ÷ 18
Цемент . . . . .	10 ÷ 25
Зола . . . . .	22

Мощность двигателя воздушодувной машины пневмотранспортной установки определяют, исходя из известной величины  $P$  и объемного расхода воздуха  $V_b$  по формуле:

$$N = \frac{P V_b}{3600 \cdot 750} \text{ л. с.} \quad (45-11)$$

<sup>1</sup> Под «скоростью завала» понимаем такую скорость воздуха, ниже которой нарушается устойчивая работа горизонтального материалопровода пневмотранспортной установки и наступает его закупоривание.

где  $V_b$  — часовая производительность воздуходувки равная  $V_b = \frac{P Q}{\eta_r} \text{ м}^3/\text{час}$ ;

здесь  $Q$  — техническая производительность установки в  $\text{т}/\text{час}$ ;

$\eta_r$  — гидравлический коэффициент полезного действия воздуходувной машины;

$P$  — суммарное давление (вакуум) у нагнетательного (всасывающего) отверстия воздуходувки в  $\text{кг}/\text{м}^2$ , определяемое уравнением (9-11).

### Рабочие органы пневмотранспортной установки

Как уже указывалось, пневмотранспортная установка состоит из следующих основных рабочих органов: загрузочного устройства, материалопровода, разгрузителя, пылеотделителя, воздухопровода и воздуходувной машины.

Правильный выбор размеров и конструкций рабочих органов пневмотранспортной установки обуславливает надежность и экономичность работы установки в целом.

Загрузочные устройства в пневматическом транспорте применяются различных конструкций в зависимости от вида пневмотранспортной установки — всасывающей или нагнетательной.

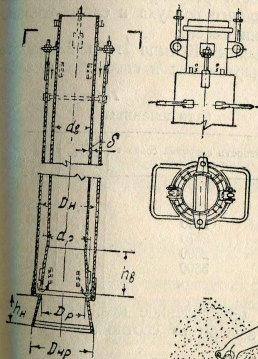


Рис. 124. Прямое сопло

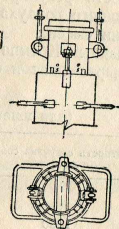


Рис. 125. Угловое сопло

Во всасывающих установках загрузка материала в материалопровод осуществляется в случае забора материала из кучи при позадонной подаче материала в материалопровод.

Загрузочные устройства являются важными рабочими органами пневматического транспорта, они обеспечивают подачу материала в материалопровод и придание материалу необходимой скорости для дальнейшего перемещения к месту разгрузки.

В загрузочных устройствах потребляется значительная доля из общего расхода энергии, затрачиваемой в пневмотранспортной установке.

Так, при коротком материалопроводе, около 20—25% всей энергии расходуется в сопле. Поэтому правильному выбору размеров и конструкции загрузочных устройств должно быть уделено должное внимание.

Сопло состоит из двух труб (см. рис. 124), вставленных одна в другую, при этом наружная труба может перемещаться относительно внутренней. Нижние концы внутренней и наружной трубы оканчиваются конусными раструбами, что дает возможность путем изменения размера кольцевой щели регулировать подачу в сопло добавочного воздуха.

Основные требования, предъявляемые к соплу: минимальная затрата энергии на забор и разгон материала, незначительный вес, позволяющий легко перемещать его с места на место, способность сопла удерживаться в сыпучем грузе и не требовать больших усилий для погружения в него; возможность регулирования количества поступающего воздуха и следовательно пропорции смеси.

По данным Кремпа (табл. 22) работа сопла, выраженная в способности заса-

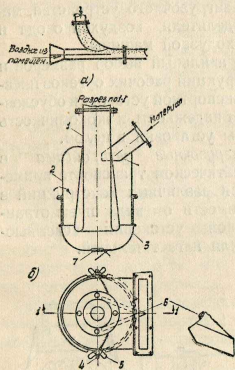


Рис. 126. Приемники:

а — для горизонтального участка;  
б — для вертикального участка конструкции ВНИИЗ;  
1 — внутренняя труба; 2 — наружная труба; 3 — гайка; 4 — шпилька для крепления чашки; 5 — барашки; 6 — раскесатель продукта; 7 — клапан

рочно сечения внутренней трубы сопла  $\tau = \frac{Q}{F} \text{ м/м}^2 \cdot \text{час}$ , а  $v_n$  — скорость воздуха в начале сопла.

Из приведенной таблицы видно, что оптимальное значение  $\tau$  равно 2100—2200  $\text{м/м}^2$ ; эта величина может быть принята при расчете сопла.

Выбирая значение  $\tau$  и зная производительность материалопровода, определяют площадь сечения внутренней трубы сопла, пользуясь которой выбирают ближайший внутренний диаметр тонкостенной бесшовной трубы (ГОСТ 301-50). Диаметр наружной трубы  $D_n$  (см. рис. 124) выбирают, исходя из условия, что площадь кольцевого сечения должна

равняться площади внутренней трубы, т. е.

$$\frac{\pi D_n^2}{4} - \frac{\pi (d_n + 2\delta)^2}{4} = \frac{\pi d_n^2}{4},$$

отсюда

$$D_n = \sqrt{d_n^2 + (d_n + 2\delta)^2} \text{ мм}, \quad (46-11)$$

где  $\delta$  — толщина трубы в мм.

Диаметр раструба внутренней трубы  $d_p$  определяют из условия, что кольцевая площадь, образованная наружной трубой и кройкой раструба, должна быть равна площади кольца внутренней трубы сопла, т. е.

$$\frac{\pi D_n^2}{4} - \frac{\pi d_p^2}{4} = 0,5 \frac{\pi d_n^2}{4}$$

и

$$d_p = \sqrt{D_n^2 - 0,5d_n^2} \text{ мм}. \quad (47-11)$$

Высоту внутреннего конуса  $h_n$  определяют из уравнения:

$$h_n = \frac{d_p - d_n}{\text{tg } \frac{\alpha}{2}}, \quad (48-11)$$

где  $\alpha$  — центральный угол конуса ( $\alpha = 10$ — $12^\circ$ ).

Высоту наружного раструба принимают равной

$$h_n = 0,75h_p. \quad (49-10)$$

Диаметр раструба  $D_p^1 = d_p - 2\delta$ , а диаметр  $D_{np}$  выбирают конструктивно.

Высота сопла принимается равной 900—1100 мм.

Подача материала во всасывающий материалопровод на мельничных пневмотранспортных установках осуществляется при помощи горизонтального (см. рис. 126, а) или вертикального (см. рис. 126, б) приемника.

В нагнетательных установках материал загружают при помощи загрузочных устройств, конструкция которых позволяет осуществить подачу материала в материалопровод, находящийся под избыточным давлением.

Простейшим видом загрузочного устройства является инжектор (рис. 127), в котором благодаря сужению материалопровода перед загрузочной воронкой и последующего его расширения создается значительный вакуум, обеспечивающий подачу материала в материалопровод.

В нагнетательных установках для подачи материала в материалопровод применяются шлюзовые питатели барабанного типа (рис. 128).

Шлюзовой питатель представляет собой ячеистый барабан, вращающийся в цилиндрическом корпусе, имеющем всасное и выпускное отверстия. Материал из бункера поступает через загрузочное отверстие в ячейки вращающегося барабана, подается к выпускному отверстию, от-

Таблица 22

(для пшеницы)

Плотность загрузки сопла $\tau$ и $\text{м/м}^2 \cdot \text{час}$	Отношение $v_n/v_0$	n
770	1,9	55
1320	1,75	100
2070	1,45	190
2690	1,7	220
3500	2,3	210

сывать определенное количество материала, зависит от соотношения

$$n = \frac{\tau}{v_n},$$

где  $\tau$  плотность загрузки сопла, равная часовой производительности материалопровода, отнесенной к площади попереч-

куда поступает в материалопровод. Между барабаном и цилиндрическим корпусом оставляют зазор в 0,1—0,2 мм, что препятствует проникновению большого количества воздуха из материалопровода в бункер.

Для подачи в материалопроводы нагнетательных установок пылевидных и мелкозернистых материалов (цемент, угольная пыль и др.) применяют винтовые питатели (рис. 129). Материал, очищенный от крупных частиц (размером более 4 мм), при помощи шнека подают

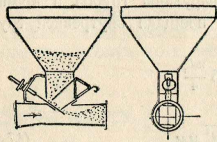


Рис. 127. Инжекторный питатель

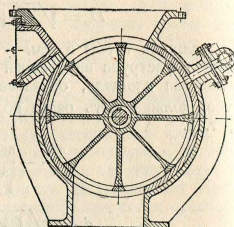


Рис. 128. Шлюзовый питатель

в смесительную камеру, куда в то же время по воздухопроводу поступает сжатый воздух. В смесительной камере создается смесь воздуха и материала требуемой концентрации, которая затем транспортируется по материалопроводу к месту разгрузки.

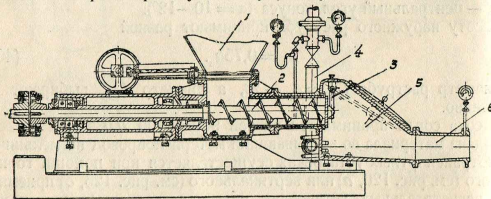


Рис. 129. Винтовой питатель.

1 — загрузочный бункер; 2 — питающий шнек; 3 — регулировочная заслонка; 4 — воздухопровод; 5 — смесительная камера; 6 — материалопровод

В случае отсутствия подачи шнеком материала в смесительную камеру регулировочная заслонка закрывает входное отверстие питателя, предотвращая при этом выход воздуха из смесительной камеры в бункер.

В отличие от винтовых питателей камерные питатели позволяют подавать мелкодисперсные материалы в материалопровод при давлении, примерно равном давлению в последнем.

Камерный питатель (рис. 130) состоит из двух герметически закрывающихся камер, поочередно подающих материал в материалопровод. Воздух от воздушодувной машины подается в материалопровод и камеры. При подаче материала из одной камеры открывается ниж-

няя заслонка, в этот же момент при помощи трехходового крана воздух направляется в разгружаемую камеру, создавая благоприятные условия для поступления материала в материалопровод.

В начале разгрузки одной камеры во вторую камеру, отключенную от воздухопровода при помощи трехходового крана и от материалопровода нижней заслонкой, подается материал. Поочередное включение питателя и управление заслонками и трехходовым краном автоматизируются.

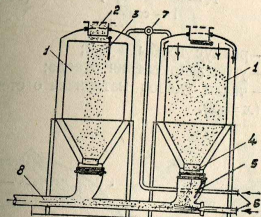


Рис. 130. Двухкамерный питатель:

1 — камера; 2 — загрузочное отверстие; 3 — верхняя заслонка; 4 — разгрузочное отверстие; 5 — нижняя заслонка; 6 — воздухопровод; 7 — трехходовой кран; 8 — материалопровод

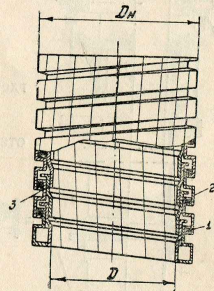


Рис. 131. Гибкая труба

1 — уплотнение; 2 — наружная спираль; 3 — внутренняя спираль

**Материалопровод.** В качестве материалопроводов пневмотранспортных установок применяют тонкостенные стальные бесшовные трубы по ГОСТ 301-50. Для установок низкого давления возможно применение труб, изготовленных из листовой стали с должной герметизацией швов. В качестве гибких элементов материалопроводов применяют трубы (рис. 131) специального изготовления.

В тех случаях, когда необходимо в процессе работы изменять длину материалопровода трубы делают телескопическими (рис. 132).

Для изменения направления материалопроводов применяют неподвижные и подвижные отводы, число которых должно быть сведено до минимума, так как, создавая добавочное сопротивление, они часто являются причиной закупорки материалопровода.

Неподвижные отводы изготовляют из стальных бесшовных труб или отливают из чугуна. Для увеличения срока службы стальные отводы усиливают путем наварки стальной пластины, а к чугунным прикрепляют съемные плиты (рис. 133).

Подвижные отводы применяют в случае необходимости изменения положения материалопровода в процессе работы установки в виде шарнирного колена (рис. 134, а), позволяющего изменять положение материалопровода в горизонтальной плоскости или в виде универсального шарнира (рис. 134, б), позволяющего изменять положение

материалопровода как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях.

Радиус закругления отвода выбирают из условия возможности удара частиц материала только о вогнутую стенку отвода. Для этой цели необходимо, чтобы отраженная частица материала после удара о поверхность отвода двигалась по касательной к оси закругления (рис. 135). Из треугольника  $OAB$  следует, что радиус закругления колена  $R$  равен

$$R = \frac{r \cos \frac{\beta}{2x}}{1 - \cos \frac{\beta}{2x}}, \quad (50-11)$$

где:  $r$  — радиус трубы в мм;  
 $\beta$  — угол закругления отвода;  
 $x$  — число ударов материала о стенки отвода ( $x=2$ ).

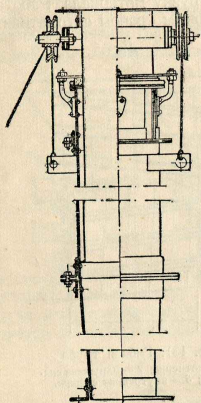


Рис. 132. Телескопическая труба

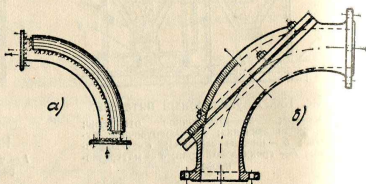


Рис. 133. Отводы.  
 а — из стальной трубы; б — чугунный со съемной плитой

Разгрузители материала в пневмотранспортных установках применяют для отделения транспортируемого материала от воздушного потока. Такое отделение происходит или путем значительного уменьшения скорости воздуха в объемных разгрузителях, или путем изменения направления потока в центробежных разгрузителях.

Материал в объемном разгрузителе выделяется в результате резкого уменьшения скорости воздушного потока при его поступлении в разгрузитель. Снижение скорости потока воздуха в разгрузителе до величины равной  $(0,05-0,1) v_s$  лишает воздушный поток способности увлечь материал, в результате чего он выпадает из потока и собирается в конусе разгрузителя.

Объемный разгрузитель (рис. 136) имеет цилиндрическую форму с коническим дном, заканчивающимся выпускным отверстием. К приемному носку разгрузителя присоединены материалопроводы. Для погашения энергии разгружаемого материала с целью уменьшения износа разгрузителя у входа потока устанавливают отбойную плиту, изменяющую направление потока смеси. Приемный носок и конус разгрузителя выкладывают съемными броневыми листами, предохраняющими корпус разгрузителя от износа.

Диаметр объемного разгрузителя  $D_{об}$  определяют из условия, что скорость воздуха в нем не должна превышать  $v_{об} = (0,05-0,1) v_s$ . Рассматривая сечения I-I и II-II (см. рис. 136) можно написать, что

$$\frac{\pi D_{об}^2}{4} v_{об} = \frac{\pi d^2}{4} v_s$$

Отсюда

$$D_{об} = d \sqrt{n \frac{v_s}{v_{об}}} = d \sqrt{\frac{nv_s}{(0,05-0,1) v_s}} \text{ мм}, \quad (51-11)$$

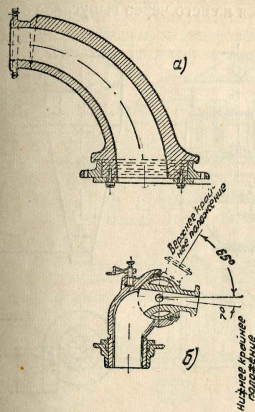


Рис. 134. Подвижные отводы:  
 а — шарнирное колено; б — универсальный шарнир

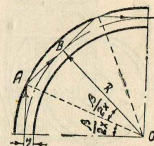


Рис. 135. Движение частиц материала в отводе

где  $v_s$  — скорость воздуха в материалопроводе у входа в разгрузитель (обычно принимается  $v_s = 18-20$  м/сек);  
 $d$  — диаметр материалопровода в мм;  
 $n$  — число материалопроводов.

Высота цилиндрической части разгрузителя принимается равной  $H = (1,1-1,3) D_{об}$ .

Толщину стенок разгрузителя при его работе под вакуумом определяют по формуле

$$\delta = \frac{p D_{об}}{4[\sigma_{скл}]} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{\alpha H}{p} \frac{H}{H + D_{об}}} \right) + 2 \text{ мм}, \quad (52-11)$$

где  $\delta$  — толщина стенки в мм;

$p$  — максимальное давление в кг/см<sup>2</sup> (разность между давлением атмосферным и в разгрузителе);

$[\sigma_{скл}]$  — допускаемое напряжение на сжатие в кг/см<sup>2</sup>;

$\alpha$  — коэффициент, учитывающий цилиндричность разгрузителя ( $\alpha = 50-80$ );

$H$  — расчетная высота цилиндрической части разгрузителя в мм.  
 Работа центробежного разгрузителя (рис. 137) основана на использовании инерционных сил, возникающих в результате изменения на-

правления потока воздуха и материала при поступлении в разгрузитель. Развивающиеся силы инерции, действуя на взвешенные в потоке частицы материала, выделяют их из потока. Выделенные частицы материала скользят по внутренней поверхности разгрузителя, попадают в его коническую часть и выводятся из него через выпускное отверстие.

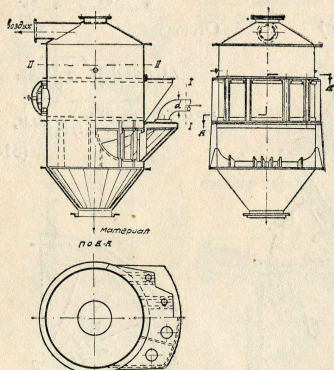


Рис. 136. Объемный разгрузитель

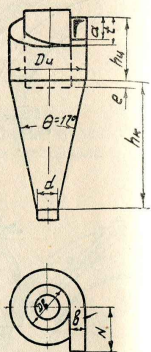


Рис. 137. Центробежный разгрузитель

Воздушный поток, освобожденный от частиц материала, попадает в выпускную трубу и выводится из разгрузителя.

Скорость потока у входа в разгрузитель для зерна и продуктов размола принимают равной  $v_{вх} = 11-16$  м/сек. Размеры центробежного разгрузителя могут быть определены в зависимости от производительности, коэффициента смеси и входной скорости из табл. 23.

Таблица 23

Размер	Условное обозначение	Величина в мм
Диаметр разгрузителя	$D_{ц}$	$470k \approx 300$
Диаметр выпускной трубы	$D_{в}$	280 к
Ширина входного патрубка	$b$	95 к
Высота входного патрубка	$a$	180 к
Шаг направляющего аппарата	$t$	310 к
Высота цилиндрической части разгрузителя	$h_{ц}$	370 к
Высота конической части разгрузителя	$h_{к}$	$1600k - 3,42d$
Диаметр разгрузочного отверстия	$d$	$100 \div 150$
Углубление выпускной трубы	$l$	45 к

Величина  $k = \sqrt{\frac{G_m}{\rho v_{вх}^2}}$ , где  $G_m$  — производительность установки в кг/мин;  
 $\mu$  — коэффициент концентрации смеси;  
 $v_{вх}$  — скорость потока у входа в разгрузитель;  
 $\gamma$  — удельный вес воздуха.

Пылеотделители в пневмотранспортных установках предназначены для вторичной очистки воздуха после разгрузителя. Дополнительная

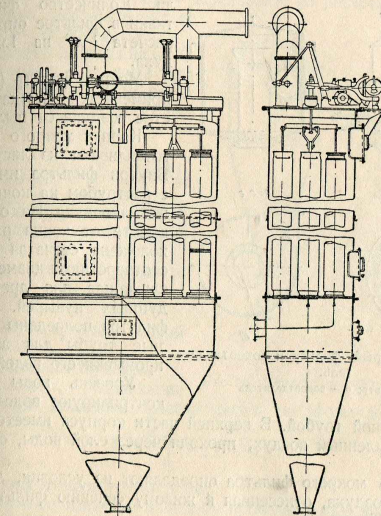


Рис. 138. Матерчатый фильтр

очистка воздуха вызвана тем, что поступление загрязненного воздуха в воздухоудельные машины вызывает преждевременный износ рабочих органов в последних, а при его выбросе загрязняется атмосферный воздух.

Для вторичной очистки воздуха от пыли применяются фильтрующие и центробежные пылеотделители.

Фильтрующие пылеотделители отделяют пыль в результате действия сил сцепления и прилипания, а также задержания частиц решеткой, размер ячеек которой меньше размера частиц.

В пневмотранспортных установках обычно применяются матерчатые и мокрые фильтры.

Матерчатые фильтры (рис. 138) состоят из стальных цилиндрических камер, имеющих внизу одну общую коническую часть, отде-

ленную от цилиндрических камер перегородкой с отверстиями. К отверстиям перегородки плотно присоединены матерчатые рукава, которые верхними закрытыми концами подвешены к тяге механизма встряхивания. Запыленный воздух, попадая в коническую часть фильтра, проходит в отверстия перегородки, фильтруется через ткань и поступает в цилиндрические камеры фильтра, откуда и выводится. Встряхивающий механизм периодически встряхивает матерчатые рукава, очищая их от осевшей пыли. Количество фильтрующей ткани в фильтре определяют из расчета  $1 \text{ м}^2$  на  $1 \text{ м}^3/\text{мин}$  воздуха.

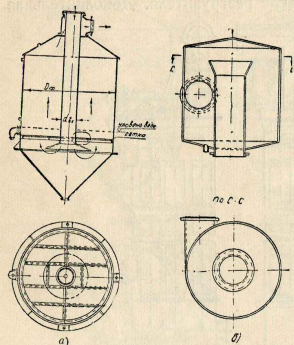


Рис. 139. Мокрый фильтр и водоотделитель:  
а — фильтр; б — водоотделитель

Мокрый фильтр (рис. 139, а) применяется при тщательной очистке воздуха от пыли.

Корпус мокрого фильтра изготавливают из листовой стали. Внутри фильтра имеется труба с раструбом на конце для подвода воздуха. На определенной высоте от конца раструба расположена сетчатая перегородка с отверстиями диаметром 13 мм, служащая для дробления воздушных пузырей. К корпусу фильтра подведены водопроводные трубы для заполнения и промывки его водой.

Уровень воды в фильтре контролируют водомерным стеклом и сливной трубой. В верхней части корпуса имеется выхлопная труба. Запыленный воздух, проходя через слой воды, очищается от пыли.

Диаметр мокрого фильтра определяют из условия, что скорость движения воздуха, отнесенная к живому сечению фильтра, не более  $0,3 \text{ м/сек}$ . Тогда:

$$D_{\phi} = \sqrt{\frac{4V_n}{3600 \pi v_{\phi}} + d_{\text{вх}}^2}, \quad (53-11)$$

где:  $V_n$  — объем воздуха, проходящий через фильтр, в  $\text{м}^3/\text{час}$ ;  
 $v_{\phi}$  — скорость воздуха в фильтре в  $\text{м/сек}$ ; ( $V_n \leq 0,3 \text{ м/сек}$ )  
 $d_{\text{вх}}$  — наружный диаметр подводящей трубы в м.

Высота цилиндрической части фильтра принимается равной диаметру.

Выходящий из мокрого фильтра воздух должен быть обязательно направлен в водоотделитель для очистки от частиц воды (рис. 139, б). В водоотделителе в результате резкого изменения направления движения потока воздуха частицы воды прилипают к стенкам водоотделителя и выводятся из него по сливной трубе.

Центробежный пылеотделитель (рис. 140) работает по тому же принципу, что и центробежный разгрузитель.

Прочные размеры пылеотделителей, работающих под вакуумом или избыточным давлением, определяют по формуле (52-11).

Воздухопроводы служат для перемещения воздуха в пневмотранспортных установках.

Воздухопроводы изготавливают герметически плотными из листовой стали. Диаметр воздухопроводов определяют из расчета, чтобы скорость движения воздуха в них не превышала  $10-12 \text{ м/сек}$ .

Расчет воздухопровода на прочность производят в случае его работы под вакуумом по критическому давлению, которое может выдержать труба:

$$P_{\text{кр}} = \frac{E \delta^3}{4(1-\mu^2)r^3} \text{ кг/см}^2, \quad (54-11)$$

где  $E$  — модуль упругости в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $\delta$  — толщина стенки трубы в мм;  
 $r$  — радиус осевой окружности трубы в мм ( $r = \frac{r_n + r_v}{2}$ , здесь

$r_n$  — наружный, а  $r_v$  — внутренний радиусы трубы);

$\mu$  — коэффициент Пуассона.

Воздухопроводы, работающие при избыточном давлении, рассчитывают по формуле:

$$\delta = \frac{P \cdot r_n}{[\sigma_p]} + \Delta \text{ см}, \quad (55-11)$$

где  $\delta$  — толщина стенки трубы в см;

$P$  — избыточное давление в воздухопроводе в  $\text{кг/см}^2$ ;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на разрыв в  $\text{кг/см}^2$ ;

$\Delta$  — поправка на коррозию ( $\Delta = 0,05-0,1 \text{ см}$ );

$r_n$  — наружный радиус трубы в см.

Воздуходувные машины являются главной составной частью пневмотранспортной установки, поэтому правильный выбор этой машины определяет надежность работы всей установки.

Воздуходувные машины должны удовлетворять следующим требованиям: компактность, простота обслуживания, высокая производительность при возможно малом расходе энергии (высокий к. п. д.), постоянная производительность при изменяющихся режимах в сети, возможность работы с запыленным воздухом, надежность при работе на всевозможных режимах.

Воздуходувные машины, применяемые в пневматическом транспорте, разделяются на поршневые и центробежные. В свою очередь поршневые воздуходувные машины разделяются на машины с воз-

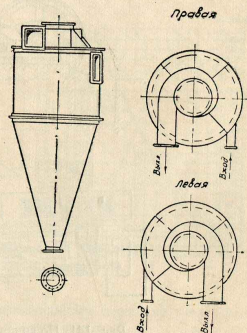


Рис. 140. Центробежный пылеотделитель

вратно-поступательным движением поршня (рис. 141) и с вращательным движением поршня (рис. 142).

К числу недостатков поршневых воздуходувок с возвратно-поступательным движением поршня относятся: большие габариты, неуравновешенность, требующая устройств больших фундаментов, необходимость тщательной очистки воздуха, большой расход воды на охлаждение.

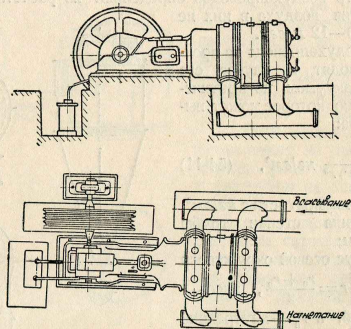


Рис. 141. Поршневая воздуходушная машина

Теоретическая производительность поршневой воздуходувки равна:

$$V_b = (F_1 + F_2) S n Z \eta_{1,0,6} \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (56-11)$$

где  $F_1$  — площадь поршня со стороны кривошипа в  $\text{м}^2$ ;

$F_2$  — площадь поршня со стороны крышки в  $\text{м}^2$ ;

$S$  — ход поршня в  $\text{м}$ ;

$n$  — число оборотов в  $\frac{1}{\text{мин}}$ ;

$Z$  — число цилиндров;

$\eta_{1,0,6}$  — объемный к. п. д. ( $\eta_{1,0,6} = 0,85 \pm 0,93$ ).

Индикаторная мощность поршневой воздуходувки

$$N_{\text{инд}} = \frac{V \cdot L}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \quad (57-11)$$

Мощность на валу воздуходувки

$$N_o = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_m} = \frac{V \cdot L}{60 \cdot 75 \eta_m} = \frac{(F_1 + F_2) S n z \eta_{1,0,6} L}{4500 \eta_m}, \quad (58-11)$$

где  $L$  — удельная работа, отнесенная к  $1 \text{ кг}$  воздуха;

$\eta_m$  — механический к. п. д. ( $\eta_m = 0,8$ ).

Воздуходувные машины с вращающимися поршнями (см. рис. 142) обладают более низким к. п. д. по сравнению с другими воздуходувками. Однако компактность, быстрходность, уравновешенность движущихся масс, возможность работы с загрязненным воздухом и малый вес машины способствуют распространению этих воздуходувок, особенно на установках небольшой производительности (до  $40 - 60 \text{ т/час}$ ).

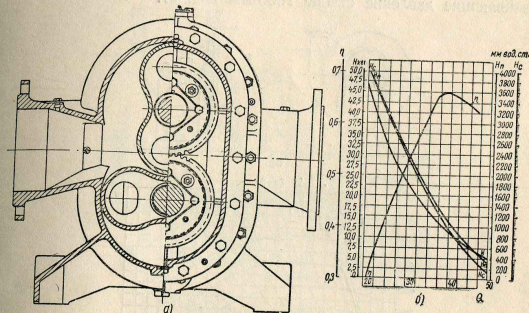


Рис. 142. Воздуходувная машина с вращающимися поршнями типа Рута:  
а — поперечный разрез; б — характеристика

Воздуходувка с вращающимися поршнями состоит из двух вращающихся в противоположные стороны поршней, расположенных в чугунном кожухе. Поршни прилегают с небольшим зазором к стенкам кожуха и один к другим и при вращении выталкивают воздух в выхлопное отверстие, одновременно засасывая его через всасывающие отверстия.

Производительность воздуходувки определяют уравнением:

$$V_b = 2l(F_2 - F_1)n = 0,5\pi D^2 l n \text{ м}^3/\text{мин}, \quad (59-11)$$

где  $F_1$  — площадь поршня в  $\text{м}^2$ ;

$F_2$  — площадь, описываемая поршнем за один оборот в  $\text{м}^2$ ;

$l$  — длина поршня в  $\text{м}$ ;

$n$  — число оборотов в  $\frac{1}{\text{мин}}$ ;

$D$  — наружный диаметр поршня в  $\text{м}$ ;

$\lambda = \frac{F_2 - F_1}{\pi D^2}$  — безразмерный коэффициент.

Потребная мощность для воздуходувки равна

$$N = \frac{V \cdot P}{60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{0,5\pi D^2 l n P}{4500 \eta} \text{ л. с.}, \quad (60-11)$$

где  $P$  — разность давлений у нагнетательного и всасывающего отверстия в  $\text{кг/м}^2$ ;

$\eta$  — к. п. д. воздуходувки ( $\eta = 0,6 \div 0,75$ ).

Центробежные воздуходувки в зависимости от развиваемого вакуума (давления) подразделяются на вентиляторы (рис. 143), развивающие давление до 1000 мм вод. ст., и турбовоздуходувки (рис. 144), развивающие давление свыше 1000 мм вод. ст.

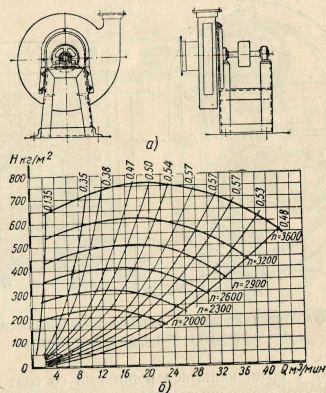


Рис. 143. Вентилятор высокого давления:  
а — общий вид; б — характеристика

Для пневмотранспортных установок (с небольшой концентрацией смеси) применяют вентиляторы высокого давления. Характеристика такого вентилятора дана на рис. 143, б.

Турбовоздуходувки (см. рис. 144) применяют для установок с большой концентрацией смеси. В отличие от вентилятора турбовоздуходувка состоит из ряда колес, одетых на один вал и вращающихся внутри кожуха. Воздух, засасываемый турбовоздуходувкой, последовательно проходит все колеса и выталкивается в нагнетательный трубопровод.

Характеристика работы турбовоздуходувки приведена на рис. 144, б.

Производительность  $V$ , развиваемое давление  $P$  и потребляемая мощность  $N$  центробежных воздуходувок зависят от числа оборотов и выражаются следующими соотношениями:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}; \frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}. \quad (61-11)$$

Существенный недостаток этого типа воздуходувок заключается в том, что при неизменном числе оборотов и изменении величины сопротивления количество воздуха, перемещаемого воздуходувкой, также изменяется, что ведет к переменному расходу энергии.

Для устранения возможного изменения режима работы воздуходувки устанавливают специальные регуляторы, которые будучи свя-

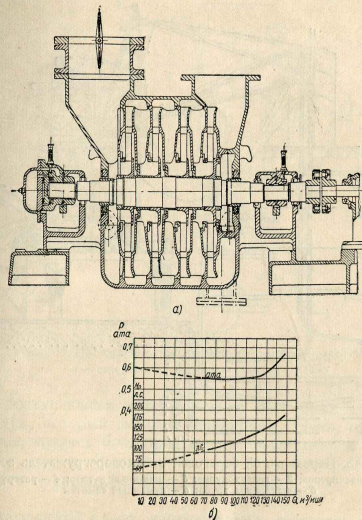


Рис. 144. Турбовоздуходувка:  
а — общий вид; б — характеристика

заны с дроссельной задвижкой во всасывающем (нагнетательном) отверстии, искусственно поддерживают давление на одном уровне и тем самым устраняют возможность колебания расхода энергии.

#### Примеры применения пневмотранспортных установок

Широкое применение пневматические установки получили для выгрузки зерна из трюмов судов.

На рис. 145 показана схема всасывающей пневмотранспортной установки, перемещающей вдоль причала, для выгрузки зерна из морских судов. Зерно всасывается из трюма корабля и по материал-

проходу попадает в разгрузитель. Из разгрузителя зерно при помощи шлюзового затвора выпускают в бункер, откуда оно поступает самотеком на береговой ленточный транспортер. Воздух из разгрузителя через центробежный пылеотделитель по воздухопроводу засасывается поршневой воздуходувкой и выбрасывается в атмосферу.

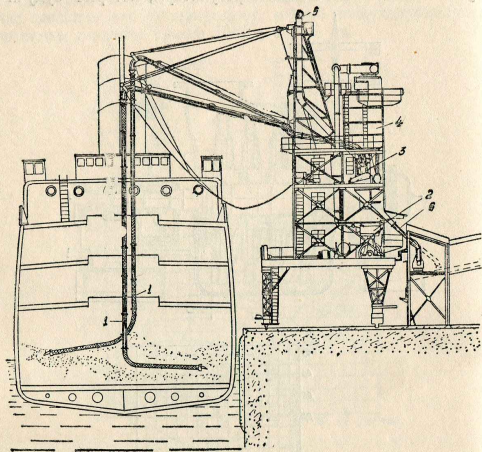


Рис. 145. Передвижной береговой пневмоперезугрузитель зерна:  
1 — материалопровод; 2 — воздуходувка; 3 — шлюзовый затвор; 4 — разгрузитель;  
5 — выхлопная труба; 6 — приемный силос.

Материалопровод, состоящий из универсального шарнира, отвода, гибких и прямых телескопических труб, может менять свое положение при помощи системы лебедок. Для того чтобы можно было обслуживать трюмы любой глубины, прямые вертикальные трубы делают телескопическими, длину их изменяют при помощи тросов и лебедки. Управляют лебедками и двигателями всех механизмов перегружателя с переносного пульта управления, находящегося у рабочего, наблюдающего у трюма за ходом разгрузки.

Применение пневматического транспорта для перемещения продуктов размола на мукомольной мельнице показано на рис. 146. Продукты размола после вальцевого станка поступают в приемник всасывающего материалопровода и транспортируются к центробежному разгрузителю, где они выделяются из потока. Выделенные продукты при помощи шлюзового затвора выводятся из разгрузителя и поступают на просеивающую машину. Воздух из разгрузителя поступает

в центробежный пылеотделитель, а затем для вторичной очистки в фильтр, где очищается от пыли.

Во время транспортирования продуктов размола в результате обильного омыwania воздухом они охлаждаются и частично теряют влагу, что создает хорошие условия для просеивания на ситах.

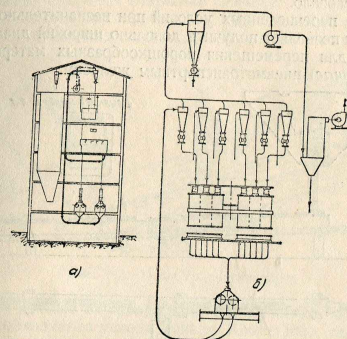


Рис. 146. Пневматический транспорт на мельнице:  
а — поперечный разрез; б — схема сети

Вместе с поступающим материалом из вальцовых станков засасывается воздух, который активно аспирирует станки, охлаждает их рабочие органы, создает благоприятные условия работы.

### Пневмотранспортные желоба

Если герметический короб, наклоненный к горизонту под небольшим уклоном (3—4°), разделить по всей длине пористой перегородкой (рис. 147) и в нижнюю полость при помощи воздуходувок подавать воздух под давлением, а в верхнюю подавать порошкообразный материал, то струйки воздуха, проходящие через поры перегородки, взвешивают материал, и он под действием составляющей силы тяжести будет течь по желобу подобно жидкости.

Это свойство мелкодисперсных сыпучих материалов использовано для создания пневмотранспортных желобов.

Пневмотранспортный желоб (см. рис. 147) состоит из двух корытообразных лотков, соединенных болтами. Нижний лоток снабжен опорными полками, на которые на специальной замке уложены пористые плитки, делящие желоб на две части. В нижнюю часть желоба подводится сжатый воздух. Желоб загружается материалом в любой точке по длине как сверху через крышку, так и сбоку. Разгружают желоб как в конце, так и в любой точке по его длине, для чего применяют

специальные отводы, позволяющие отводить в сторону весь или часть потока материала.

Для обеспечения бесперебойной работы пневмотранспортного желоба необходимо, чтобы производительность, поперечное сечение и угол наклона желоба были постоянными, а местное сопротивление по длине желоба отсутствовало.

Соблюдение перечисленных условий при незначительном удельном расходе энергии позволяет получить довольно широкий диапазон производительности для перемещения порошкообразных материалов ( $Q = 20 + 120 \text{ м}^3/\text{час}$ ) пневмотранспортным желобом.

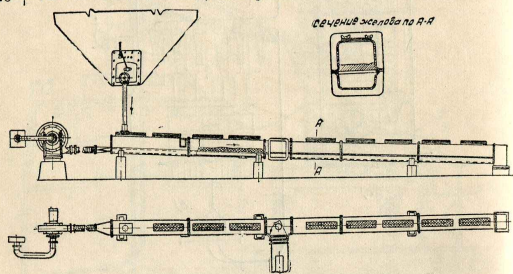


Рис. 147. Пневмотранспортный желоб

На основании данных, полученных в результате исследования пневмотранспортных желобов при транспортировании цемента, можно принимать для расчета следующие величины:

- при уклоне желоба  $4^\circ$  скорости движения материала —  $1 \text{ м/сек}$ ;
- высоту слоя материала в зависимости от ширины желоба:  $50 \text{ мм}$  при ширине желоба  $125\text{--}250 \text{ мм}$  и  $60 \text{ мм}$  при ширине желоба  $400\text{--}500 \text{ мм}$ ,
- сопротивление пористых плиток —  $200 \text{ мм вод. ст.}$ ,  
расход воздуха —  $1,5 \text{ м}^3/\text{мин}$  на  $1 \text{ м}^2$  поверхности плиток.

Производительность желоба определяют по формуле:

$$V = 3600 F v \text{ м}^3/\text{час}, \quad (62-11)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения материала в желобе в  $\text{м}^2$ ;  
 $v$  — скорость движения материала ( $v = 1 \text{ м/сек}$  при уклоне, равном  $4^\circ$ ).

## ГЛАВА XII

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

Гидравлический транспорт построен на использовании способности потока воды перемещать материалы во взвешенном состоянии.

Перемещение смеси воды и транспортируемого материала (пульпы) осуществляют одним из двух способов: по трубам под напором (рис. 148) или по открытым каналам самотеком. В практике приме-

няются комбинированные системы — принудительного и естественного перемещения пульпы. В этом случае установка с принудительным перемещением забирает материал — образуется пульпа, а по системе с естественным движением материал перемещается на необходимое расстояние в открытых каналах или трубах.

Перемещение смеси по открытым каналам дает возможность наблюдать за течением пульпы и создает удобства в обслуживании установки. Однако применение такого способа возможно при наличии долж-

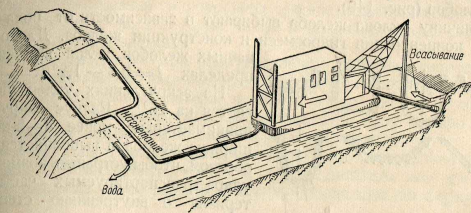


Рис. 148. Схема гидротранспорта

ного перепада уровней на транспортируемой участке, обеспечивающем получение необходимого уклона канала. Кроме того, гидротранспортирование в открытых каналах самотеком возможно при наличии сравнительно больших количеств воды.

Гидравлический транспорт применяется во многих областях промышленности: в горнодобывающей (для разработки и перемещения горных пород); при сооружении гидротехнических построек и дноуглубительных работах; на сахарных заводах (для разгрузки транспорта и перемещения сырья на склады и технологические цехи); в крупных котельных установках промышленных предприятий и электростанций (для гидравлического золоудаления) и т. д.

К достоинствам гидравлического транспорта относятся: возможность получения значительных производительностей, большая длина транспортирования груза, возможность совмещения транспортных и технологических операций (промывание, обогащение) и др.

Основными недостатками гидравлического транспорта являются: повышенная влажность воздуха в закрытых помещениях; ограниченное применение в зимних условиях в связи с возможностью замерзания воды, сравнительно большой расход последней.

Расчет систем гидравлического транспорта при перемещении пульпы в открытых каналах сводится обычно к определению их уклона  $i$ .

Однако режим движения гидросмеси в желобах зависит не только от уклона  $i$ , но и от формы желоба и степени шероховатости его стен. Форма желобов характеризуется величиной их гидравлического радиуса  $R_r = \frac{F_{ст}}{P_m}$ ,

где  $F_{ст}$  — площадь поперечного сечения струи;  
 $P_m$  — смоченный (мокрый) периметр желоба.

Скорость движения воды в желобе определяют по формуле:

$$v = c \sqrt{i R_c}, \quad (1-12)$$

где  $c$  — коэффициент, определяемый шероховатостью стен гидропровода.

Из формулы (1-12) видно, что желоба с большим гидравлическим радиусом для поддержания необходимой скорости следует строить с меньшим уклоном; это значительно облегчает их эксплуатацию.

В гидротранспортных установках применяются различные профили желобов (рис. 149).

Величину уклона желоба выбирают в зависимости от рода материала, концентрации гидросмеси и конструкции желоба. Для облицованных желобов уклон применяют в пределах  $i = 0,8 - 1,2\%$ .

На закруглениях уклон увеличивается на  $25\%$ . Радиус закруглений принимается не менее 4—5-кратной ширины желоба и выполняется таким образом, чтобы устранить возможность удара транспортируемых частиц материала о внутреннюю стенку канала после их отражения от внешней стенки.

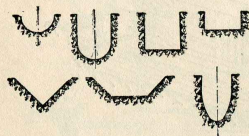


Рис. 149. Профили каналов гидротранспорта

При расчете гидросистемы с принудительным движением вопрос выбора скорости воды является решающим.

Наиболее эффективным режимом движения гидросмеси в трубах при наименьших гидравлических потерях является режим движения с минимальной скоростью, при которой обеспечивается взвешенное состояние всех транспортируемых частиц. Такая скорость гидросмеси носит название „критической“.

Практически в гидросистемах с целью обеспечения их надежности применяют скорости, значительно большие „критических“.

Основанием для установления рабочей скорости гидросмеси является величина скорости витания транспортируемого материала в струе жидкости, она принимается

$$v = (3 \div 4) v_v, \quad (2-12)$$

где  $v_v$  — скорость витания в м/сек, зависит от размера частиц материала, диаметра трубопровода и удельного веса материала.

Надежность процесса перемещения определяется консистенцией пульпы

$$\mu = \frac{V_m}{V_n}, \quad (3-12)$$

где  $V_n$  — объем воды, а  $V_m$  — объем материала, перемещаемые по пульповоду в единицу времени.

Консистенция пульпы на практике колеблется в значительных пределах (от 0,8 до 30) и зависит от величины, веса и формы отдельных кусков транспортируемого материала.

Объемную производительность пульповода определяют по формуле:

$$V = 3600 F_{стр} v \text{ м}^3/\text{час}, \quad (4-12)$$

где  $F_{стр} = 0,8F$  — для самотечных установок (здесь  $F$  — площадь поперечного сечения канала);

$F_{стр} = F$  — для пульповодов.

Диаметр трубы пульповода определяют из уравнения (4-12) по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{V}{2826v}} \text{ м}. \quad (5-12)$$

При проектировании гидропровода сечение гидропроводящей системы (труб и желобов) согласуют также и с максимальными размерами транспортируемых частиц.

Потери напора при принудительном движении гидросмеси по трубам складываются из гидравлических потерь при перемещении чистой воды и дополнительных потерь, имеющих место при движении твердых частиц транспортируемого материала. При этом потери напора с увеличением консистенции значительно возрастают.

Величину сопротивлений (потери напора) для горизонтального трубопровода с учетом скоростного напора, необходимого для выброса пульпы из трубопровода со скоростью  $v$  м/сек, определяют по формуле:

$$H = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = \left( \lambda \frac{l}{d} + 1 \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (6-12)$$

где  $l$  — длина горизонтального трубопровода в м;

$d$  — диаметр трубопровода в м;

$\lambda$  — коэффициент гидравлических потерь, равный

$$\lambda = \left( 0,03 + \frac{0,0018}{\sqrt{v \cdot d}} \right) \gamma_n;$$

$\gamma_n$  — удельный вес пульпы

$$\gamma_n = \frac{\gamma_n V_n + V_m \cdot \gamma_m}{V_n + V_m}.$$

При обычных концентрациях пульпы значения коэффициента гидравлических потерь можно принимать равными

$$\lambda \approx 0,04 \div 0,045.$$

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ  
ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ПЕРИОДИЧЕСКОГО  
ДЕЙСТВИЯ

Устройства внутривозовского транспорта, которые периодически доставляют грузы от места погрузки к месту разгрузки, могут быть условно объединены в одну группу.

К числу таких устройств относятся безрельсовый, рельсовый наземный и надземный транспорт и скреперные установки.

ГЛАВА XIII  
БЕЗРЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

Для транспорта груза внутри цеха, завода или между отдельными предприятиями широко применяются различные транспортные устройства безрельсового транспорта.

Эффективная работа безрельсового транспорта обеспечивается применением рациональных конструкций подвижного состава, качеством и состоянием дорог, правильной организацией его работы при должной технической эксплуатации.

Подвижной состав

Перемещение грузов безрельсовым транспортом осуществляется при помощи тележек различных конструкций с ручным или механическим приводом.

Основные требования, которым должен удовлетворять подвижной состав безрельсового транспорта, сводится к следующему: обеспечение условий для максимальной механизации погрузочно-разгрузочных работ перевозимых грузов; минимальный собственный вес при минимальном сопротивлении движению; хорошая маневренность, позволяющая производить требуемые маневры с грузом, при минимальных размерах и радиусах поворота дорог.

В зависимости от характера, количества перемещаемого груза и расстояния применяются ручные и самоходные тележки, автопогрузчики и автомобили.

**Тележки.** Для перемещения сыпучих и навалочных грузов вручную на небольшие расстояния при малом грузообороте находят применение одноколесные тележки — тачки (рис. 150, а). Для таких же переме-

щений штучных грузов применяют двухколесные тележки — медведки (рис. 150, б).

Ручные тележки (тачки и медведки) изготавливают с таким размещением центра тяжести, при котором достигается достаточная устойчивость и требуется наименьшее усилие от рабочего при ее перемещении.

Для перевозки грузов по территориям складов, портов и железнодорожных вокзалов нередко пользуются трех — и четырехколесными тележками грузоподъемностью до 1000 кг (рис. 150, в) и прицепными тележками грузоподъемностью до 3 т (рис. 150, г).

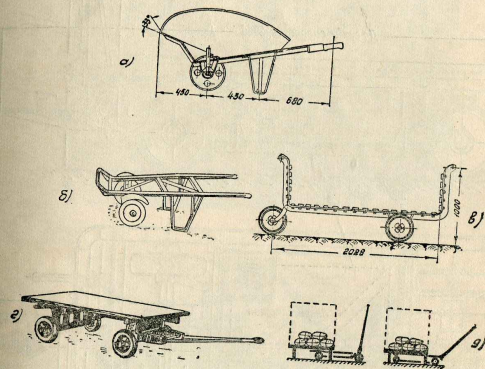


Рис. 150. Тележки:  
а — тачка для сыпучих незатаренных грузов; б — тачка для штучных и сыпучих затаренных грузов; в — трехколесная тележка; г — прицепная тележка; д — тележка с подъемной платформой

Для перевозки штучных грузов применяют тележки с подъемной платформой (рис. 150, д). Применение таких тележек позволяет сократить время простоя их под перегрузочными операциями, так как груз заранее укладывают на специальные столики, а тележка служит только для подъема и перевозки столиков с грузом.

Тележки с механическим приводом. При большом грузообороте или при значительном пути транспортирования применение ручных тележек неэкономично. В этом случае применяются тележки с электрическим приводом или приводом от двигателя внутреннего сгорания. Тележки с электрическим приводом снабжаются аккумуляторными батареями или получают ток от троллейных проводов.

Механическая тележка аккумуляторного типа (рис. 151) состоит из платформы со стальной рамой сварной конструкции, переднего моста с рулевым управлением, заднего (ведущего) моста с редукто-

ром и карданной передачей, электродвигателя постоянного тока с тормозным устройством, аккумуляторной батареи, контроллера и пр.

Для предохранения аккумуляторной батареи от вредных толчков при движении по неровной дороге ящик, вмещающий аккумуляторные банки, подвешивают к раме на специальных пружинах-амортизаторах.

У места водителя, находящегося в передней части тележки, имеются: педаль тормозного устройства, связанная с тормозом электродвигателя;

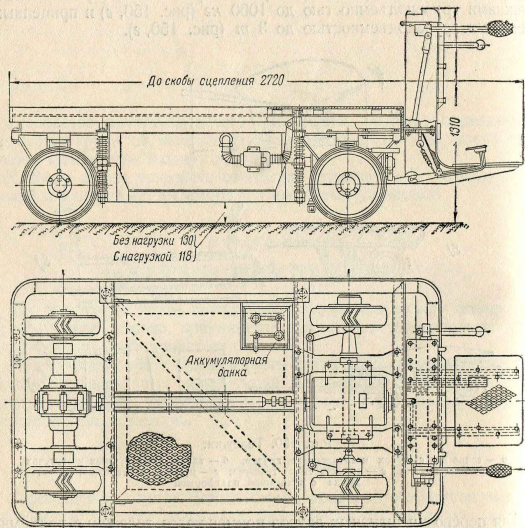


Рис. 151. Аккумуляторная тележка

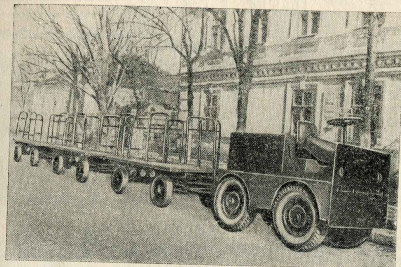
гателя, рычаг рулевого управления и рычаг управления контроллером. Для передвижения нескольких самоходных прицепных тележек применяют специальные тягачи с электрическим приводом или с двигателями внутреннего сгорания.

Тягач с электрическим приводом снабжается энергией (рис. 152, а) от аккумуляторной батареи. Управление электродвигателем тягача осуществляется контроллером, который дает возможность получить четыре скорости движения вперед и задний ход.

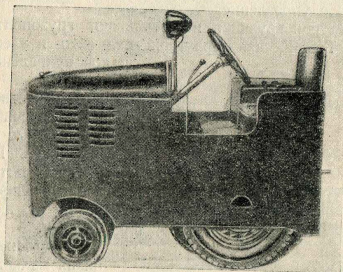
Тягач с двигателем внутреннего сгорания (рис. 152, б) выполнен на базе стандартных автомобильных узлов.

В тягачах установлен специальный автосцеп, обеспечивающий автоматическую сцепку тягача с тележками.

Авто- и электропогрузчики находят широкое применение для выполнения разнообразных погрузочно-разгрузочных работ со штучными и сыпучими грузами на открытых площадках, в закрытых складах, в трюмах судов, в вагонах и т. п.



а



б

Рис. 152. Тягачи:

а — аккумуляторный тягач с прицепными тележками; б — автотягач

Электропогрузчик, показанный на рис. 153, состоит из рамы, переднего (ведущего) моста, соединенного с электродвигателем; заднего моста; рулевого управления, связанного с задними колесами; механизмов подъема, сталкивания грузов, наклона вертикальной рамы; гидравлической системы с гидронасосом и двигателем для привода механизмов подъема, сталкивания и наклона вертикальной рамы; аккумуляторной батареи. Механизмы наклона, подъема и сталкивания управляются при помощи золотниковой панели, расположенной у водителя.

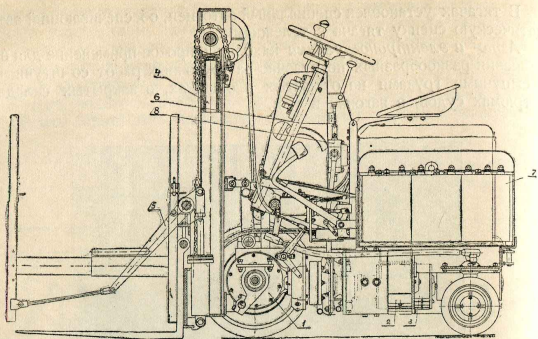


Рис. 153. Электропогрузчик:

1 — передний ведущий мост; 2 — электродвигатель; 3 — гидронасос; 4 — грузоподъемный шток; 5 — цилиндр наклона; 6 — рулевое управление; 7 — аккумулятор; 8 — золотниковая панель управления

Там же находятся все приборы управления ходовым двигателем, тормозное и рулевое управление.

Авто- и электропогрузчики изготавливают грузоподъемностью от 0,5 до 5,0 т. Техническая характеристика авто- и электропогрузчиков приведена в приложении 10.

В качестве двигателя в автопогрузчиках применяют стандартные двигатели автомобилей. В электропогрузчиках питание двигателям механизмов производится от аккумуляторной батареи.

В авто- и электропогрузчиках механизмы подъема, наклона и стальной имеют гидравлический привод (рис. 154).

Масло, подаваемое насосом через гидрораспределитель, поступает в рабочие цилиндры. Цилиндры подъемного механизма применяются одностороннего действия, а цилиндры для механизмов наклона и сталь-

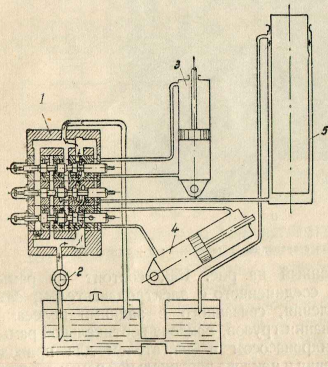


Рис. 154. Схема гидравлического привода:

1 — золотниковая панель; 2 — гидронасос; 3 — цилиндр стальной; 4 — цилиндр наклона; 5 — цилиндр подъема

квивания — двухстороннего действия. При помощи гидрораспределителя осуществляется подача масла в требуемый цилиндр в зависимости от работы того или иного механизма. Поддача масла от распределителя к цилиндрам и обратно производится по стальным трубам и гибким рукавам высокого, среднего и низкого давлений.

Авто- и электропогрузчики, кроме вилочных захватов, снабжаются различными видами сменного рабочего оборудования, которые позволяют производить различные погрузочно-разгрузочные работы (рис. 155).

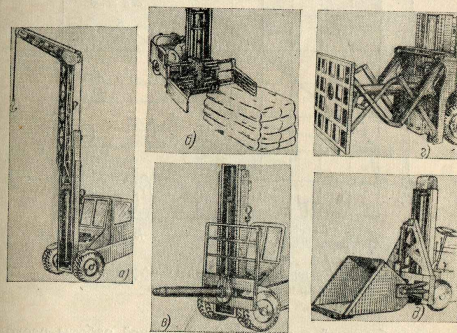


Рис. 155. Оборудование авто- и электропогрузчика:

а — вилочная стрела; б — гидравлический захват для токов; в — штабл для грузов с отверстиями; г — стальная вилка; д — вилка

Колеса электропогрузчиков обычно снабжены грузошинами, что позволяет их эксплуатировать на дорогах с ровными и твердыми покрытиями. При применении электропогрузчиков на погрузочно-разгрузочных работах в складах полы складов должны быть ровными и иметь твердое покрытие, выдерживающее давление наиболее нагруженных колес электропогрузчиков.

Применение авто- и электропогрузчиков для производства погрузочно-разгрузочных работ позволяет значительно снизить трудовые затраты (рис. 156). Особенно значительное снижение затрат имеет место при предварительной заготовке грузов на специальных поддонах (рис. 157), применение которых позволяет почти полностью механизировать погрузочно-разгрузочные работы со штучными грузами.

Аккумуляторные тележки, тягачи и погрузчики обладают рядом общих недостатков, значительно сокращающих область их применения, а именно:

— наличие тяжелой аккумуляторной батареи (весом около 600 кг) увеличивает собственный вес машин, при относительно малой их грузоподъемности;

— электропогрузчики требуют хороших дорог на территории предприятия и полов в складах и пехах, в противном случае, аккумуляторные батареи от тряски во время езды быстро выходят из строя;

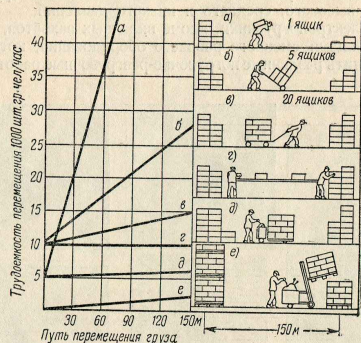


Рис. 156. Сравнительные данные эффективности применения погрузчиков

— слишком быстрый в течение 6—8-часовой работы расход энергии, накопленной в батареях во время их зарядки. Это приводит к частой остановке погрузчиков для зарядки аккумуляторов или замене их на предварительно заряженные.

Работа на аккумуляторных батареях требует постройки специальных зарядных и ремонтных помещений с соответствующим оборудованием.

Указанных недостатков нет в случае применения троллейных тележек. Однако эти тележки имеют другой существенный недостаток — ограниченность движения вдоль троллей.

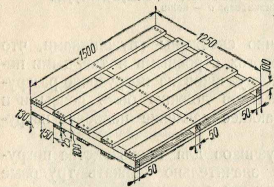


Рис. 157. Поддон для укладки грузов

Троллейные тележки имеют ту же конструкцию, что и аккумуляторные и отличаются только способом питания электродвигателей электроэнергией.

Автомобили. Для перемещения грузов на сравнительно большие расстояния применяются грузовые автомобили.

Грузовые автомобили можно подразделить на две группы: машины с универсальным и специальным (рис. 158) кузовом.

Автомобили с универсальным кузовом (бортовые) (см. рис. 158, а) предназначены для перевозки как штучных, так и сыпучих грузов.

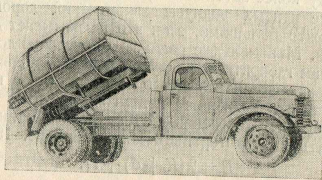
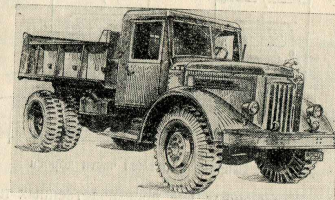
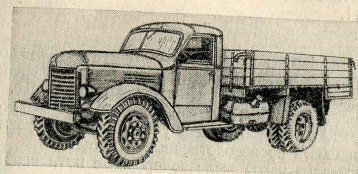


Рис. 158. Автомобили:

а — с универсальным (бортовым) кузовом; б — самосвал; в — автомашина для безарной перевозки порошкообразных грузов (цемент, мука и пр.)

Автомобили специального назначения — самосвалы, предназначаются в основном для перевозки насыпных грузов (см. рис. 158, б). Конструкция грузового кузова самосвала обеспечивает полную механическую работу по разгрузке машины.

Для перевозки навалом порошкообразных грузов (муки, цемента) применяются автомашины, оборудованные специальными металлически-

ми цистернами, снабженными устройствами для выгрузки грузов (см. рис. 158, в).

Характеристика автомобилей отечественного производства дана в приложении 11.

### Дороги

Правильный выбор основных размеров и конструкции дороги в значительной степени определяет эффективную работу безрельсового транспорта и обеспечивает сохранение подвижного состава.

План дорог в пределах предприятия разрабатывается в зависимости от намеченных грузопотоков с учетом мест погрузки и разгрузки, въездов и выездов в производственные помещения.

Место переездов через железнодорожные пути необходимо выбирать на прямых участках пути вне стрелок. Дорога должна пересекать железнодорожные пути под прямым углом.

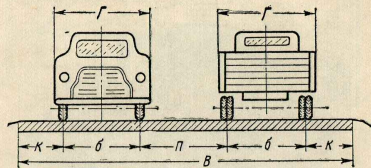


Рис. 159. Ширина проезжей части дороги

Для дорог, расположенных вне производственных помещений, минимальный радиус закругления принимается равным 7,5—11,2 м (по наружному следу колес автомашин).

При разбивке кривых радиусы закруглений дороги необходимо выбирать возможно большими, если это не вызывает дополнительной затраты средств. Минимальные радиусы закруглений допускаются равными наименьшим габаритным радиусам поворота подвижного состава.

Ширину дороги устанавливают в зависимости от подвижного состава, напряженности движения<sup>1</sup> и других факторов.

При одностороннем движении ширина дороги принимается равной  $B = P + 0,5$  м, при двухстороннем движении (рис. 159)

$$V = 2(K + \delta) + P,$$

где  $K$  — расстояние от оси крайнего колеса до кромки проезжей части ( $K \cong 0,6 \div 0,8$  м);

$\delta$  — ширина колесного хода (для грузовых машин  $\delta = 1,7 \div 1,8$  м);

$P$  — просвет, обеспечивающий безопасность движения ( $P = 1,0 \div 2,0$  м).

Дороги, расположенные в пределах производственных территорий, должны иметь поперечный уклон ( $i = 0,01 - 0,03$ ) для отвода атмосферных осадков.

<sup>1</sup> Под напряженностью движения понимают количество грузов в  $t$  brutto, перевезенных по дороге за сутки.

Одностатный поперечный уклон применяют на дорогах, проходящих вплотную или на небольшом расстоянии от производственных помещений; двухстатный уклон во всех случаях, когда дорога расположена на значительном расстоянии от производственного помещения.

Продольный профиль дороги диктуется условиями местности и должен обеспечить нормальные условия движения подвижного состава и отвод к ливнеприемникам атмосферных осадков. Максимальные продольные уклоны дороги в отдельных случаях допускаются в пределах  $i = 0,05 \div 0,100$ .

К верхним покрытиям дорог промышленных предприятий предъявляют следующие требования: они должны быть беспыльными, водонепроницаемыми и способствовать относительной бесшумности движения; прочность и размеры их должны соответствовать напряженности движения и типам подвижного состава. Для строительства покрытий необходимо максимально использовать местные материалы.

Дорожные покрытия в зависимости от интенсивности движения подразделяются на капитальные, усовершенствованные, облегченные усовершенствованные, переходные и грунтовые. На дорогах предприятий главным образом находят себе применение облегченные усовершенствованные дорожные покрытия, основные эксплуатационные характеристики которых приведены в табл. 24.

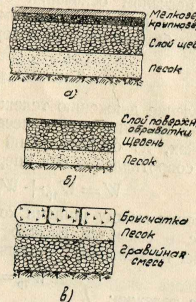


Рис. 160. Дорожные покрытия: а — покрытие из холодного асфальта; б — бетонное покрытие; в — брусчатое покрытие

Таблица 24

Типы покрытий	Нормальная интенсивность движения в сутки (число автомобилей среднего тоннажа)	Межремонтный срок службы в годах	Примерная стоимость 1 м <sup>2</sup> покрытия вместе с основанием (в условных единицах)
Тонкослойные из холодного асфальта	1500	10—11	55
Щебеночные и гравийные, обработанные битумом или легтем	1000—1500	10—15	50—55
Щебеночные и гравийные с поверхностной обработкой	750	3—8	35—40
Местные брусчатые или клинкерные на песчаном основании	1000—1500	12—15	100

Тонкослойное дорожное покрытие из холодного асфальтобетона (рис. 160, а) укладывают на прочном основании из песка и щеб-

на толщиной 15—20 см. Верхний слой асфальтобетона равен 2—3 см.

Щебеночные и гравийные дорожные покрытия (рис. 160, б) укладываются толщиной 15—20 см и пропитывают битумом или дегтем на глубину 5—8 см.

Брусчатые или клинкерные дорожные покрытия (рис. 160, в) укладывают на песчаном основании с толщиной подстилающего слоя 15—20 см. Швы между отдельными камнями заливают цементным раствором или битуминозными материалами.

### Тяговые расчеты

Сопротивление движению тележки безрельсового транспорта складается из сил трения между колесами и дорожным полотном, а также в подшипниках, из сопротивлений от сил трения при движении по кривым, из сопротивлений сил инерции и выражается уравнением:

$$W = W_{\text{тр}} + W_n + W_R + W_a. \quad (1-13)$$

Силы трения между шинами колес и дорогой, а также в подшипниках колес в связи со сложностью раздельного учета факторов, влияющих на их величину, учитывают совместно по формуле:

$$W_{\text{тр}} = Gw, \quad (2-13)$$

где  $G$  — вес тележки;  
 $w$  — коэффициент тяги (табл. 25).

Таблица 25

	Грунтовая дорога		Шоссе		Асфальтированная дорога	
	Сухая	Мокрая	Сухое	Мокрое	Сухая	Мокрая
$w$	0,008 — 0,5 — 0,7	0,010 0,2 — 0,4	0,004 — 0,5 — 0,7	0,005 0,3 — 0,4	0,001 — 0,5 — 0,6	0,002 0,4 — 0,5
$g_R$	—		$0,6 \left(1 - \frac{R}{75}\right)$		$0,04 \left(1 - \frac{R}{75}\right)$	

Сопротивление при движении по уклону с углом  $\alpha$  к горизонту  
 $W_n = G \sin \alpha. \quad (3-13)$

Сопротивление от сил трения при движении транспорта по кривым радиуса  $R$  равно:

$$W_R = c_R G, \quad (4-13)$$

где  $g_R$  — опытный коэффициент, зависящий от типа покрытия дороги (см. табл. 25).

Сопротивление при начале движения с ускорением  $a$

$$W_a = \frac{G}{g} a. \quad (5-13)$$

Развиваемую двигателем мощность на преодоление сил сопротивлений движению определяют по формуле:

$$N = \frac{1000 \cdot W \cdot v}{75 \cdot 3600 \cdot \eta} = \frac{W \cdot v}{270 \cdot \eta} \text{ л. с.}, \quad (6-13)$$

где  $v$  — скорость движения в км/час;

$\eta$  — к.п.д. передачи от двигателя к ведущим колесам.

Для преодоления сил сопротивления необходимо, чтобы в момент начала движения была бы устранена возможность буксовки приводных колес, что будет иметь место в случае, когда сила сцепления этих колес будет больше суммарного сопротивления.

Для определения условий, при которых отсутствует прокрутка колес, рассмотрим движение поезда, состоящего из тягача и прицепных тележек.

При весе тягача  $G_t$  и прицепов  $\Sigma G_n$  (рис. 161) на сцепный прибор действует сила

$$W' = \Sigma G_n \left( w + \sin \alpha + c_R + \frac{a}{g} \right).$$

Тогда полная сила сопротивления

$$W = (\Sigma G_n + G_t) \left( w + \sin \alpha + c_R + \frac{a}{g} \right). \quad (7-13)$$

Условие отсутствия буксования приводных колес запишем в виде:

$$\mu Q_0 > W, \quad (8-13)$$

где  $Q_0$  — давление на ведущие колеса;

$\mu$  — коэффициент сцепления колеса с верхним перекрытием дороги (см. табл. 25).

Величину давления на ведущие колеса определяют из условия равновесия системы относительно точки касания ведомых колес с дорогой.

При задних ведущих колесах это условие относительно точки  $A$  можно записать (см. рис. 161):

$$G_t c + G_t \frac{a}{g} h_1 + W' h - Q_0 l = 0.$$

Отсюда давление на приводные колеса:

$$Q_0 = G_t \left( \frac{c}{l} + \frac{ah_1}{gl} \right) + W' \frac{h}{l}$$

и сила сцепления

$$\mu Q_0 = \mu \left[ G_t \left( \frac{c}{l} + \frac{ah_1}{gl} \right) + W' \frac{h}{l} \right].$$

Уравнение (8-13) после подстановки значений правой и левой части примет вид:

$$\mu \left[ G_t \left( \frac{c}{l} + \frac{ah_1}{gl} \right) + W' \frac{h}{l} \right] \geq (\Sigma G_n + G_t) \left( \sin \alpha + c_R + w + \frac{a}{g} \right). \quad (9-13)$$

Решая уравнение (9-13) относительно  $\Sigma G_n$  и пренебрегая при этом силами инерции, получим максимально возможный вес прицепных

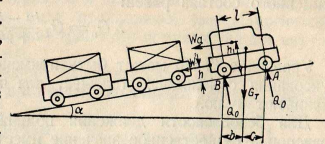


Рис. 161. Схема сил, действующих на поезд при движении

тележек, перевозимых тягачем (задние ведущие колеса)

$$\Sigma G_n = G_r \frac{c_{pk} - l}{r + \mu h} \quad (10-13)$$

В том случае, когда ведущими являются передние колеса, вес прицепного состава равен:

$$\Sigma G_n = G_r \frac{b_{pk} - l}{r + \mu h} \quad (11-13)$$

Уравнение (9-13) может быть применено для проверки отсутствия буксования самоходных тележек, для чего величину  $\Sigma G_n$  и  $h$  приравнивают нулю.

Для безопасности движения подвижного состава безрельсового транспорта существенное значение имеет безотказная работа тормозных устройств и длины тормозного пути.

Длину тормозного пути при движении подвижного состава безрельсового транспорта с выключенным двигателем определяют из условия:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g} = S(W + T), \quad (12-13)$$

где  $v$  — скорость движения подвижного состава в момент торможения в м/сек;

$S$  — длина пути торможения в м;

$W$  — сопротивление движению;

$T$  — тормозная сила;

$G$  — вес подвижного состава с грузом.

Решая уравнение (12-13) относительно  $S$ , получим

$$S = \frac{v^2}{2g \frac{W+T}{G}} \quad (13-13)$$

Величину сопротивления движению  $W$  определяют из уравнения (7-13), а величину тормозной силы  $T$  — из условия отсутствия скользящего подвижного состава в период торможения:

$$T_{\max} + G\omega = k_r Q_r \mu,$$

где  $Q_r$  — вес, приходящийся на колеса, оборудованные тормозом в кг (при наличии тормозов на всех колесах  $Q_r = G$ );

$k_r$  — коэффициент неравномерности торможения ( $k_r = 0,95$ ).

Величина тормозного усилия

$$T_{\max} = k_r Q_r \mu - G\omega \quad (14-13)$$

#### ГЛАВА XIV

### РЕЛЬСОВЫЙ ТРАНСПОРТ

К числу транспортирующих устройств периодического действия относится рельсовый транспорт (наземный и надземный), который в отличие от безрельсового транспорта имеет определенную трассу движения.

### Наземные рельсовые дороги

Наземные рельсовые дороги на большинстве предприятий обслуживают грузовые перевозки, связанные с доставкой на предприятия сырья и вспомогательных материалов и отправки готовой продукции и отходов производства. На ряде предприятий (металлургические заводы и др.) наземный рельсовый транспорт применяется для внутризаводского перемещения грузов.

Наземный рельсовый транспорт благодаря наличию металлического пути — рельсов — позволяет применять годичный состав большой грузоподъемности, который, как правило, перемещается по путям при помощи специальных тяговых устройств или специальных локомотивов (паровозов, тепловозов или электровозов).

Пути наземного рельсового транспорта в зависимости от расстояния между головками рельсов бывают: узкой колес  $l = 750$  мм (реже  $l = 1000$  мм) и широкой колес  $l = 1524$  мм.

Верхнее строение пути (рис. 162) состоит из балласта, шпал, рельсов, скреплений и поворотных кругов или стрелочных переводов.

Балластный слой укладывают на земляное полотно, специально подготовляемое для этой цели. Назначение балластного слоя — равномерно передавать давление от подвижного состава на земляное полотно, пропускать влагу и препятствовать перемещению шпал. Материалом для балластного слоя служит щебень из гранита, кварцита, базальта и песчаника, песок гравий и реже доменные шлаки.

В балластный слой укладывают шпалы, передающие давление от подвижного состава на балласт. Шпалы применяют деревянные (дуб, бук, сосна, лиственница и др.), пропитанные антисептиками, железобетонные и стальные.

Рельсы предназначены для направления движения колес подвижного состава и для восприятия сосредоточенного давления от колес и передачи его шпалам. Характеристика основных типов рельсов, применяемых в СССР, приведена в таблице.

Рельсы скрепляются одна с другой при помощи накладок и болтов, а к шпалам прикрепляются при помощи подкладок и костылей или шурупов.

Для перевода подвижного состава с одного пути на другой применяют поворотные круги при малой интенсивности движения (рис. 163) и стрелочные переводы (рис. 164).

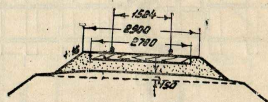


Рис. 162. Верхнее строение пути

Тип рельса	Теоретический вес пог. м в кг
Для узкой колес:	
7	6,93
8	8,42
11	11,20
15	14,72
18	18,06
24	24,04
Для широкой колес:	
P-43	43,0
P-50	50,0
P-65	65,0

При проектировании рельсового пути должны быть соблюдены нормы, определяющие продольный уклон и радиус закругления пути. Продольный уклон на внутризаводских путях принимается обычно равным  $i = 0,0025$ , что обеспечивает стоянку подвижного состава без дополнительных средств торможения. На подъездных путях к предприятиям величина продольного уклона принимается равной  $i = -0,040$ .

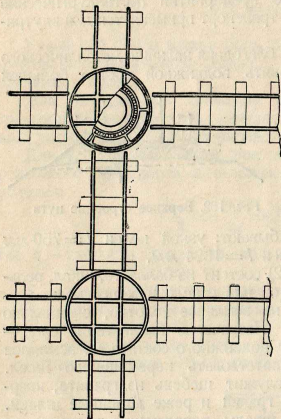


Рис. 163. Поворотные круги

Закругления рельсовых путей оказывают сопротивление движению подвижного состава, причем величина этого сопротивления тем больше, чем меньше радиус закругления.

Минимальный радиус закругления для ширококолейных путей принимается для временных путей  $R = 150 \div 250$  м, для постоянных путей  $R = 500$  м. Для узкоколейки (750 мм) минимальный радиус закругления принимается равным  $R = 100$  м, в исключительных случаях  $R = 30 \div 40$  м.

Расположение рельсовых путей у зданий и сооружений определяется габаритом приближения строений.

Габарит приближения строений (рис. 165) представляет собой предельное поперечное по отношению к пути очертание, внутрь которого не должно заходить ни одно сооружение либо часть его.

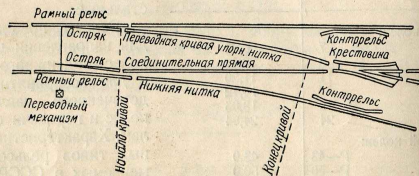


Рис. 164. Стрелочный перевод

Строгое и точное соблюдение габарита является совершенно необходимым условием для свободного и безопасного прохода подвижного состава по путям у зданий и сооружений.

Для безопасного движения поездов по параллельно идущим путям расстояние между осями путей широкой колесной на прямых участках

перегонов должно быть не менее 4100 мм (двухпутных). Расстояние между осями смежных путей на станциях должно быть не менее 4800 мм, на товарных дворах предприятий и других второстепенных путях — не менее 4500 мм. Расстояние между осями путей, предназначенных для непосредственной перегрузки грузов из вагона в вагон, может быть допущено до 3600 мм.

Подвижной состав наземных рельсовых дорог широкой и узкой колесной разделяется на три основных группы: а) вагоны, не имеющие самостоятельных двигателей и предназначенные для перевозки грузов или пассажиров; б) локомотивы (паровозы, электровозы, тепловозы и пр.), представляющие собой двигатели, приводящие в движение поезда, состоящие из ряда вагонов;

в) моторные вагоны, имеющие собственные двигатели для своего перемещения.

Вагоны по своему устройству и назначению делятся на грузовые, пассажирские и вагоны специального назначения.

Парк грузовых вагонов состоит из товарных вагонов, цистерн, изотермических вагонов и вагонов специального назначения.

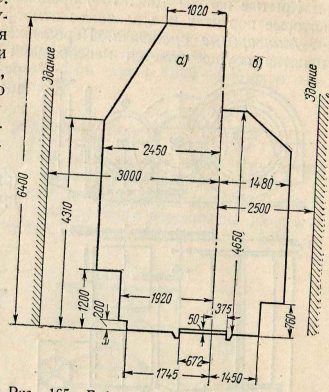


Рис. 165. Габарит приближения строений: а — широкая колесная; б — узкая колесная

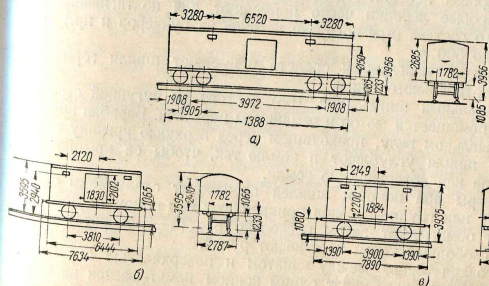


Рис. 166. Крытые вагоны:

а — четырехосные; б и в — двухосные 16,5 и 20 м

Основными типами товарных вагонов на железных дорогах Советского Союза являются четырехосные вагоны грузоподъемностью 50—60 т: крытые, платформы и полувагоны.

Крытые вагоны (рис. 166) предназначены для перевозки грузов, которые портятся под влиянием атмосферных осадков.

**Маневровые средства.** Передвижение вагонов по путям предприятия осуществляется маневровыми средствами, которые можно разделить на следующие группы:

- 1) электролебедки и шпиль;
- 2) мотовозы и электровозы;
- 3) паровая тяга.

Маневровые лебедки (рис. 167), перемещают вагоны при помощи стального каната,

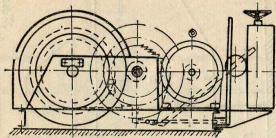


Рис. 167. Маневровая лебедка

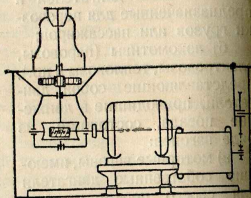


Рис. 168. Вертикальный шпиль

навиваемого на барабан лебедки. Барабан маневровой лебедки приводится в движение от электродвигателя.

Маневровые лебедки строят с тяговым усилием от 500 до 600 кг. Маневровые лебедки часто применяют для подтягивания неразцепленного состава (при погрузке вагонов из бункеров и пр.) на расстоянии до 500 м.

В качестве маневровых средств применяют шпиль горизонтального и вертикального типов.

Вертикальный шпиль (рис. 168) состоит из чугунной станины, в которой помещается мотор и механизмы передачи. Барабан вращается на вертикальном валу, проходящем через верхнюю крышку станины. Станину шпиля углубляют в землю так, чтобы ее крышка слегка выступала над поверхностью земли.

Маневры при помощи шпиля производят следующим образом. К вагону или группе вагонов прикрепляют при помощи крюка канат, который обматывают затем несколько раз (2—3 оборота) на барабане и свободный конец натягивают рукой.

Благодаря трению между канатом и поверхностью барабана при вращении последнего канат одним концом наматывается на барабан, подтягивая вагоны, а другой его конец, натягиваемый рабочим, сматывается с барабана и укладывается около шпиля в бухту.

Тепловозы — локомотивы, приводимые в движение двигателями внутреннего сгорания.

Мощность маневровых тепловозов колеблется от 15 до 450 л. с., т. е. практически покрывает полностью пределы тяговой потребности промышленных предприятий.

Электровозы нашли широкое применение на электрифицированных заводских железнодорожных путях. Они изготавливаются для колеи 1524, 1000 и 750 мм с силовой тягой 1800—550 кг и скоростью перемещения 8—35 км/час.

### Подвесные рельсовые дороги

Для перемещения грузов в складах и на открытых площадках применяются подвесные рельсовые дороги (рис. 169).

Рельсовый путь подвесных дорог подвешивается на специальных кронштейнах или прикрепляется к конструкции перекрытия. По рельсовому пути перемещаются грузовые вагонетки (тележки) с ручным или механическим приводом.

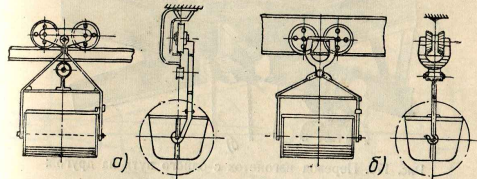


Рис. 169. Подвесные рельсовые дороги:  
а — с движением по верхнему полюсу; б — с движением по нижнему полюсу

Ручные тележки применяются обычно для перемещения грузов на расстоянии 10—100 м со скоростью от 0,5 до 1 м/сек при их грузоподъемности до 1 т.

Вагонетки с приводом от электродвигателя применяются при перемещении грузов на расстоянии до 2 км со скоростью от 0,5 до 2 м/сек и более при грузоподъемности до 5 т.

Если подвесной дорогой обслуживается большая часть склада или цеха, то применяются разветвленные системы путей с устройством стрелок или поворотных кругов для перехода вагонеток с одного пути на другой (рис. 170). Однако наличие переходных устройств повышает стоимость системы, замедляет передвижение и усложняет эксплуатацию.

Опорной поверхностью для катков тележек может служить верхний или нижний пояса подвесных путей, в соответствии с чем различают подвесные дороги, на которых вагонетки движутся по верхнему поясу (см. рис. 169, а) и по нижнему поясу (см. рис. 169, б).

Подвесные дороги, где вагонетки движутся по нижнему поясу, обеспечивают большую надежность в работе. Для устранения про-

дольного раскачивания груза тележка должна иметь не менее двух пар колес.

Рельсы подвесных дорог подвешивают строго горизонтально, как исключение допускаются уклоны до 0,01.

Кривые на подвесных дорогах оказывают значительное сопротивление перемещению, поэтому при езде по нижнему поясу допускаются радиусы кривизны не менее 1,5 м, а с ездой по верхнему поясу не менее 2,5—3 м.

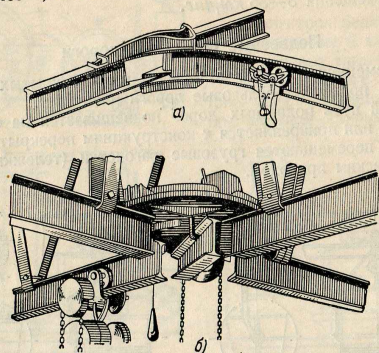


Рис. 170. Перевод вагонеток с одного пути на другой:  
а — стрелка; б — поворотный круг

Наибольшее допустимое расстояние между опорами, на которых крепится рельсовый путь, определяют из условий наибольшего допустимого напряжения материала на изгиб и допустимого прогиба пути. Отношение стрелы прогиба пути к расстоянию между опорами должно быть не более 0,002.

Тяговые расчеты наземных и подвесных рельсовых дорог производятся по методу, изложенному в главе XIII.

## ГЛАВА XV

### СКРЕПЕРНЫЕ УСТАНОВКИ И МЕХАНИЧЕСКИЕ ЛОПАТЫ

Скреперные установки (рис. 171) служат для перемещения сыпучих грузов при помощи скрепера (ковша) или лопаты. К скреперу прикрепляют два стальных каната, из которых один грузовой навит на один барабан лебедки, а второй канат, обгибая концевой блок, навивает на второй барабан лебедки и служит для перемещения скрепера при холостом ходе в крайнее исходное положение.

Для скреперных установок применяют двухбарабанные лебедки, обеспечивающие переменное включение барабанов, что дает возмож-

ность совершать скреперу рабочее движение с грузом от места, где забирается груз, к месту разгрузки и холостое движение для возврата скрепера в исходное положение.

По сравнению с другими транспортирующими машинами скреперная установка обладает рядом преимуществ: простота изготовления; надежность в работе; легкая приспособляемость к неровностям поверхности пола склада и различным размерам склада в плане. Недостатками этой установки являются: большой износ канатов, сравнительно большой расход энергии на транспортирование материала, дробление материала при его перемещении.

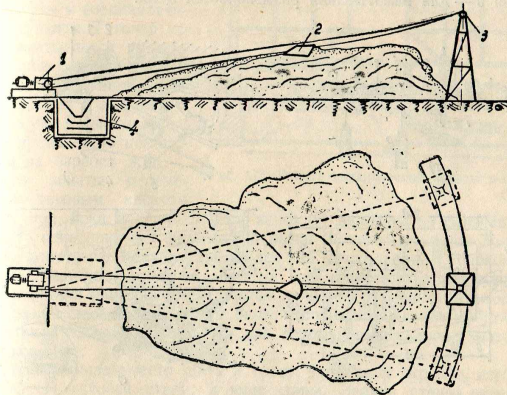


Рис. 171. Скреперная установка:

1 — двухбарабанная лебедка; 2 — скрепер; 3 — отводной ролик; 4 — приемный транспортер

Механические лопаты (рис. 172) являются разновидностью скреперных установок и служат для подгребания сыпучих грузов.

Принципиальным отличием механической лопаты от скрепера является ручной возврат лопаты (холостой ход) и ручное направление ее во время рабочего хода.

Механические лопаты служат для выгрузки сыпучих грузов из крытых вагонов, перемещения сыпучих грузов в трюмах судов, а также в складах при напольном хранении.

Конструктивно механические лопаты выполняются стационарными и передвижными.

Стационарные лопаты устанавливают на специальных площадках (см. рис. 172, б). Передвижные монтируют на четырехколесных тележках или рамах передвижных транспортеров (вагоноразгрузчик Жоголева). Для ускорения разгрузки вагонов применяют двойные стационарные лопаты.

Механическая лопата (см. рис. 172, а, б) состоит из лебедки 1, редукторного привода с электродвигателем 2 и 3, тягового каната 4, шита (скребка) 5 и направляющих блоков 6.

Вал лебедки приводится во вращение электродвигателем через редуктор. На валу свободно посажен барабан лебедки 7 и на скользящей шпонке кулачковая полумуфта 8. Вторая половина муфты закреплена на барабане.

Барабан лебедки разделен ребрами по длине на три части. Первая часть а служит для наматывания рабочего каната; вторая часть б — для наматывания тросика с грузом — противовесом Р, третья в — для наматывания размыкающей цепи.

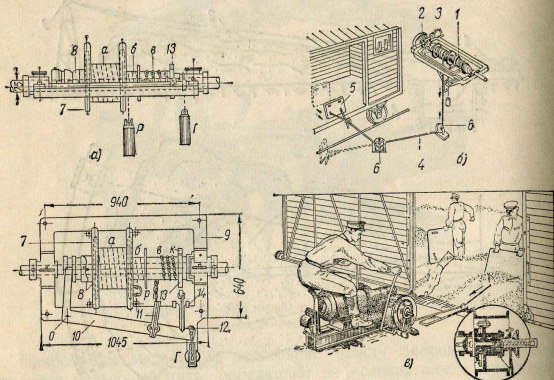


Рис. 172. Механические лопаты:

а — лебедка; б — стационарная лопата; в — передвижная лопата

На раме 9 установлен коленчатый рычаг 10, вращающийся на оси О. Короткое плечо рычага оканчивается вилкой для соединения с кольцевым пазом подвижной полумуфты 8, а длинное плечо рычага имеет серьгу 11 для присоединения цепи, нависающей на барабан в, и крючок 12 для подвешивания тросика с грузом Г. Крайняя ребра барабана 13 снабжена тремя зубцами к, ударяющими по короткому плечу запирающего рычага 14. Длинное плечо этого рычага выполнено в виде крючка для замыкания коленчатого рычага 10.

Работа лопаты осуществляется следующим образом.

При отходе шита лопаты к месту захвата груза коленчатый рычаг подтянут цепью к барабану, полумуфта 8 выключена, тяговый канат сматывается, барабан в связи с разобщенностью полумуфты свободно вращается на валу. При этом цепь с барабана в сматывается, а тросик на барабан б наматывается, подтягивая груз Р

в верхнее положение; зубья к реборды 13 ударяют снизу о хвостик задержки коленчатого рычага 14, приподнимают хвостик и свободно проходят, не производя замыкания.

Занося шит на необходимое расстояние, рабочий наклоном вперед верхней части шита ослабляет натяжение тягового каната. Освобожденный барабан лебедки под действием груза Р поворачивается в противоположную сторону. Один из зубьев к реборды 13 ударяет сверху о палец задержки рычага 14, которая приподнимается и освабоджает коленчатый рычаг 10. Под действием груза Г коленчатый рычаг поворачивается, короткое его плечо смыкает кулачковые полумуфты и соединяет барабан с валом. Тяговой канат наматывается на вращающийся барабан а и перемещает шит лопаты. Тросик барабана б под действием груза Р сматывается, в это время цепь наматывается на барабан в.

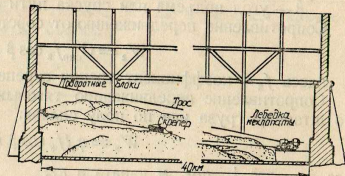


Рис. 173. Работа механической лопаты в складе

Шит лопаты перемещается тяговым канатом до тех пор, пока вся длина цепи не будет намотана на барабан, после чего цепь поворачивает коленчатый рычаг в первоначальное положение — кулачковая полумуфта выйдет из зацепления с барабаном, задержка замыкает рычаг и система выключится. Таким образом, повторяя цикл за циклом, чередуются холостой и рабочий ход лопаты.

Механические лопаты могут быть использованы и как собственно скреперные установки (рис. 173) для перемешивания сыпучих материалов по складу.

В этом случае вместо шита к тросу укрепления скрепер, изготовленный из листовой стали, в виде совка. Задняя стенка скрепера составляет с основанием тупой угол для предотвращения захвата материала при обратном ходе скрепера.

Производительность скреперных установок определяют по формуле:

$$Q = \frac{3,6G_{гр}v_{ср}}{2L} k \text{ м}^3/\text{час}, \quad (1-15)$$

где  $G_{гр}$  — емкость скрепера в кг;  
 $v_{ср} = 2 \frac{v_{гр} \cdot v_{хол}}{v_{гр} + v_{хол}}$  — средняя скорость движения скрепера;  
 здесь  $v_{гр}$  — скорость движения скрепера с грузом;  $v_{хол}$  — скорость движения порожнего скрепера;  
 $L$  — средняя длина перемещения груза;  
 $k$  — коэффициент, учитывающий переключение работы барабанов ( $k = 0,9 - 0,95$ ).

Для механических лопат скорость движения шита принимается равной  $0,8 \pm 1,0 \text{ м/сек}$ . Размер шита принимается  $0,8 \times 1,0 \text{ м}$ , что обеспечивает средний вес перемешиваемого им зерна  $q = 300 \pm 350 \text{ кг}$ .

Мощность электродвигателя для скреперной лебедки определяют в зависимости от величины тягового усилия  $W_p$  при рабочем ходе и от скорости движения скрепера.

Величину тягового усилия определяют в зависимости от сопротивлений, преодолеваемых при движении груженого скрепера.

Сопротивление движению груза, захваченного скрепером,

$$W_1 = G_{гр} f_1 \cos \beta \text{ кг,}$$

где  $G_{гр}$  — вес груза в скрепере в кг;

$f_1$  — коэффициент трения материала по штабелю;

$\beta$  — угол подъема или спуска пути скреперования.

Сопротивление передвижению от собственного веса скрепера  $G_{скр}$ :

$$W_2 = G_{скр} f_2 \cos \beta \text{ кг,}$$

здесь  $f_2$  — коэффициент трения скрепера по материалу.

Сопротивление передвижению тяговых канатов при волочении их по штабелю груза или по полу склада:

$$W_3 = q_0 l f_3 \cos \beta \text{ кг,}$$

где  $q_0$  — вес 1 пог. м каната в кг;

$f_3$  — коэффициент трения каната о штабель или пол склада;

$l$  — средняя длина пути скреперования в м.

Сопротивление направляющих блоков

$$W_4 = \sum_1^n S f_4 \frac{d}{D} \text{ кг,}$$

где  $\sum_1^n$  — число блоков, огибаемых канатом;

$S$  — равнодействующая сила натяжения в кг;

$f_4$  — коэффициент трения в подшипниках блоков;

$d$  — диаметр цапф блоков;

$D$  — диаметр направляющих блоков.

Составляющая сила тяжести  $G_n$  при перемещении скрепера под углом равна:

$$G_n = (G_{скр} + G_{гр}) \sin \beta \text{ кг.}$$

Величину тягового усилия при рабочем ходе определяют по уравнению:

$$W_p = \left[ G_{гр} f_1 \cos \beta + G_{скр} f_2 \cos \beta + q_0 l f_3 \cos \beta + \right. \\ \left. + \sum_1^n S f_4 \frac{d}{D} \pm (G_{скр} + G_{гр}) \sin \beta \right] k_p, \quad (2-15)$$

где  $k_p$  — коэффициент, учитывающий дополнительные трудно учитываемые сопротивления при рабочем ходе (зачерпывание, движение по неровностям и пр.),  $k_p \in 1,35 \rightarrow 1,4$ .

Мощность двигателя скреперной установки равна:

$$N = \frac{W_p \cdot v_p}{102 \cdot \eta} \text{ квт, или } N = \frac{W_p \cdot v_p}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.,} \quad (3-15)$$

где  $\eta$  — механический коэффициент полезного действия скреперной установки.

При предварительных расчетах мощности двигателя скреперной лебедки иногда пользуются формулой

$$N = \frac{1,5 G_{гр} \cdot v}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.} \quad (4-15)$$

Расчет мощности для механических лопат ведут по тем же формулам, что и для скреперных установок. Опытной эксплуатации механических лопат на зерновых грузах установлено, что при весе груза перед шитом 300—350 кг тяговое усилие в рабочем канате колеблется в пределах от 200 до 300 кг.

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА

Основное назначение грузоподъемных устройств — выполнение операций по подъему и опусканию груза. Часто эти основные операции дополняются перемещением поднятого груза по линии или в пределах определенной площади.

По конструктивным признакам грузоподъемные устройства можно разделить на три основные группы (рис. 174): простые грузоподъемные устройства, краны и подъемники.

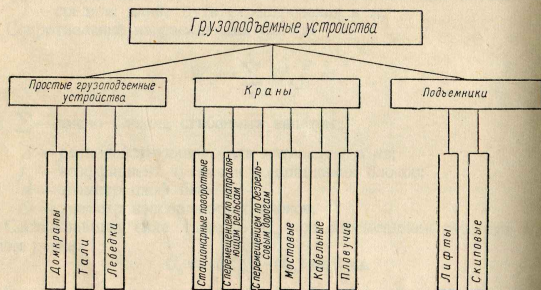


Рис. 174. Схема классификации грузоподъемных машин

К первой группе относятся домкраты — грузоподъемные механизмы с ограниченной высотой подъема; тали — переносные грузоподъемные механизмы, осуществляющие подъем груза на относительно небольшую высоту; лебедки — простейшие грузоподъемные машины, выполняющие самостоятельно работу по подъему или перемещению груза или входящие основным механизмом в более сложные грузоподъемные машины.

Краны представляют собой сложные грузоподъемные машины. Эта группа грузоподъемных машин объединяет разнообразие конструкций, начиная от простых — поворотных и кончая сложными — самоходными и плавучими.

Подъемники объединяют группу сложных грузоподъемных устройств, предназначенных для перемещения грузов по постоянным вертикальным траекториям.

ГЛАВА XVI

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

К основным параметрам грузоподъемных устройств относятся: грузоподъемность, скорость подъема и перемещения груза, высота границы возможного перемещения груза.

Грузоподъемность определена ГОСТ и в современных грузоподъемных устройствах достигает 500 т.

Скорость подъема и перемещения груза определяется условиями эксплуатации грузоподъемных машин, которые зависят от режима их работы.

В соответствии с правилами Госгортехнадзора грузоподъемные устройства делятся на четыре группы (табл. 26) в зависимости от:

- относительной продолжительности включения (в зависимости от: отношения к часовому периоду работы машины включения (ПВ %) по количеству включений в час;
- скорости движения грузов;
- частоты подъема максимального груза или частоты перемещения при максимальном сопротивлении движению.

Таблица 26

Тип привода	Группа	Режим эксплуатации	Организовано	
			относительная продолжительность включения ПВ%	число включений в час
Ручной Машинный	Р	—	—	—
	І	Легкий Л	до 30	до 30
	ІІ	Средний С	25	30—60
	ІІІ	Тяжелый Т	40 и выше	60 и выше
		Весьма тяжелый—ВТ		

Группа Р включает в себя грузоподъемные машины с ручным приводом, редко включаемые в работу, и, как правило, имеющие малые скорости подъема и перемещения грузов.

Группа І включает в себя грузоподъемные машины с механическим приводом, работающие при небольшом числе рабочих часов в сутки и относительно небольшой продолжительности включения. Для них характерны небольшое число включений при максимальной нагрузке, скорости подъема и перемещения груза (краны монтажных участков и машинные залы электростанций).

Группа ІІ охватывает грузоподъемные машины с машинным приводом, работающие в условиях среднего режима, который характеризуется средней относительной продолжительностью включения,

Крюк чаще всего подвешивают к обойме полиспафта при помощи специальной траверсы (рис. 175, в). Такая траверса обеспечивает поворот крюка вокруг вертикальной оси без закручивания тягового органа, а также позволяет крюку отклоняться от вертикального положения путем поворота вокруг горизонтальной оси траверсы.

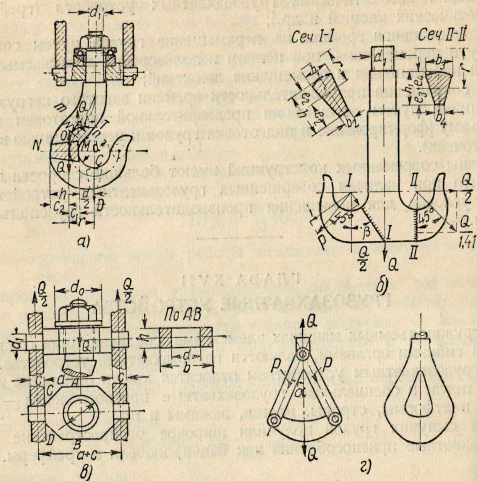


Рис. 175. Крюки и скобы:

а — однорыгый крюк; б — двурогий крюк; в — траверса; г — скоба

Траверсу рассчитывают на изгиб. Момент изгиба можно записать (рис. 175, в).

$$M_{\text{изг}} = \frac{Q}{2} \frac{a+c}{2} - \frac{Q}{2} \frac{d_0}{4} = \frac{Q}{4} (a+c-0,5d_0).$$

Момент сопротивления в опасном сечении А-В

$$W_{\text{АВ}} = \frac{h^2(b-d)}{6}.$$

Напряжение в сечении А-В определится уравнением:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{Q(a+c-0,5d_0)6}{4h^2(b-d)} = 1,5 \frac{a+c-0,5d_0}{(b-d)h^2} Q. \quad (2-17)$$

Задавая определенную величину допускаемого напряжения  $[\sigma_{\text{изг}}]$  и принимая конструктивно размеры  $a$  и  $d_0$ , можно определить ширину и высоту траверсы.

Оси траверсы проверяют на изгиб. Размеры крюка подбирают в соответствии с ГОСТ 6626-53 или 6627-53.

После выбора размеров крюка (см. рис. 175, а) сечение  $CD$  проверяется на срез, а опасное сечение  $MN$ , испытывающее одновременное действие растягивающей силы и изгибающего момента, проверяют на деформацию изгиба и растяжение.

В сечении  $MN$  суммарные напряжения будут таким образом складываться из растягивающих ( $\sigma_{\text{раст}}$ ) и изгибающих ( $\sigma_{\text{изг}}$ ):

$$\sigma = \sigma_{\text{раст}} \pm \sigma_{\text{изг}}.$$

В точке  $M$  оба напряжения будут одного знака, т. е.

$$\sigma_M = \sigma_{\text{раст}} + \sigma_{\text{изг}},$$

а в точке  $N$  — разного знака, т. е.

$$\sigma_N = \sigma_{\text{раст}} - \sigma_{\text{изг}}.$$

Изгибающий момент определяют уравнением

$$M_{MN} = Q(C_1 + 0,5d)$$

Не учитывая кривизны оси крюка, можно получить напряжение соответственно в точках  $M$  и  $N$

$$\sigma_M = \frac{Q}{F} + \frac{M_{MN}}{I} C_1 = \frac{Q}{F} + \frac{C_1 + 0,5d}{I} C_1 Q,$$

$$\sigma_N = \frac{Q}{F} - \frac{M_{MN}}{I} C_2 = \frac{Q}{F} - \frac{C_2 + 0,5d}{I} C_2 Q. \quad (3-17)$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения;

$I$  — момент инерции этого сечения.

Стремясь создать напряжение во внешних и внутренних волокнах крюка равными, сечение крюка выполняют трапециевидальной формы. При этом центр тяжести смещается внутрь крюка и напряжение  $\sigma_M$  понижается за счет увеличения напряжения  $\sigma_N$ .

Двурогие крюки (см. рис. 175, б) рассчитывают аналогично однорыгим, с той только разницей, что опасное сечение от чалочного каната у первых направлено не по вертикали, а под углом  $45-60^\circ$ , а опасное сечение со сложными напряжениями находится не в горизонтальной плоскости, а в плоскости, наклоненной к горизонту.

Сечения  $I-I$  и  $II-II$  (см. рис. 175, б) в двурогом крюке проверяют на сложное сопротивление изгиба и растяжения от нагрузки  $\frac{Q}{2}$ . При этом штрповая<sup>1</sup> сила, действующая в сечении  $II-II$ , будет равна:

$$P = \frac{Q}{2 \cos 45^\circ} = \frac{Q}{1,41} \text{ кг.}$$

Сила, нормальная к сечению  $I-I$ , будет равна:

$$P_1 = P \sin(45^\circ + \beta) = \frac{Q \sin(45^\circ + \beta)}{1,41}.$$

<sup>1</sup> Штрповая сила — усилие от приспособлений, крепящих груз к крюку.

Напряжения в сечении I-I.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_I &= \frac{P_1}{kF} \cdot \frac{l_1}{d}, \\ \tau_I &= \frac{Q}{2F}, \end{aligned} \right\} \quad (4-17)$$

в сечении II-II эти напряжения равны:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{II} &= \frac{P_1}{2k_1 F_1} \cdot \frac{l_1}{d} \\ \tau_{II} &= \frac{Q}{2F_1} \end{aligned} \right\} \quad (5-17)$$

Здесь  $k$  и  $k_1$  — коэффициенты запаса, учитывающие несимметричность подвески груза;  $d$  — диаметр отверстия крюка.

### Грузозахватные приспособления для штучных грузов

В случае подъема и перемещения однородных штучных грузов применяют специальные грузозахватные устройства, позволяющие сократить время, необходимое для крепления груза.

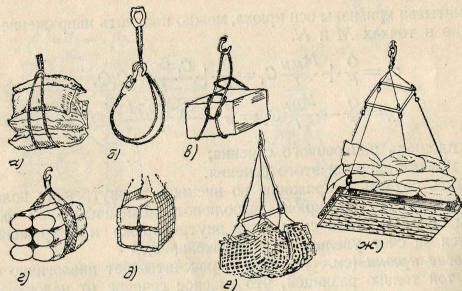


Рис. 176. Стропы:

а, б, в — тросовые стропы; г, е — сетки; ж — площадка

При выборе такого типа грузозахватного устройства помимо обычных требований — надежности, быстроты и удобства захвата и отдачи груза — следует учитывать и следующие весьма существенные требования:

- одновременный захват количества груза, позволяющего возможно более полно использовать грузоподъемность крана;
  - отсутствие излишних переключков груза при приеме и отдаче.
- Грузозахватными устройствами такого типа являются стропы, пояса, сетки и площадки (рис. 176).

Для захвата однородных по размеру грузов (ящиков, бочек) применяют клещи и рычажные захваты (рис. 177). Эти грузозахватные

устройства накладывают на груз; при подъеме последнего они сжимаются, осуществляя при этом захват груза. Для того чтобы освободить груз от грузозахватных устройств такого типа, достаточно опустить его на место разгрузки: при ослаблении тягового органа клещи раскрываются.

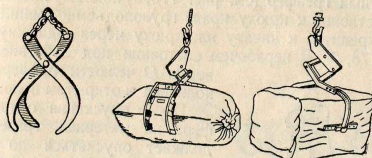


Рис. 177. Захваты (клещи) для тюков и бочек

### Грузозахватные устройства для сыпучих грузов

Простейшими приспособлениями для перегрузки сыпучих грузов являются различные типы подвесных ковшей (бадья, кобель и пр.). Однако наполнение таких устройств не механизировано, что снижает производительность труда рабочих и ухудшает условия работы.

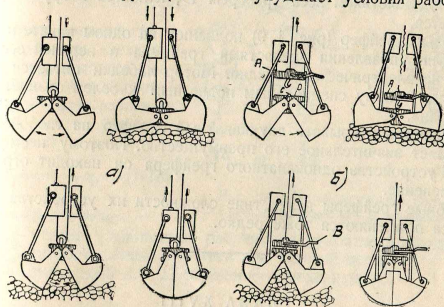


Рис. 178. Грейферы:

а — двухканатный; б — одноканатный

Полностью механизированными грузозахватными устройствами для грузовых операций с сыпучими грузами являются грейферы (рис. 178).

Грейферы встречаются трех типов: двухканатные, одноканатные и моторные.

Двухканатный грейфер (см. рис. 178, а) подвешен на двух канатах, один из которых прикреплен к верхней головке грейфера, а

второй к нижней. Каждый канат навивается на отдельный барабан двухбарабанной лебедки.

При вращении одного барабана грейфер закрывается или открывается, а при вращении обоих барабанов с одинаковой угловой скоростью — поднимается или опускается.

Одноканатный грейфер (см. рис. 178, б) подвешен на одном канате или непосредственно к крюку крана грузоподъемной машины.

Грейфер крепится к канату или крюку через подвижную траверсу А (см. рис. 178, в). В нерабочем состоянии под действием веса траверсы D челюсти грейфера будут находиться в открытом положении.

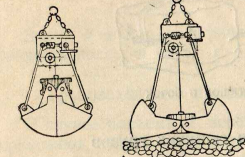


Рис. 179. Моторный грейфер

После опускания открытого грейфера на материал траверса А продолжает опускаться до захвата ее крюком штыря с, находящегося на траверсе D. Подъем траверсы А вызывает подъем траверсы D, что позволяет за собой закрытие челюстей грейфера.

Грейфер открывается при повороте рычага В, который выводит крюк из зацепления со штырем с, при этом траверсы В и D разъединяются. Под действием веса траверсы D, челюстей и груза грейфер разгружается.

Моторный грейфер (рис. 179) подвешен на одном канате к крюку крана. Для управления челюстями грейфера в верхней его части установлена электрическая лебедка. Мотор лебедки питается током, подводимым к нему специальным подвесным кабелем от кабины водителя крана.

Возможность открывать двухканатный грейфер на любой высоте представляет значительное его преимущество. Поэтому несмотря на простоту устройства одноканатного грейфера он находит ограниченное применение.

Моторные грейферы вследствие сложности их устройства и большого веса применяются тоже редко.

## ГЛАВА XVIII

### ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемная машина состоит из ряда отдельных механизмов, число которых зависит от степени ее универсальности.

Так, простая грузоподъемная машина — таль (см. рис. 195) имеет только один механизм подъема, а одна из универсальных грузоподъемных машин — кран на железнодорожном ходу (см. рис. 202) имеет четыре механизма.

В грузоподъемных машинах различают механизмы: подъема, передвижения, вращения и изменения вылета.

### Механизмы подъема грузов

Механизмы подъема грузов являются основным механизмом грузоподъемной машины и обычно состоят из следующих частей (рис. 180): двигателя или приспособления для ручного привода, передачи между ведущим приводным валом и ведомым, барабана или звездочки для навивки тягового органа, гибкого тягового органа, грузозахватного устройства и тормоза.

В зависимости от вида двигателя механизмы подъема разделяются на две группы: с ручным и машинным приводом.

Механизм подъема с ручным приводом (рис. 181, а). При ручном приводе вращение валов подъемного механизма производится вручную при помощи рукоятки или тягового блока.

Скорость подъема груза грузоподъемным механизмом  $v_p$  определяется расчетом, исходя из возможной скорости и усилия, развиваемого рабочим на рукоятке (см. табл. 27) и равна:

$$v_p = v_r \frac{P}{G} \eta, \quad (1-18)$$

где  $G$  — вес груза;

$P$  — усилие, развиваемое рабочим на рукоятке приводного вала;

$v_r$  — скорость конца рукоятки или тяговой цепи;

$\eta$  — суммарный к. п. д. подъемного механизма.

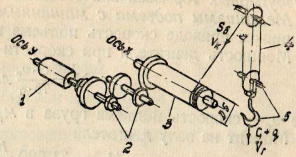


Рис. 180. Механизм подъема:

1 — двигатель; 2 — редуктор; 3 — барабан; 4 — тяговый орган; 5 — грузозахватное устройство

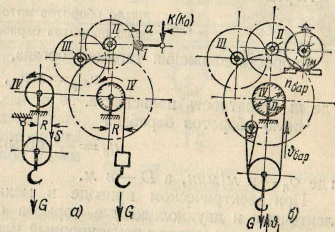


Рис. 181. Схема механизма подъема:

а — с ручным приводом; б — с машинным приводом

Таблица 27

Продолжительность работы	Величина максимального усилия, развиваемого рабочим, P <sub>р</sub> в кг		Скорость движения рукоятки в сек $v_r$
	На приводной рукоятке	На тяговой цепи	
Длительная работа	12	20	0,8—0,5
Кратковременная работа (не более 5 мин)	25	40	0,6—0,4

Передаточное число  $i$  при диаметре барабана  $D$  равно:

$$i = \frac{\text{момент на барабане}}{\text{момент на рукоятке}} = \frac{GD}{2mPR\eta}, \quad (2-18)$$

где  $m$  — кратность полиспаста;

$R$  — длина рукоятки, выбираемая в пределах  $R=300-400$  мм. При ручном приводе тормозное устройство выполняется в виде грузоупорных тормозов или безопасной рукоятки.

**Механизмы подъема с машинным приводом** (рис. 181, б). При машинном приводе скорость подъема груза постоянна.

Мощность двигателя при скорости подъема  $v_p = \text{const}$

$$N = \frac{G \cdot v_p}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.}, \quad (3-18)$$

где  $v_p$  — скорость подъема груза в м/сек.

Момент на валу двигателя

$$M_{\text{вр}} = 71620 \frac{N}{n_{\text{дв}}} \text{ кг-см},$$

где  $n_{\text{дв}}$  — число оборотов двигателя в минуту.

Передаточное отношение между мотором и барабаном

$$i = \frac{\text{число оборотов мотора}}{\text{число оборотов барабана}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}}. \quad (4-18)$$

Скорость движения тягового органа, навивающегося на барабан

$$v_{\text{бар}} = m v_{\text{гр}}, \quad (5-18)$$

где  $m$  — кратность полиспаста.

Число оборотов барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{v_{\text{б}}}{\pi D_{\text{б}}} \text{ об/мин}, \quad (6-18)$$

где  $v_{\text{б}}$  — в м/мин, а  $D$  — в м.

При электрическом приводе в механизмах подъема применяют ленточные и двухколесоданные тормоза (при паровом или моторном приводе устанавливают грузоупорный или ленточный тормоз).

При больших высотах подъема допускается свободный спуск груза с повышенной скоростью. В этом случае электромагнитный тормоз снабжают ручным отключением и ставят дополнительный тормоз для ручного регулирования скорости спуска груза. При свободном спуске вес грузозахватного устройства должен преодолевать сопротивления полиспаста и лебедки.

При питании двигателя постоянным током (серийный двигатель) число его оборотов при подъеме уменьшается с увеличением веса груза, а при спуске двигатель превращается в генератор и число его оборотов регулируют включением дополнительных сопротивлений. При переменном токе применяют специальные двух-трехскоростные двигатели или специальные схемы включения.

### Механизмы передвижения

Механизмы передвижения предназначены для перемещения механизмов подъема — краповых тележек в пределах машины и для перемещения самой грузоподъемной машины. В том или другом случае

привод механизма передвижения может быть ручным или механическим.

**Механизм передвижения тележки или крана** (рис. 182). При перемещении тележки или крана возникает сопротивление  $W_r$ , которое складывается из трения в цапфах, трения качения и трения в ребордах колес вследствие возможного перекоса тележки или крана.

$$W_r = (G + G_r) \frac{d'}{D} \beta, \quad (7-18)$$

где  $G$  — вес перемещаемого груза;

$G_r$  — вес тележки или крана;

$D$  и  $d$  — диаметры колеса и его цапфы

$$(D = 200 \div 1000 \text{ мм при } \frac{D}{d} = 4 \div 6);$$

$f$  — коэффициент трения скольжения в цапфах ( $f = 0,08 \div 0,10$  при подшипниках скольжения,  $f = 0,01 \div 0,015$  при подшипниках качения);

$k$  — коэффициент трения качения

колеса по рельсу ( $k = 0,5 \div 0,6$  мм);

$\beta$  — коэффициент, учитывающий трение в ребордах и ступицах колес ( $\beta = 1,2 - 1,3$  для тележек,  $\beta = 1,3 \div 1,5$  для кранов).

При движении на закруглениях величина сопротивления  $W_r$  должна быть увеличена вследствие возникающих дополнительных сопротивлений. Тогда

$$W_r' = \xi W_r.$$

При скорости движения тележки или крана  $v$  и к. п. д. механизма  $\eta$  мощность двигателя механизма передвижения равна:

$$N = \frac{(W_r + W_w) v}{75 \cdot \eta} \text{ л. с.}, \quad (8-18)$$

где  $W_w$  — сопротивление от ветра (в случае работы на открытом воздухе).

Передаточное число механизма перемещения равно:

$$i = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{к}}}, \quad (9-18)$$

где  $n_{\text{д}}$  — число оборотов двигателя в минуту — об/мин,

$n_{\text{к}}$  — число оборотов колеса в минуту — об/мин.

Число приводных колес выбирают, исходя из условия отсутствия буксования в момент начала движения против ветра.

Если давление на приводные колеса  $N_{\text{пр}}$  и коэффициент сцепления колес с рельсом  $f_c$  ( $f_c = 0,12 \div 0,15$ ), то сила сцепления равна:

$$F = f_c N_{\text{пр}}. \quad (10-18)$$

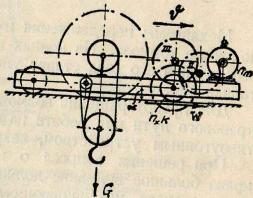


Рис. 182. Механизм передвижения тележки крана

Силу сцепления, развивающуюся на приводных колесах, распределяют, исходя из условия, что она должна преодолеть сопротивление от трения в колесах за вычетом сопротивления в цапфах приводных колес, силу сопротивления ветра и силу инерции поступательно движущихся масс, т. е.:

$$F = f_c N_{пр} \geq (W_m - N_{пр} \frac{d}{D} f) + W_v + I, \quad (11-18)$$

где

$$I = \frac{G}{9,81} \cdot \frac{v}{t} \approx 0,1 G \frac{v}{t} \text{ — сила инерции поступательно движущихся}$$

масс;

$v$  — конечная скорость движения тележки или крана;

$t$  — время разгона ( $t = 3 + 8$  сек.).

Решая уравнения (11-18) относительно  $N_{пр}$ , получим:

$$N_{пр} \geq \frac{W_v + W_m + I}{f_c + \frac{d}{D} f}, \quad (12-18)$$

Механизмы передвижения имеют обычно ленточные или двухколесные тормоза. На концах пути движения тележки или крана для ограничения его хода ставят упоры, а тележка и кран для смягчения толчка имеют буфера.

Для предотвращения возможности угона крана ветром вдоль подкранового пути при работе на открытом воздухе его снабжают противоугольным устройством, закрепляющим кран к рельсу.

При решении вопроса о конструкции механизма передвижения крана большое внимание должно быть уделено устранению возможного перекоса, увеличивающего трение в ребрах колес и вызывающего дополнительные напряжения в остовах крана.

Для устранения перекоса необходимо обеспечить соответствие тяговых усилий, возникающих при движении, сопротивлениям и синхронное вращение всех приводных колес.

Если это требование не будет выполнено, т. е. при  $P_1 < W_1$  и  $P_2 > W_2$  (рис. 183, а), в плоскости движения крана возникнет перекашивающий момент:  $M_{пер} = (W_1 - P_1) 2S = (P_2 - W_2) 2S$ , который вызовет дополнительные давления на рельсы.

$$T = \frac{M_{пер}}{2l} = (W_1 - P_1) \frac{S}{l}. \quad (13-18)$$

Для уменьшения величины  $T$  необходимо снижать величину разности  $(W_1 - P_1)$  и значение  $\frac{S}{l}$ .

Синхронизация вращения приводных колес и соответствующее распределение тяговых усилий на приводные колеса достигается путем механической связи приводных колес или применения системы «электрического вала».

При механической связи приводных колес может быть один приводной двигатель (рис. 183, а), жестко связанный с приводными колесами, или два самостоятельных двигателя, установленные у приводных колес (рис. 183, б) и связанные уравнительным валом, пере-

дающим разницу крутящих моментов. При системе «Электрический вал» двигатели обоих приводов связаны электрическим путем по специальной синхронизирующей схеме.

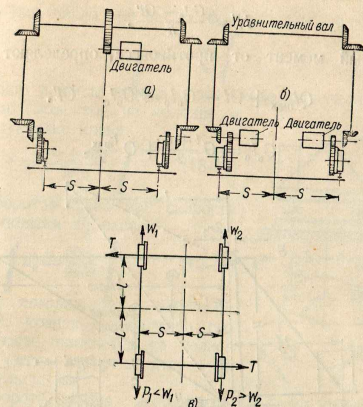


Рис. 183. Схема механизма перемещения крана: а — с одним приводным двигателем; б — с уравнительным валом;  $S$  — с уравнительной трансмиссией;  $\theta$  — схема сил

вредное влияние перекоса может быть устранено шарнирным соединением остова крана с опорными тележками. В этом случае забегание одной тележки компенсируется ее свободным поворотом вокруг оси шарнирного закрепления.

### Механизмы вращения

В зависимости от конструкции поворотной части краны могут быть разделены на две основных группы: краны на колонне и краны на поворотной платформе.

**Кран на колонне** (рис. 184). В этой группе кранов опрокидывающий момент уравнивается горизонтальными реакциями, возникающими в опорах.

Из условия равновесия системы сил, действующих на кран, можем записать:

при нагруженном кране и  $I_{max}$

$$Hh = Ql_{max} + Gl - Gd_0,$$

отсюда

$$H = \frac{Ql_{max} + Gl - Gd_0}{h};$$

при ненагруженном кране и  $l_{\min}$

$$H'h = G_0 l_0 - Gl',$$

или

$$H' = \frac{G_0 l_0 - Gl'}{h}.$$

Оптимальный момент от противовеса определяют из условия  $H = H'$ , или

$$Ql_{\max} + Gl - G_0 l_0 = G_0 l_0 - Gl',$$

откуда

$$G_0 l_0 = G \frac{l+l'}{2} + Q \frac{l_{\max}}{2}.$$

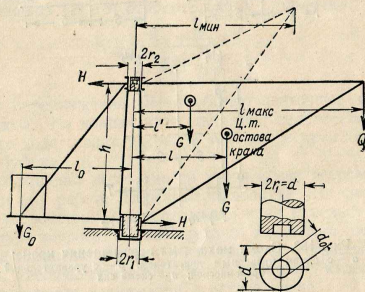


Рис. 184. Схема крана на колонне

Для поворота крана вокруг вертикальной оси необходимо преодолеть момент сил трения, представляющий собой сумму моментов сил трения в цапфах  $M_{т.ц}$  и в пите  $M_{т.п}$

$$M_{т.п} = M_{т.ц} + M_{т.п} \text{ кгм} \quad (14-18)$$

Момент трения в цапфах, нагруженных реакциями  $H$  при радиусе цапф  $r_1$  и  $r_2$  и коэффициентах трения  $f_1$  и  $f_2$ , равен:

$$M_{т.ц} = f_1 H r_1 + f_2 H r_2 = (f_1 r_1 + f_2 r_2) H. \quad (15-18)$$

При диаметре пята  $d$ , диаметре выточки  $d_0$ , нагрузке на питу  $Q + G_0 + G_n$  и коэффициенте трения в пите  $f_3$ , момент трения в пите равен:

$$M_{т.п} = (Q + G_0 + G) \frac{d + d_0}{4} f_3.$$

Мощность привода механизма вращения при заданной угловой скорости  $\omega$  и к.п.д. привода  $\eta$  равна:

$$N = \frac{(M_{т.ц} + M_{т.п}) \omega}{75 \cdot \eta} = \frac{(M_{т.ц} + M_{т.п}) n_{к}}{716,2 \eta} \text{ л. с.}, \quad (16-18)$$

где  $M_{т.п}$  — момент от ветровой нагрузки в кг/см;

$n_{к}$  — число оборотов стрелы в минуту;

$\omega$  — угловая скорость движения поворотной части крана в  $\frac{1}{\text{сек}}$ .

Передаточное число при числе оборотов двигателя  $n_d$

$$i = \frac{n_d}{n_{к}} \quad (17-18)$$

При ручном приводе передаточное число определяют из отношения крутящих моментов на колонне и приводной рукоятке крана

$$i = \frac{M_{т.п} + M_{т.ц}}{r R \eta}. \quad (18-18)$$

Число оборотов крана при скорости вращения рукоятки  $v_p$  равно

$$n_{к} = \frac{60 v_p}{2 \pi R i}. \quad (19-18)$$

Кран на поворотной платформе (рис. 185). В кранах такого типа его поворотная часть опирается на колеса или опорные катки, которые катятся по кругловому рельсу.

При повороте крана необходимо преодолеть момент сил трения равный:

$$M_{т.п} = W_{т.п} R, \quad (20-18)$$

где  $W_{т.п}$  — сопротивление движению колеса или катка, приложенное к оси рельса с радиусом  $R$  (см. рис. 185).

В том случае, когда поворотная часть опирается на колеса, сопротивление движению равно:

$$W_{т.п} = Q_{к} \frac{fd + 2k}{D} \beta, \quad (21-18)$$

где  $Q_{к}$  — вес поворотной части с грузом.

Если поворотная часть опирается на катки, сопротивление движению будет равно:

$$W_{т.п} = 2 \delta \frac{k}{D} Q_{к}. \quad (22-18)$$

где  $\delta$  — дополнительные потери на скольжение катков ( $\delta = 1,3 \div 1,5$ ).

Механизм вращения кранов устанавливают на поворотной и неподвижной части крана. В первом случае зубчатый венец укрепляют на большом диаметре зубчатого венца последний может быть заменен цевочным колесом с большим передаточным числом.

В связи с тем, что число оборотов поворотной части крана обычно не превышает 3 об/мин, передаточное число даже при тихоходных двигателях получается очень большим ( $i > 200$ ). Поэтому в механизмах вращения часто применяют червячные редукторы.

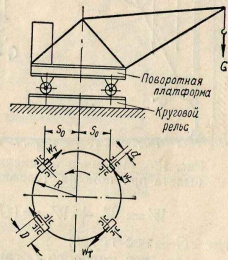


Рис. 185. Схема крана на поворотной платформе

## Механизмы изменения вылета крановых стрел

Механизмы изменения вылета стрелы разделяются на две группы: изменяющие вылет при помощи тележки, перемещающейся по поясу фермы крана, и изменяющие вылет путем изменения положения стрелы.

*Механизм изменения вылета при помощи тележки* (рис. 186)

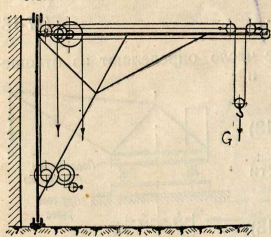


Рис. 186. Механизм изменения вылета при помощи тележки

$$W = W_k + W_0 = (G + q + G_t) \frac{2k + f'd}{D} \beta + (S_{нб} - S_{сб}), \quad (23-18)$$

где  $G$  — вес груза;

$q$  — вес тягового органа;

$G_t$  — собственный вес тележки;

$S_{нб}$  и  $S_{сб}$  — натяжения в тяговом органе при движении тележки.

Изменение вылета стрелы может быть осуществлено при помощи полиспаста, винта с гайкой, а также другими методами.

Полиспаст для изменения вылета стрелы (рис. 187) укреплен на стреле и остове крана, а гибкий тяговый орган полиспаста навивается на барабан специальной лебедки. При вращении барабана лебедки изменяется расстояние между блоками полиспаста и положение стрелы.

Максимальное натяжение в канате полиспаста будет при предельном крайнем положении стрелы. Величина этого усилия равна

$$S_{\max} = \frac{1}{n} (G_m l_{\max} + G_0 l_0 - S_1 b), \quad (24-18)$$

где  $G$  — вес груза;

$G_0$  — собственный вес стрелы;

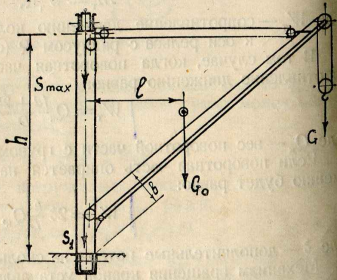


Рис. 187. Изменение вылета стрелы полиспастом

$S_1$  — усилие в канате механизма подъема;

$m$  — кратность полиспаста.

При изменении вылета при помощи винта и гайки (рис. 188) шарнирно укрепленная стрела тягой соединяется с гайкой. Положение стрелы изменяется при вращении винта электродвигателем и перемещении гайки вверх или вниз.

Максимальное усилие в винте при максимальном вылете стрелы равно (см. рис. 188):

$$S_{\max} = \frac{1}{Zn} [G(l_{\max} - c) + G_0(l_0 - c) - S_1 b], \quad (25-18)$$

где  $Z$  — количество подъемных винтов.

Момент на винте для подъема стрелы

$$M = S_{\max} \operatorname{tg}(\beta + \rho) \frac{d_{cp}}{2}, \quad (26-18)$$

где  $\rho$  — угол трения между винтом и гайкой;

$\beta$  — угол подъема средней линии резьбы ( $\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi d_{cp}}$ );

$d_{cp}$  — средний диаметр нарезки;

$t$  — шаг винта.

Винт изготавливается самотормозящим, позволяющим остановить стрелу в любом положении без тормоза.

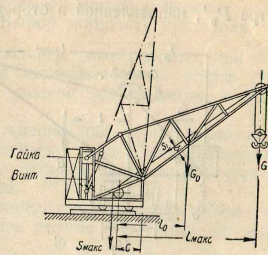


Рис. 188. Изменение вылета стрелы винтом и гайкой

## Устойчивость кранов

Работа грузоподъемных машин связана с подъемом и перемещением грузов. Работа этих машин требует устойчивости при всех возможных изменениях положения равнодействующей от собственного веса и внешних нагрузок. Поэтому при определении устойчивости грузоподъемных машин принимаются во внимание все действующие на кран силы.

Устойчивость кранов проверяют как в рабочем, так и нерабочем состоянии, при этом как в первом, так и втором случае рассматривается самый неблагоприятный вариант нагружения крана.

Запас устойчивости крана определяют коэффициентом устойчивости равным:

$$\psi = \frac{\text{момент удерживающий}}{\text{момент опрокидывающий}} = \frac{M_{уд}}{M_{оп}} \quad (27-18)$$

Согласно нормам Госгортехнадзора величина коэффициента устойчивости принимается для рабочего состояния крана:

для кранов грузоподъемностью до 30 т  $\psi \geq 1,4$

для кранов грузоподъемностью свыше 30 т  $\psi \geq 1,3$

Для нерабочего состояния величина  $\psi \geq 1,2$  независимо от грузоподъемности крана.

Определение устойчивости крана рассмотрим на примере поворотного крана (рис. 189).

При рабочем состоянии и максимальном вылете стрелы (рис. 189, а) кран нагружен весом груза  $Q$ , силой инерции, развиваемой в момент начала движения груза с места  $I = \frac{G v}{g t} \cong 0,1 G \frac{v}{t}$ , силой давления ветра  $P_v$ , направленной в сторону опрокидывания.

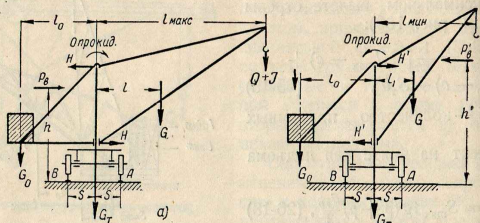


Рис. 189. Схема сил, действующих на кран:

а — рабочее состояние при  $l_{\max}$ ; б — нерабочее состояние при  $l_{\min}$

Тогда опрокидывающий момент относительно точки А будет равен:

$$M'_{\text{опр}} = (Q + I)(l_{\max} - s) + P_v h + G(l - s);$$

удерживающий момент

$$M''_{\text{уд}} = G_0(l_0 + s) + G_T s;$$

запас устойчивости крана равен:

$$\psi' = \frac{M''_{\text{уд}}}{M'_{\text{опр}}} = \frac{G_0(l_0 + s) + G_T s}{(Q + I)(l_{\max} - s) + P_v h + G(l - s)}. \quad (28-18)$$

При нерабочем положении крана, наименьшем вылете стрелы и направлении ветровой нагрузки в сторону опрокидывания, момент удерживающих сил вокруг точки В (рис. 189, б) равен:

$$M''_{\text{уд}} = G_T s + G(l_1 + s).$$

Момент опрокидывающих сил вокруг той же точки

$$M'_{\text{опр}} = G_0(l_0 - s) + P'_v h'.$$

Тогда запас устойчивости крана в нерабочем состоянии

$$\psi'' = \frac{M''_{\text{уд}}}{M'_{\text{опр}}} = \frac{G_T s + G(l_1 + s)}{G_0(l_0 - s) + P'_v h'}. \quad (29-18)$$

<sup>1</sup> Ветровая нагрузка определяется из уравнения  $P_v = P_v \cdot F_{\text{кв}}$ , где  $P_v$  — давление ветра на кв. м поверхности конструкции,  $F_{\text{кв}}$  — суммарная поверхность конструкции крана, расположенная нормально к направлению ветра, за вычетом имеющихся пустот  $F_{\text{кв}} = F_{\text{брутто}} - F_{\text{пустот}}$ .

В том случае, когда поворотная часть крана опирается на тележку катками, перемещающимися по круговому рельсу, устойчивость крана определяется уравнениями (28-18) и (29-18) при  $s = s_0$  (рис. 185).

### Работа механизмов грузоподъемных машин в период неустановившегося движения. Выбор мощности двигателя

Для грузоподъемных машин характерен режим работы, при котором периодически повторяются ряд последовательных этапов работы: пуск в ход — разгон, равномерное движение, торможение, остановка.

При неустановившемся движении машины (разгон и торможение) возникают силы инерции, которые оказывают существенное влияние на выбор мощности двигателя, расчет тормозов, устойчивость крана, прочные размеры отдельных его частей.

Сказанное заставляет тщательно определять величину инерционных усилий с тем, чтобы учесть ее при расчете отдельных деталей крана.

В период пуска или остановки машины суммарный момент равен

$$M = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}},$$

где  $M_{\text{ст}}$  — статический момент, соответствующий установившемуся движению, и  $M_{\text{дин}}$  — динамический момент, который вызывается инерцией движущихся масс (в период установившегося движения равен нулю).

Динамический момент  $M_{\text{дин}}$  в свою очередь равен:

$$M_{\text{дин}} = M'_{\text{дин}} + M''_{\text{дин}},$$

где  $M'_{\text{дин}}$  — динамический момент инерции поступательно движущихся масс;

$M''_{\text{дин}}$  — динамический момент инерции вращающихся масс.

Принимая, что разгон и торможение протекают по линейному закону, определяем силу инерции поступательно движущихся масс:

$$P = \frac{G v}{g t} \cong 0,1 G \frac{v}{t}.$$

Тогда момент от этой силы при плече  $R$  равен

$$M'_{\text{дин}} = PR = 0,1 R G \frac{v}{t}. \quad (30-18)$$

Для вращающихся масс момент равен

$$M''_{\text{дин}} = I \varepsilon = I \frac{\omega}{t}, \quad (31-18)$$

где:  $I$  — момент инерции массы относительно оси вращения;

$\omega$  — угловая скорость вращения;

$t$  — время разгона или торможения.

Подставляя в уравнение (31-18) вместо  $\omega$  ее значение, выраженное через число оборотов, получим:

$$M''_{\text{дин}} = I \frac{\omega}{t} = \frac{2\pi n}{60t} \cong 0,1 I \frac{n}{t}. \quad (32-18)$$

Крутящие моменты  $M'_{\text{дин}}$  и  $M''_{\text{дин}}$  можно редуцировать к валу двигателя с числом оборотов  $n_d$  об/мин; тогда без учета потерь в передачах получим:

Для поступательно движущихся масс крутящий момент равен:

$$M'_{\text{дв}} = \frac{M_{\text{дин}}}{i} = 0,1G \frac{v}{t} \frac{R}{i},$$

так как

$$R = \frac{v}{\omega} = \frac{v}{\frac{\pi n}{30}} \approx 10 \frac{v}{n} \text{ и } n_d = \pi i,$$

то

$$M'_{\text{дв}} = 0,1G \frac{v}{t} \frac{R}{i} = \frac{Gv^2}{in_d}. \quad (33-18)$$

Для вращающихся масс крутящий момент равен:

$$M''_{\text{дв}} = \frac{M''_{\text{дин}}}{i} = 0,1I \frac{n}{ii}.$$

Выражая значения момента инерции через маховой момент

$$I = \frac{G_0 D^2_{\text{м}}}{4g} \text{ при } n_d = in, \text{ получим:}$$

$$M''_{\text{дв}} = 0,1I \frac{n}{ii} = \frac{(G_0 D^2_{\text{м}}) n_d}{40i^2 t}. \quad (34-18)$$

Рассмотрим процессы неустановившегося движения для отдельных механизмов кранов.

### Механизм подъема

Пуск в ход при подъеме груза | Торможение при спуске груза

Статический момент от груза весом  $G$ , включая вес грузозахватных устройств.

$$M_{\text{ст}} = \frac{G D_0}{m 2i\eta} \quad | \quad M_{\text{ст}} = \frac{G D_0}{m 2i} \eta$$

Здесь  $m$  — кратность полиспаста,  $\eta$  — полный к.п.д.,  $D_0$  — диаметр барабана.

Динамический момент от инерции груза  $G$ .

$$M'_{\text{дин}} = \frac{G v D_0}{mg t 2i\eta} \quad | \quad M'_{\text{дин}} = \frac{G v D_0}{mg t 2i} \eta$$

Динамический момент от вращающихся масс.

Момент масс, расположенных на промежуточных валах, в расчете учитывается коэффициентом 1,15

$$M''_{\text{дин}} = 1,15 \frac{n_d}{10i} (I_a + I_m + I_w)$$

$M''_{\text{дин}}$  — одинаков для случая разгона и торможения, так как влияние к.п.д. здесь отсутствует.

$I_a$ ,  $I_m$  и  $I_w$  — моменты инерции якоря двигателя, муфт и шестерен.

Максимальный суммарный момент

$$M'_{\text{дв}}^{\text{max}} = M_{\text{ст}} + M'_{\text{дин}} + M''_{\text{дин}} \quad | \quad M''_{\text{дв}}^{\text{max}} = M_{\text{ст}} + M'_{\text{дин}} + M''_{\text{дин}}$$

### Механизм передвижения

Пуск в ход против ветра | Торможение по ветру  
Момент трения в катках при диаметре катков  $D_k$  и силе сопротивления  $W_r$

$$M'_r = W_r \frac{D_k}{2} \quad | \quad M_r = W_r \frac{D_k}{2}$$

$$W_r = G \frac{df + 2\epsilon}{D_k} \beta \quad | \quad W_r = G \frac{df + 2\epsilon}{D_k \beta}$$

Момент от давления ветра  $P_n$  на оси катков.

$$M'_b = P_n \frac{D_k}{2} \quad | \quad M'_b = P_n \frac{D_k}{2}$$

Суммарный статический момент относительно оси двигателя.

$$M_{\text{ст}} = \frac{M'_r + M'_b}{i\eta} = \frac{W_r + P_n D_k}{2\eta} \quad | \quad M_{\text{ст}} = \frac{M'_r - M_r}{i} \eta = \frac{P_n - W_r D_k}{i} \frac{D_k}{2} \eta$$

(при  $P_n < W_r$  к.п.д. остается в знаменателе, так как в этом случае он способствует торможению).

Момент от сил инерции поступательно движущихся масс весом  $G$  на оси тележки.

$$M'_{\text{дин}} = \frac{G v D_k}{g t 2i\eta} \quad | \quad M'_{\text{дин}} = \frac{G v D_k}{g t 2i} \eta$$

Момент от инерции вращающихся масс привода

$$M''_{\text{дин}} = 1,15 \frac{n_d}{10i} (I_a + I_m + I_w).$$

Максимальный суммарный момент

$$M'_{\text{дв}}^{\text{max}} = \frac{M_r + M_b}{i\eta} + M'_{\text{дин}} + M''_{\text{дин}} \quad | \quad M''_{\text{дв}}^{\text{max}} = \frac{M_b - M_r}{i} \eta + M'_{\text{дин}} + M''_{\text{дин}}$$

### Механизмы вращения

Пуск в ход против ветра | Торможение по ветру  
Статический момент от трения и ветра

$$M_{\text{ст}} = \frac{M_r + M'_b}{i\eta} \quad | \quad M_{\text{ст}} = \frac{M'_b - M'_r}{i} \eta.$$

Момент инерции вращающихся масс от веса поворотной части крана с грузом при числе оборотов  $n_{\text{кр}}$

$$M_1 = \frac{n_{\text{кр}}}{10i\eta} \Sigma J \quad | \quad M_1 = \frac{n_{\text{кр}}}{10i} \eta \Sigma J$$

От вращающихся масс привода

$$M_2 = 1,15 \frac{n_d}{10z} (I_M + I_m).$$

Полный момент сил инерции

$$M_{\text{дин}}'' = M_1 + M_2 = \frac{n_{кр}}{10i\eta} \Sigma I + 1,15 \frac{n_d}{10z} (I_M + I_m)$$

Максимальный суммарный момент двигателя

$$M_{\text{дв}}^{\text{max}} = M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}''$$

При определении моментов от сил инерции величина времени разгона или торможения принимается: для механизмов подъема  $t = 1 \div 3$  сек.; для механизмов передвижения и поворота —  $t = 3 \div 8$  сек.

В том случае, когда заданы режимы работы двигателя и тормоза (максимальный пусковой момент двигателя или тормозной момент тормоза), то из выражения для  $M_{\text{дв}}^{\text{max}}$  или  $M_{\text{торм}}^{\text{max}}$  определяют максимально возможное время пуска или время остановки  $t$ .

Выбор двигателя для отдельных механизмов крана производится по статическому моменту с последующей проверкой выбранного двигателя на перегрузку в период пуска.

Перегрузка двигателя характеризуется коэффициентом перегрузки  $\phi$ , равным:

$$\phi = \frac{M_{\text{дв}}^{\text{max}}}{M_{\text{ст}}} \leq \phi_{\text{доп}} \quad (36-18)$$

Величина  $\phi_{\text{доп}}$  приведена в каталогах крановых электродвигателей и обычно равна  $\phi_{\text{доп}} = 2 \div 3$ .

Наряду с проверкой электродвигателя на перегрузку, необходимо учитывать возможность перегрева двигателя, которая зависит от интенсивности его работы. Интенсивность работы двигателя характеризуется относительным временем включения в течение одного цикла, т. е. величиной  $PВ\%$ , которая указана в каталоге крановых электродвигателей.

## ГЛАВА XIX

### ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

В соответствии с принятой классификацией (глава XVII) грузоподъемные машины подразделяются на простые грузоподъемные устройства, краны и подъемники.

#### Простые грузоподъемные устройства

**Домкраты.** Для подъема тяжелых грузов на небольшую высоту применяют реечные, винтовые и гидравлические домкраты.

Реечный домкрат (рис. 190) состоит из металлической или деревянной станины, внутри которой в направляющих перемещается зубчатая рейка. В верхней части рейки прикреплена подушка, которая является несущей частью при подъеме груза. С рейкой находится в

запелении малая шестерня, приводимая в движение рукояткой через систему зубчаток.

Рейка с грузом в поднятом состоянии удерживается храповым колесом и собачкой.

Усилие рабочего для вращения рукоятки (см. рис. 190) реечного домкрата равно:

$$P = \frac{rG}{i\eta}, \quad (1-19)$$

где  $r$  — радиус зубчатого колеса;

$G$  — вес поднимаемого груза;

$l$  — длина рукоятки;

$\eta$  — коэффициент полезного действия домкрата, учитывающий трение в зубцах, в осях и направляющих рейки.

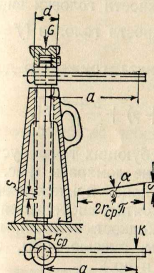


Рис. 190. Реечный домкрат

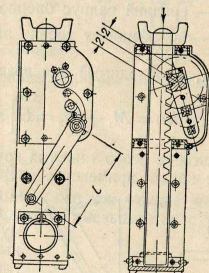


Рис. 191. Винтовой домкрат

При наличии дополнительных зубчатых передач усилие на рычаге будет:

$$P = \frac{rD}{l\eta\eta_2}, \quad (2-19)$$

где  $i$  — передаточное число зубчатой передачи;

$\eta_2$  — коэффициент полезного действия передачи.

Винтовые домкраты (рис. 191) точно устанавливают поднимаемые грузы, что особенно важно при монтажных работах, кроме того, им свойственно самоторможение, достигаемое выбором угла подъема винтовой нарезки меньшим, чем угол трения. Последнее свойство устраняет необходимость применения стопорных и тормозных приспособлений.

Грузоподъемность винтовых домкратов назначается в пределах от 1 до 20 т при относительно малом к.п.д. ( $\eta = 0,3-0,4$ ) и малых скоростях подъема (15—35 м/мин).

Винтовой домкрат (см. рис. 191) представляет собой неподвижный корпус, в котором закреплена гайка со стальным винтом. На верхней части винта укреплен рифленая головка. Ниже головки помещается рукоятка для вращения винта.

Крутящий момент, необходимый для подъема груза винтовым домкратом, затрачивается на подъем груза, преодоление сил трения в резьбе винта и на опорной головке грузевого домкрата.

Момент для преодоления сил трения на винтовой поверхности и на подъем груза равен:

$$M_1 = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) r_{cp}, \quad (3-19)$$

где  $\alpha$  — угол подъема винтовой линии нарезки винта по среднему диаметру ( $4-6^\circ$ );

$\rho$  — угол трения (винт-гайка);

$r_{cp}$  — средний радиус резьбы.

Момент от сил трения на опорной поверхности головки домкрата

$$M_2 \approx Gf \frac{d+d_0}{4}, \quad (4-19)$$

где  $\frac{d+d_0}{4}$  — средний радиус опорной поверхности головки винта;

$f$  — коэффициент трения на поверхности голозки ( $f=0,15-0,20$ ).

Момент, необходимый для вращения винта грузевого домкрата, будет:

$$M = Ka = M_1 + M_2 = G \left[ r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{d+d_0}{4} f \right]. \quad (5-19)$$

При подъеме особо тяжелых грузов, требующих точной установки, в технике нашли применение гидравлические домкраты (рис. 192), в которых усилие, приложенное к приводной рукоятке, передается рабочему органу жидкостью (водой, минеральным маслом, смесью воды, спирта и глицерина и пр.).

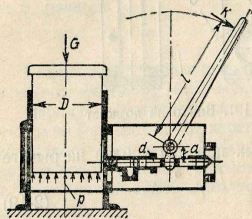


Рис. 192. Гидравлический домкрат

Гидравлические домкраты строятся с ручным и механическим приводом.

Лебедки (рис. 193) применяют для подъема груза при помощи каната, перекинутого через блок, либо как часть более сложных грузоподъемных устройств (кранов, подъемников, скреперов и пр.). Лебедки могут быть с ручным и машинным приводом.

При ручном приводе (см. рис. 193) на валу лебедки крепят рукоятки (одну или две). Для этой лебедки уравнение моментов рассматриваемой системы сил с учетом вредных сопротивлений примет вид:

$$mPr_i \eta = G \frac{D_0}{2}, \quad (6-19)$$

где  $m$  — число рабочих;  
 $P$  — усилие рабочего на рукоятке;  
 $i$  — передаточное число;  
 $\eta$  — коэффициент полезного действия механизма.

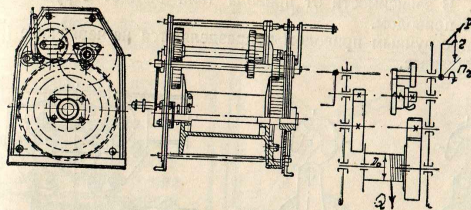


Рис. 193. Лебедка

Из уравнения (6-19) находим усилие рабочих на рукоятках вала

$$mP = \frac{GD_0}{2ri\eta} \quad (7-19)$$

и передаточное число лебедки:

$$i = \frac{GD_0}{2mPr\eta}. \quad (8-19)$$

Из уравнения (6-19) и (8-19) видно, что как усилие на рукоятках, так и передаточное число механизма уменьшаются с уменьшением радиуса барабана.

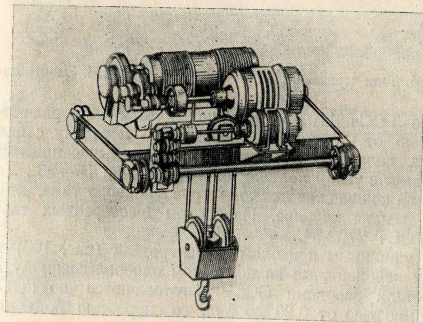


Рис. 194. Крановая тележка

Лебедки с механическим двигателем, чаще всего электрическим, широко применяются в механизмах подъема кранов различных конструкций. Примером такой лебедки может служить крановая тележка мостового крана (рис. 194). Барабан этой лебедки приводится в дви-

жение специальным электродвигателем через редуктор. На валу двигателя установлен тормозной барабан.

**Тали.** Тали представляют собой грузоподъемные механизмы, предназначенные для подъема груза весом до 10 т на небольшую высоту. В зависимости от привода тали бывают с ручным или машинным приводом.

Тали с ручным приводом подразделяются на червячные (рис. 195) и шестеренные.

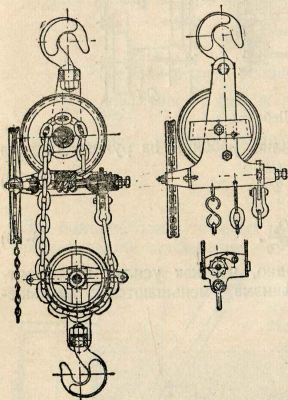


Рис. 195. Тали червячные

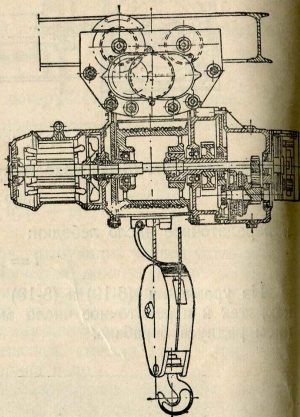


Рис. 196. Электроталь

Согласно ГОСТ 1107-54 червячные тали изготавливаются грузоподъемностью от 0,5 до 10 т. Червячную передачу с целью повышения к.п.д. делают несамотормозящейся и обычно применяют двухходовой червяк с углом подъема винтовой линии 15—20°. Тали имеют дисковые или конические тормоза грузопорного типа, действующие от осевого усилия червяка. Параметры шестеренных талей предусмотрены ГОСТ 2799-54.

Тали с машинным приводом — электротали (рис. 196) часто применяются как передвижные на подвесном однорельсовом пути.

Электротали заводами СССР изготавливаются по ГОСТ 3472-54 с грузоподъемностью от 0,25 до 5 т, со скоростью подъема 8 м/мин и высотой подъема до 30 м.

Электротали обычно снабжаются пружинными дисковыми тормозами.

## Краны

Краном называют грузоподъемную машину, осуществляющую подъем груза на некоторую высоту и его перемещение в горизонтальной плоскости с последующим опусканием к месту доставки.

В соответствии с принятым нами принципом классификации (см. рис. 174) краны подразделяются на стационарные поворотные, с передвижением по направляющим рельсам, с передвижением по безрельсовым дорогам, железнодорожные, мостовые, кабельные и плавучие.

**Стационарные поворотные краны.** К этой группе кранов относится настенный поворотный кран с переменным вылетом (рис. 197). Подъемная лебедка у этого крана располагается на его металлоконструкции, а тележка для изменения вылета — на верхней балке крана и приводится в движение вручную при помощи цепи. Поворот стрелы осуществляется вручную на 120—150°. Грузоподъемность такого крана редко превышает 1,5 т. Простота и небольшая стоимость конструкции являются главными преимуществами такого крана.

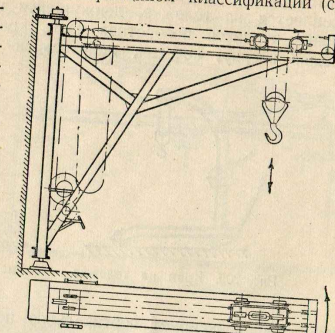


Рис. 197. Стационарный настенный поворотный кран

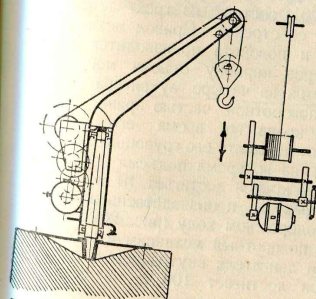


Рис. 198. Стационарный поворотный кран на колонне

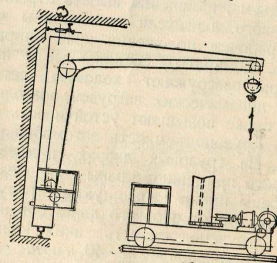


Рис. 199. Велосипедный кран

Один из недостатков этого настенного поворотного крана заключается в том, что он неполностью поворачивается. Этого недостатка нет у стационарного крана на неподвижной колонне (рис. 198), устанавливаемого на открытых площадках грузовых и заводских дворов.

Лебедка крана расположена на крановой конструкции и вращается вместе с краном вокруг колонны. Грузоподъемность крана без противовеса не превышает 25 т. Основными преимуществами его являются простота и сравнительно невысокая стоимость.

К числу кранов с передвижением по направляющим рельсам относятся велосипедный кран (рис. 199). У таких кранов колонна укрепляется на тележке, движущейся по одноколойному пути. На колонне крепится поворотная часть крана и специальная колесная тележка сверху, которая, опираясь на подвешенный к перекрытию

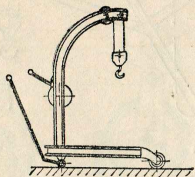


Рис. 200. Кран на тележке

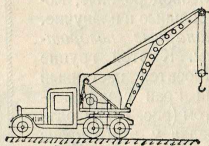


Рис. 201. Автомобильный кран

монорельс, фиксирует вертикальное положение крановой конструкции. Необходимость укладки верхнего монорельса, передающего на здание значительные горизонтальные усилия, является главным недостатком велосипедных кранов.

По безрельсовым дорогам передвигаются следующие краны: с ручным приводом на тележках (рис. 200), монтируемые на базе автомашин ЗИЛ-150 и МАЗ-10 (рис. 201) и на гусеничном ходу.

Кран на автомашине (см. рис. 201) состоит из трех частей: ходовой, неповоротной и поворотной со стрелой. Привод механизмов подъема, изменения вылета стрелы и поворота производится от основного двигателя автомашины через коробку отъема мощности. В рабочем положении кран опирается на четыре аутригера (винтовые домкраты), соединенные с неповоротной частью крана. Аутригера выгружают ходовую часть крана во время его работы от динамических нагрузок, позволяют повысить его грузоподъемность, а также повышают устойчивость крана во время подъема груза.

Грузоподъемность автомобильных кранов достигает 10 т.

На грузовых дворах, подземных и производственных путях часто применяют краны на железнодорожном ходу (рис. 202). Такие краны имеют качающуюся стрелу, поворотный механизм и собственный ход от парового двигателя или двигателя внутреннего сгорания.

Грузоподъемность таких кранов достигает 100 т, а скорость передвижения — 30—40 км/час.

Мостовые краны в различном конструктивном решении находят широкое применение как для внутрицеховых перегрузочных работ, так и для работ на монтажных площадках и перегрузочных участках.

Наиболее простой конструкцией мостового крана является кран-балка (рис. 203), которая при помощи двух тележек на ее концах

может перемещаться вдоль цеха по рельсовым путям. По двутавровой балке крана перемещается обычная таль с ручным или электрическим приводом. Грузоподъемность кран-балок колеблется в пределах от 250 до 5000 кг, при пролете моста 8—15 м.

Мостовой кран (рис. 204) состоит из моста А и крановой тележки Б. Мост крана изготавливается из решетчатых ферм или из сплош-

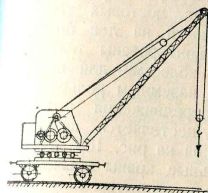


Рис. 202. Железнодорожный кран

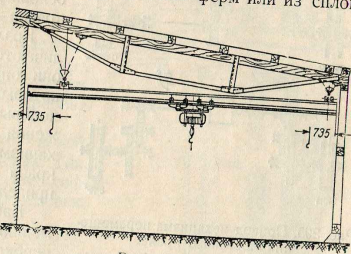


Рис. 203. Кран-балка

ных сварных стальных листов. Концы ферм опираются на концевые балки с катками, обеспечивающими перемещение крана по подкрановому пути.

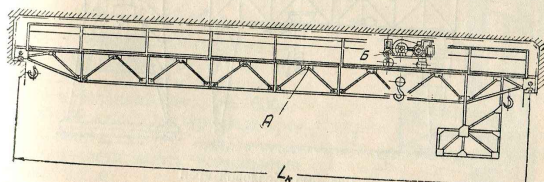


Рис. 204. Мостовой кран:  
А — мост; Б — тележка

Мостовой кран (рис. 205, б) перемещается по подкрановым рельсам при помощи электродвигателя, соединенного с трансмиссией обоими концами своего вала при помощи муфт. На одной из муфт устанавливается тормоз. По концам трансмиссионного вала установлены редукторы для передачи движения колесам механизма перемещения.

В старых конструкциях мостовых кранов механизм перемещения моста приводился в движение при помощи трансмиссионных валов, приводимых во вращение от двигателя через редуктор (рис. 205, а). Такая передача требовала применения трансмиссионных валов большого диаметра, что значительно увеличивало вес крана.

Крановая тележка перемещается по рельсам, уложенным на верхнем поясе моста. Питание электродвигателей крановой тележки про-

изводится через тrolлеи, натянутые вдоль моста крана и соединяющиеся скользящими контактами с троллеями, идущими вдоль цеха.

Мостовые краны общего назначения стандартизованы. Пролет крана определен ГОСТ 534-41, типы и основные размеры ручных кранов — ГОСТ 7075-54; типы и основные размеры электрических кранов — ГОСТ 3332-54 и 6711-53.

Козловые краны (рис. 206) отличаются от мостовых тем, что они опираются на две опоры, в которых вмонтированы тележки с ходовыми колесами для передвижения по наземным рельсам. Механизм передвижения козлового крана осуществляется по схеме, приведенной на рис. 183, а и б.

Кабельные краны обычно применяются на открытых складах при необходимости обслуживать большие площади.

Рис. 205. Привод механизма перемещения мостового крана:

а — тихоходная трансмиссия; б — быстроходная трансмиссия

Плавающие краны широко применяются в морских и речных портах для проведения погрузочно-разгрузочных работ на рейде.

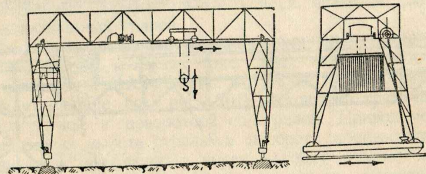


Рис. 206. Козловой кран

### Подъемники

Подъемники осуществляют подъем грузов только по вертикальному либо близкому к вертикальному направлению. Наиболее распространенными являются клетьевые подъемники или лифты и скиповые подъемники.

**Лифты.** Для перемещения людей и грузов по вертикальному направлению на промышленных предприятиях применяют пассажирские и грузовые лифты (рис. 207).

Рабочим органом лифта служит клеть 1, башмаки которой скользят по жестким направляющим 2, прикрепленным к стенкам шахты. Клеть лифта при помощи системы тросов подвешена к блокам и уравнивается противовесом 3.

Для приведения в движение клеть применяются лебедки с барабанами или с канатоведущими шкивами 4.

Технические условия на лифты определены ГОСТ 661-41, основные размеры для пассажирских лифтов приведены в ГОСТ 5746-53, а для грузовых — НКМТ 8799-39 и 8800-39.

Скорость движения клетки пассажирских лифтов обычно принимается в пределах  $v = 0,5 \div 1,5$  м/сек, а для скоростных и сверхскоростных  $v = 6 \div 7$  м/сек. В каждом отдельном случае скорость движения клетки лифта в зависимости от условий работы выбирается в соответствии с требованиями ГОСТ 5746-51.

Грузоподъемность лифтов колеблется в значительных пределах. Так, грузоподъемность пассажирских лифтов колеблется от 2 до 10 человек, грузовых от 0,25 до 10 т.

Грузоподъемность лифта определяет площадь пола клетки. В пассажирских лифтах на одного человека принимают площадь пола клетки  $0,3 \div 0,5$  м<sup>2</sup>, для грузовых лифтов эту величину определяют по формуле

$$F \geq \frac{Q}{q} > 10 \text{ м}^2,$$

где  $Q$  — грузоподъемность лифта в кг;  
 $q$  — удельная нагрузка на пол ( $q = 200 \div 500$  кг/м<sup>2</sup> для грузов небольшого веса,  $q = 600 \div 800$  кг/м<sup>2</sup> для крупных грузов).

Высота клетки лифта принимается не менее 2,2 м.

Шахта лифта ограждена со всех сторон сплошными несгораемыми стенами, а в случае расположения лифта в лестничной клетке при высоте здания до 10 этажей может быть ограждена металлической сеткой с толщиной проволоки не менее 1,2 мм или стеклом толщиной 4 мм и больше.

Высота шахты подъемника должна быть такой, чтобы при полностью опущившемся противовесе и сжатых буферах над клетью оставалось пространство, обеспечивающее свободный ход ее не менее чем 600 мм.

Внизу шахты имеется углубление для размещения под клетью буферов и натяжных устройств уравнивающих канатов (если

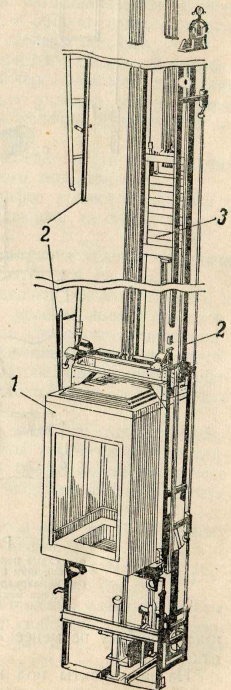
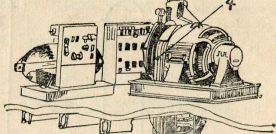


Рис. 207. Лифт

такоже имеются), а также для предохранения рабочего, находящегося внизу шахты при ремонте или осмотре. Углубление должно

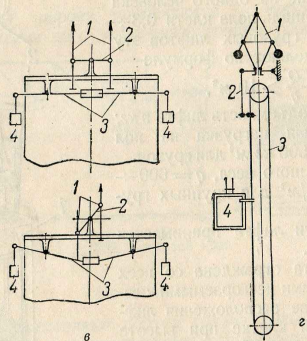
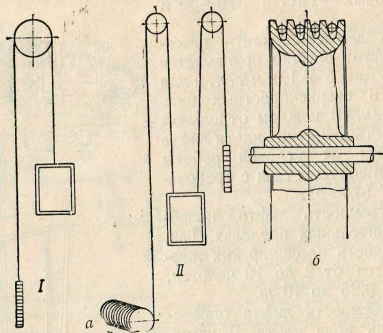


Рис. 207 (продолжение):

а — схема подвеса клетки и противовеса; 1 — с канатоведущим шкивом; 2 — с барабанной лебедкой; б — канатоведущий шкив; в — схема двигателя; г — схема механизма ограничения скорости клетки

иметь глубину не менее 750 мм от нижней кромки посаженной до отказа клетки.

На дне шахты под клетью и противовесом установлены упоры или буфера, рассчитанные на посадку клетки с полной нагрузкой или противовеса, движущихся с максимальной скоростью, допускаемой ограничителем скоростей.

Для лифтов, клеть которых движется со скоростью до 0,5 м/сек, допускается устройство жестких упоров. Для лифтов со скоростью движения клетки до 0,75 м/сек применяются жесткие упоры с упругими прокладками (резина и др.) или пружинные буфера. При скорости движения клетки свыше 1,0 м/сек устанавливают только масляные буфера.

По всей высоте шахты укреплены направляющие, в которых движутся башмаки клетки и противовеса.

Для уменьшения затраты энергии в лифтах применяются противовесы, соединяющиеся с клетью по одной из схем, указанных на рис. 207, а.

Вес противовеса принимается равным весу клетки и 40—50% от веса перемещаемого груза. Противовесы изготавливаются в виде отдельных чугунных отливок, собранных в общую раму. Для движения по направляющим в противовесах сделаны прорези.

Для привода в движение клетки применяется лебедка, на барабан которой навивается канат, присоединенный через блок к клетю. Длину барабана лебедки определяют из условия укладки в его канавки всего намотанного троса в один ряд при наличии не менее 1,5 запасных витков.

При высоких лифтах длина барабана лебедки достигает больших размеров, ограничивающих применение этого типа привода.

Более совершенным типом привода лифта являются лебедки с канатоведущим шкивом (рис. 207, б), передающие тяговое усилие от двигателя канату трением.

Расчет канатоведущего шкива производится из условий передачи канату канатоведущим шкивом двойной статической нагрузки.

Ширину канатоведущего шкива определяют числом канатов, а диаметр зависит от диаметра троса. Это условие делает независимым размеры привода от высоты лифта и способствует широкому применению канатоведущих шкивов для приводных устройств лифтов.

Лебедки как барабанные, так и с канатоведущим шкивом оборудованы тормозом замкнутого типа, автоматически действующим при выключении тока.

Клеть подвешены на стальных проволочных канатах параллельной или крестовой свивки. Стальные канаты рассчитывают по наибольшему допускаемому напряжению при обязательном учете веса кабины, веса канатов от точки сбегаания с барабана шкива до клетки и максимальной грузоподъемности лифта.

Коэффициент запаса прочности колеблется от 8 до 15 и зависит от скорости движения клетки и назначения лифта.

Для уменьшения диаметров блоков и канатов клеть и противовес лифта подвешивают на двух, четырех или шести канатах.

Для предотвращения самопроизвольного падения клетки все лифты (за исключением грузовых без проволочников) снабжены специальными механизмами для немедленной остановки клетки в случае обрыва канатов или при отклонении скорости движения клетки не менее чем на 15% от заданной.

Остановка клетки лифта производится специальными механизмами — ловителями, которые срабатывают при обрыве одного из кана-

Механизация производства в широком смысле этого понятия является одним из главных условий технического прогресса при социализме.

Являясь экономической необходимостью, механизация работ в социалистическом производстве обеспечивает непрерывный и быстрый рост производительности труда, создает условия для широкого применения автоматизации производственных процессов.

Учитывая важность вопросов механизации в деле дальнейшего технического прогресса, XX съезд КПСС в директивах по шестому пятилетнему плану на 1956—1960 гг. предусмотрел резкое усиление темпов механизации работ и широкое внедрение в промышленность автоматизации производственных процессов, обратив при этом особое внимание на комплексную механизацию погрузочно-разгрузочных работ.

Последнее обстоятельство вызвало тем, что этому участку до сих пор не уделялось должного внимания, вследствие чего на производстве погрузочно-разгрузочных работ отлекаются сотни тысяч рабочих.

Рациональное решение вопроса механизации погрузочно-разгрузочных работ на том или ином конкретном участке определяется выбором варианта технологического процесса и соответствием типа принятых машин требованиям технологии.

## ГЛАВА XX

### ВЫБОР ВАРИАНТА МЕХАНИЗАЦИИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ

Отличительной чертой развития механизации труда в социалистическом обществе следует считать ее комплексность, предусматривающую гармоническую связь всех основных и вспомогательных стадий процесса производства при помощи машин и механизмов.

Сказанное в полной мере относится к механизации погрузочно-разгрузочных работ, где комплексное решение создает условия для получения максимального экономического эффекта.

В связи с этим основным и определяющим условием при выборе варианта механизации погрузочно-разгрузочных работ является комплексное решение, предусматривающее полную замену ручного труда машиной как на основных, так и на вспомогательных операциях.

### Схемы механизации. Оценка схем механизации

Для производства погрузочно-разгрузочных работ с массовыми грузами применяются разнообразные схемы<sup>1</sup> механизации, предусматривающие использование передвижных и стационарных механизмов.

Под передвижной механизированной установкой принято понимать такую систему передвижных подъемно-транспортных машин, которая не связана с определенным местом и может обеспечить любое удобное направление грузового потока.

Под стационарной механизированной установкой принято понимать систему стационарных подъемно-транспортных машин, обеспечивающих перемещение груза в неизменяемых, заранее заданных направлениях, определенных при выборе схемы.

Передвижная механизированная установка, базирующаяся на передвижных (самоходных и несамходных) подъемно-транспортных машинах, обладает мобильностью, что позволяет в сравнительно короткое время создать требуемое направление грузопотоков. Такая мобильность дает возможность повысить использование парка подъемно-транспортных устройств, снизив за этот счет количество требуемого оборудования.

Недостатком передвижной механизированной установки является неполное использование производительности машин и необходимость содержать сравнительно большое число рабочих для перестановки машин при изменении направления грузопотока. Эти недостатки являются следствием несовершенства конструкций целого ряда существующих типов передвижных машин; отсутствием на целом ряде спераций таких машин высокой производительности (разгрузка вагонов, судов и обычных складских помещений) и рядом других факторов.

Стационарная механизированная установка эксплуатируется в более благоприятных условиях, при которых имеется возможность применить более совершенные высокопроизводительные машины. Это позволяет обеспечить комплексную механизацию всех работ при полном использовании производительности применяемого оборудования.

Передвижная и стационарная механизированные установки в зависимости от характера перемещаемого груза могут быть предназначены для механизации перегрузки насыпных или штучных грузов; они строятся на применении специализированного оборудования. В случае применения универсального оборудования одна и та же схема механизации может обеспечивать перемещение насыпных и штучных грузов; при этом требуется незначительная затрата времени и средств для переключения с одного рода груза на другой.

Однако необходимо иметь в виду, что применение универсального оборудования не создает условий для получения больших производительностей грузового потока.

<sup>1</sup> Схема механизации — совокупность подъемно-транспортных устройств, объединенных в определенной последовательности, продиктованной характером грузового потока и условиями производства погрузочно-разгрузочных работ.

Время, расходуемое на подготовку подъемно-транспортных машин к работе (подготовительно-заключительное), учитывают на основе производственной нормы выработки.

Среднепрогрессивную плановую норму выработки  $Q_{сп}$  устанавливают на основе опыта работы передовиков производства, она представляет собой среднюю величину между нормой, определяемой «Единными нормами выработки» (или особо установленной для данных условий как среднеарифметическая) и устойчивыми размерами выработки передовых рабочих.

Среднепрогрессивные нормы принимаются за основу при установлении производственного плана и стимулируют дальнейший рост производительности труда. Этот рост обеспечивается проведением в жизнь необходимых организационно-технических мероприятий, направленных на выполнение и перевыполнение среднепрогрессивных норм выработки.

Фактическая норма выработки  $Q_{ф}$  — количество груза в тоннах, перемещенное данной машиной в среднем за час работы, в течение определенного периода (смены, суток).

Пользуясь фактической нормой выработки в течение часа, можно определить коэффициент использования машины по загрузке, а в течение смены — установить выполнение планового производственного задания.

Выбрав тип подъемно-транспортной машины и зная ее норму производительности, определяют потребное число параллельно работающих машин или потоков, руководствуясь при этом возможным фронтом работы, планом расстановки оборудования и производительностью грузозового потока.

При месячном грузообороте  $Q_{м}$ , суточный грузооборот перегрузочных работ составит:

$$Q_{сут} = \frac{Q_{м}}{T} k \text{ м/сутки}, \quad (3-20)$$

где  $T$  — продолжительность работы системы машин за месяц в сутках;  $k$  — коэффициент неравномерности поступления или отгрузки грузов ( $k = 1,5 \div 2$ ).

Число параллельно работающих машин или потоков равно:

$$n = \frac{Q_{сут} \cdot k_1}{Q_{т} t_{н.с} t_{тр}}, \quad (4-20)$$

где  $t$  — число часов работы машин в сутки;

$t_{тр}$  — коэффициент использования машин, учитывающий подготовительное, вспомогательное и заключительное время;

$k_1$  — коэффициент неравномерности поступления или отгрузки грузов в течение суток.

Полученное по уравнению (4-20) число машин или потоков в составе производства погрузочно-разгрузочных работ, связанных с подвижным составом, должно обеспечить соблюдение установленного срока стоянки подвижного состава транспорта под погрузочно-раз-

грузочными операциями. Для этого необходимо, чтобы

$$n \geq \frac{Q_{н.с}}{Q_{т} t_{н.с} t_{тр}}, \quad (5-20)$$

здесь  $Q_{н.с}$  — грузоподъемность одной подачи<sup>1</sup> или единицы подвижного состава в  $m$ ;

$t_{н.с}$  — регламентированное время стоянки подвижного состава под погрузкой-разгрузкой в час;

$t_{тр}$  — коэффициент использования оборудования, равный

$$t_{тр} = \frac{t}{t + t_{пз}},$$

где  $t$  — время, затрачиваемое непосредственно на перегрузочные работы;

$t_{пз}$  — время, затрачиваемое на подготовительно-заключительные и вспомогательные работы.

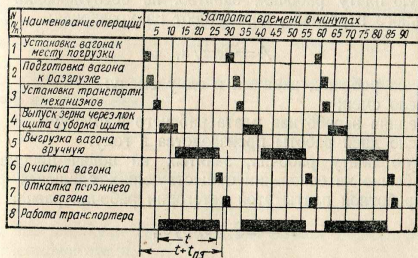


Рис. 209. График для определения коэффициента  $t_{тр}$

Величину коэффициента использования оборудования обычно определяют графическим методом, для чего строят график работы оборудования (рис. 209), определяют из графика время  $t$  и время  $t_{пз}$ . Затем, после подстановки величины  $t$  и  $t_{пз}$  в уравнение, определяют числовое значение коэффициента  $t_{тр}$ .

### Себестоимость погрузочно-разгрузочных работ

Для определения экономической целесообразности рассматриваемых схем механизации необходимо знать размеры требуемых капитальных затрат, себестоимость перемещения и затраты рабочей силы, приходящиеся на 1  $m$  годового грузооборота.

<sup>1</sup> Под подачей понимаем число отдельных единиц подвижного состава (вагонов, автомашин), подаваемых под погрузочно-разгрузочные операции в один прием и подлежащих погрузке-разгрузке в течение установленного срока стоянки.

Общая сумма потребных капитальных затрат складается из стоимости зданий, сооружений и оборудования, рассчитанных на срок действия установки, а также расходов, связанных с доставкой и монтажом оборудования и приобретением необходимых в течение этого срока запасных частей и механизмов. Величина капитальных затрат  $K$  на 1  $m$  годового грузооборота  $Q_r$  равна:

$$q_s = \frac{K}{Q_r} \text{ руб/}m. \quad (6-20)$$

Стоимость перемещения 1  $m$  груза складывается из следующих составляющих: расходы на заработную плату, отчисления на амортизацию и текущий ремонт, стоимость энергии и обтирочно-смазочных материалов.

**Определение расходов на заработную плату.** При определении этих расходов учитывают заработную плату персонала, обслуживающего машины и подающего или убирающего груз от машины.

Заработную плату рабочих, занятых на обслуживании машин и вспомогательного персонала, определяют из уравнения:

$$A = \Sigma n z T z, \quad (7-20)$$

где  $\Sigma n$  — число рабочих, занятых в одну смену;

$z$  — число смен;

$a$  — средняя заработная плата рабочего в смену;

$T$  — число дней работы производства в году.

Заработную плату рабочих, занятых на подаче-приеме грузов, исчисляют обычно на основании существующих средних расценок. Величина заработной платы этой категории рабочих равна:

$$B = \Sigma Q_{\text{сд}} \cdot \delta_p \text{ руб.} \quad (8-20)$$

где  $\Sigma Q_{\text{сд}}$  — количество груза, подлежащего перемещению в течение года при сдельной оплате труда, в  $m$ ;

$\delta_p$  — сдельная расценка по данной операции руб/ $m$ .

Суммарный расход на заработную плату, отнесенный к 1  $m$  годового грузооборота, равен:

$$S_1 = \frac{A+B}{Q_r} \text{ руб/}m. \quad (9-20)$$

**Отчисления на амортизацию и текущий ремонт.** Ежегодные отчисления на амортизацию производятся от всей суммы капитальных затрат  $K$ , включающей стоимость зданий, сооружений и оборудования (с учетом расходов по монтажу и стоимости запасных частей), в соответствии с установленными сроками их службы и нормами амортизации.

Отчисления на амортизацию определяют в зависимости от годового числа часов работы механизации  $T$ . При этом следует учитывать, что установленные нормы амортизации подъемно-транспортного оборудования рассчитаны, исходя из 2520-часовой работы <sup>1</sup>.

Процент отчисления на амортизацию:

$$a = a_0 \left( 0,5 + \frac{T}{5040} \right), \quad (10-20)$$

где  $a_0 = a_1 + a_2$  — установленная норма отчислений на амортизацию при 2520 часов работы в год;

$a_1$  — норма отчисления на восстановление первоначальных капиталовложений;

$a_2$  — норма отчислений на капитальный ремонт (приложение 12).

Суммарные расходы на амортизацию и текущий ремонт, отнесенные к 1  $m$  перемещенного груза, равны:

$$S_2 = \frac{\Sigma a K + \Sigma b K}{Q_r} \text{ руб/год}, \quad (11-20)$$

где  $b$  — средний процент отчисления на ремонт оборудования (приложение 12).

**Стоимость энергии, смазки и обтирочного материала.** При определении стоимости энергии и топлива, расходуемых системой механизации, учитывают расходы энергии двигателями и на местное освещение.

Расход энергии или топлива для машин непрерывного транспорта определяют по формулам:

для электродвигателя

$$\mathcal{E}'_1 = 0,736 N t \eta \text{ квт-ч};$$

для машин с тепловым двигателем

$$\mathcal{E}''_1 = N t \eta_k \text{ кг.}$$

Для машин периодического действия расход энергии равен: для электродвигателя

$$\mathcal{E}'_2 = 0,736 \frac{\Sigma N t \eta Q'_r}{60 G_0} \text{ квт-ч};$$

для тепловых двигателей

$$\mathcal{E}''_2 = \frac{\Sigma N t_1 \eta_k Q'_r}{60 G_0} \text{ кг.}$$

где  $N$  — мощность двигателя в л. с.;

$t$  — число часов работы двигателя в течение года;

$t_1$  — число часов работы двигателя в течение одного цикла работы машины;

$G_0$  — количество груза, перемещаемого машиной за один цикл;

$\eta$  — коэффициент использования мощности двигателя;

$Q'_r$  — количество грузов, перемещаемых одной машиной в год, в  $m$ ;

$\eta_k$  — расход топлива на 1 л. с. в кг.

Стоимость энергии и топлива, расходуемых за год, равна:

$$\mathcal{E} = \Sigma \mathcal{E}'_1 + \Sigma \mathcal{E}'_2 + \Sigma \mathcal{E}''_1 + \Sigma \mathcal{E}''_2, \quad (12-20)$$

где  $c_1$  — стоимость 1 квт-ч электроэнергетики;

$c_2$  — стоимость 1 кг топлива.

<sup>1</sup> См. Постановление Госплана СНК СССР № 21 от 26.VI—1931 г.

Стоимость электроэнергии, расходуемой на освещение, определяют как часть суммарной стоимости энергии, расходуемой двигателями. Тогда суммарная стоимость энергии будет равна:

$$\mathcal{E} = \beta \mathcal{E}', \quad (13-20)$$

где  $\beta$  — коэффициент, учитывающий расход энергии на освещение ( $\beta = 1,03 \div 1,05$ ).

Стоимость смазки и обтирочного материала обычно принимают в размере 10% от стоимости электроэнергии.

Общий расход энергии, топлива, смазочных и обтирочных материалов, отнесенный к  $1 m$  перемещаемого груза, будет равен:

$$S_8 = 1,10 \frac{\mathcal{E}}{Q_8} \text{ руб./}m. \quad (14-20)$$

Себестоимость перемещения  $1 m$  груза равна соответствующей сумме удельных расходов по заработной плате, отчислениям на амортизацию и текущий ремонт и стоимости энергии с учетом установленных начислений на заработную плату

$$c = S_1 \delta + S_2 + S_8 \text{ руб./}m, \quad (15-20)$$

где  $\delta$  — коэффициент, учитывающий начисления на заработную плату.

### Основные показатели эффективности механизации

Для того чтобы сделать правильный выбор схемы механизации, необходимо рассмотреть несколько вариантов возможного выполнения работ, сопоставив их по следующим показателям:

- себестоимость перемещения  $1 m$  груза;
- размер потребных капиталовложений на  $1 m$  грузооборота;
- количество потребной рабочей силы в человеко-сменах на  $1 m$  перемещаемого груза;
- уровень механизации и коэффициент механизации;
- продолжительность стоянки подвижного состава транспорта под погрузочно-разгрузочными операциями;
- условия труда;
- простота обслуживания и надежность работы оборудования, включенного в схему;
- сроки осуществления требуемого объема строительно-монтажных работ.

На основе сравнения по приведенным показателям выбирают вариант, дающий наилучшие результаты.

При сопоставлении вариантов механизации погрузочно-разгрузочных работ следует также сравнить их с вариантом ручной переработки груза, что дает возможность оценить каждый из этих вариантов.

Такое сравнение проводится по следующим показателям:

а) Годовая экономия в себестоимости переработки груза

$$\pi = (S_p - S_m) \text{ руб.}, \quad (16-20)$$

где  $S_p$  — себестоимость перемещения  $1 m$  при ручной переработке;

$S_m$  — себестоимость перемещения  $1 m$  при механизированной переработке.

б) Срок окупаемости произведенных капитальных затрат

$$\tau = \frac{K - K a_1 \tau}{(S_p - S_m) Q_8},$$

отсюда

$$\tau = \frac{K}{(S_p - S_m) Q_8 + K a_1}, \quad (17-20)$$

где  $a_1$  — амортизационные отчисления, идущие на восстановление первоначальных капиталовложений.

в) Экономия в рабочей силе

$$\Delta \Pi = \Pi_p - \Pi_m \text{ человеко-смен.} \quad (18-20)$$

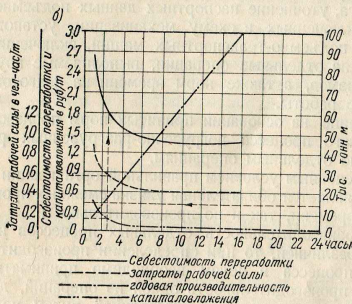
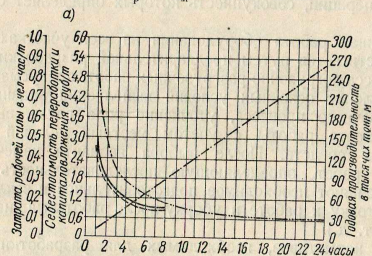


Рис. 210. График эксплуатационных параметров: а — автопогрузчик; б — легочный транспорт

Для сравнения эффективности работы отдельных машин при выполнении погрузочно-разгрузочных работ удобно пользоваться графиками эксплуатационных параметров (рис. 210), которые показывают зависимость основных эксплуатационных показателей (себестоимости

перемещения 1 т груза, капиталовложений и затраты рабочей силы, отнесенные к 1 т перемещенного груза) от продолжительности работы оборудования в течение суток.

Наличие графиков эксплуатационных параметров упрощает выбор варианта механизации или подбор наиболее эффективной подъемно-транспортной машины.

### Технологический процесс погрузочно-разгрузочных работ

Рациональное построение схемы механизации погрузочно-разгрузочных работ возможно только в том случае, когда эта задача решается комплексно. Такое решение дает возможность согласовать все процессы и операции, совокупность которых определяет систему механизации.

Согласованная работа оборудования на всех участках схемы механизации достигается путем предварительной разработки технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ, предусматривающей:

1. Определение основных условий выполнения заданного погрузочно-разгрузочного процесса, уточнение рода груза, выбор рационального варианта работы с учетом местных условий и наличия перегрузочных средств. После выбора варианта намечают схему производства работ, определяющую последовательность отдельных операций, уточняют необходимое подготовительное и заключительное время (подготовку к работе и уборку после работы машин, установку инвентаря и т. д.).

2. Выбор нормативов, необходимых для разработки технологического процесса, уточнение паспортных данных подъемно-транспортных машин, включенных в схему механизации, установление норм выработки для подъемно-транспортных машин, включенных в схему, норм времени на отдельные операции, выполняемые вручную и при помощи механизмов, а также норм времени на подготовительные и заключительные работы.

3. Определение на основании принятых норм производительности механизированного процесса погрузочно-разгрузочных работ как в целом, так и по отдельным операциям.

При этом основным условием правильной организации перегрузочного процесса является обязательная увязка смежных процессов и операций как во времени, так и по производительности.

Так как производительность отдельных процессов или операций может быть различной, то при определении производительности перегрузочного процесса в целом необходимо принимать за основу максимальную производительность одной из операций, доводя производительность всех остальных до выбранной путем подбора машин соответствующей производительности или параллельной установки нескольких машин, имеющих меньшую производительность.

4. Определение числа машин и механизмов, а также количества рабочих, занятых на отдельных немеханизированных или частично механизированных операциях по перегрузке груза, на обслуживании машин и механизмов, включенных в схему механизации. Расстановка рабочих и оборудования производится с учетом использования пере-

довых методов труда и рационального использования машин и установок.

Количество рабочих, занятых на отдельных операциях, равно:

$$n_i = \frac{Q_{no}}{P_i},$$

где  $n_i$  — число рабочих на  $i$ -той операции;  
 $P_i$  — производительность рабочего или группы рабочих на  $i$ -той операции в  $m/час$ ;  
 $Q_{no}$  — количество груза, подлежащего переработке на данной операции в час.

Количество рабочих грузчиков, необходимых для бесперебойной работы схемы механизации, равно:

$$n = \sum_{i=1}^k n_i \text{ человек.} \quad (19-20)$$

5. Установление показателей, характеризующих эффективность перегрузочного процесса выбранной системы механизации, для чего определяется производительность схемы механизации в целом за смену и средняя норма выработки на одного рабочего.

Производительность установки в смену определяется уравнением:

$$Q_{cm} = Q_n(t - t_0) m/смена, \quad (20-20)$$

где  $t$  — время работы установки в смену;  
 $t_0$  — время, отведенное на перерывы по техническим причинам и на отдых рабочих.

Средняя норма выработки на одного рабочего в смену равна:

$$q_{cp} = \frac{Q_n(t - t_0)}{\sum n_i} m/смену. \quad (21-20)$$

В результате разработки технологии технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ составляется технологическая карта, включающая: характеристику работы по составляющим ее элементам, разряд работы, схему расстановки оборудования и рабочих, нормы на работу, основное, вспомогательное и подготовительно-заключительное время.

## ГЛАВА ХХІ

### МЕХАНИЗАЦИЯ ПОГРУЗочно-РАЗГРУЗочных РАБОТ С СЫПУЧИМИ ГРУЗами

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ с сыпучими грузами применяются в основном различные типы и конструкции транспортирующих машин непрерывного действия.

Широкое применение машин непрерывного действия обусловлено их сравнительно небольшими размерами и собственным весом, а также возможностью создания поточного перемещения груза, обеспечивающего максимальную производительность.

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ с сыпучими грузами применяют разнообразные конструкции стационарных и пере-

движных машин. Основная характеристика последних приведена в приложении 14.

Возможные варианты решения вопроса механизации погрузочно-разгрузочных работ с применением стационарных и передвижных машин многочисленны и не могут быть исчерпаны любыми рекомендациями. Однако некоторые общие положения могут быть показаны на конкретных примерах, применительно к основным грузовым операциям.

Основными грузовыми операциями при погрузке и выгрузке сыпучих грузов являются: разгрузка и погрузка подвижного состава автомобильного, железнодорожного и водного транспорта, а также внутрипроизводственные погрузочно-разгрузочные операции, связанные с забором груза из склада или площадок хранения и передачи его на переработку или к новому месту хранения.

Схему механизации для любой грузовой операции выбирают при соблюдении требований, изложенных в главе XX, исходя из максимальной экономической эффективности.

Для ознакомления с вариантами схем механизации на различных операциях рассмотрим отдельные примеры.

### Механизация работ на автомобильном транспорте

Механизация работ по разгрузке автомобильного транспорта осуществляется при помощи специальных типов автомашин-самосвалов (см. рис. 158, б), выгружающих сыпучие грузы в приемные бункеры.

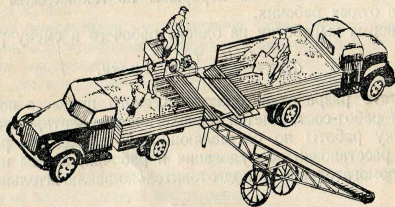


Рис. 211. Разгрузка автомобиля механической лопатой

Груз из приемного бункера может быть подан на норию или ленточный транспортер, при помощи которых он транспортируется к месту назначения. Производительность разгрузки при такой схеме составляет 60—80 т/час.

Широкое применение в народном хозяйстве бортовых автомобилей для перевозки сыпучих грузов (зерно, картофель, початки кукурузы, песок и др.) требует применения специальных схем механизации, учитывающих особенности разгрузки этих типов автомобилей.

Наиболее простой схемой механизации работ по разгрузке бортовых автомобилей является схема (рис. 211), где выгрузка сыпучего груза (в данном случае зерна) из бортового автомобиля производится при помощи передвижной двоянной механической лопаты.

Груз из приемного бункера, установленного на ленточном транспортере, подается цепочкой транспортеров к месту укладки.

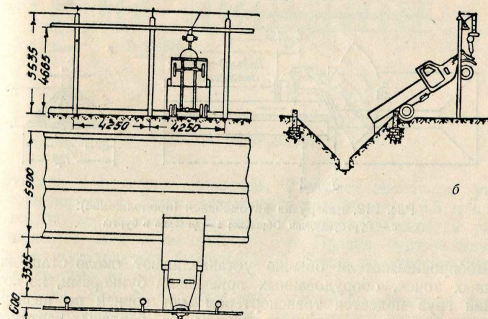
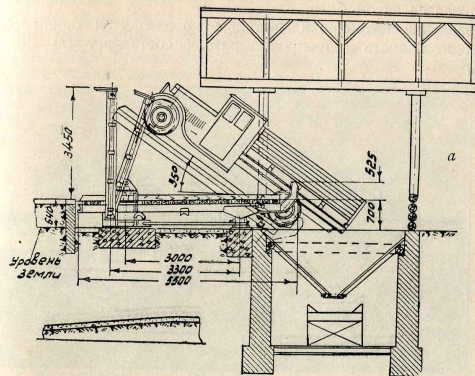


Рис. 212. Разгрузка автомобилей:  
а — автопрокидывателем; б — тельферная разгрузка автомобилями

Более совершенной схемой механизации разгрузки автомобилей является схема с применением передвижного или стационарного автопрокидывателя (рис. 212, а). Автопрокидыватель представляет собой платформу, поворачивающуюся вокруг горизонтальной оси на Угол до 35°. Поворот платформы осуществляется или при помощи подплатов, смонтированных в боковых стойках, и лебедки, приводимой в движение электродвигателем, или при помощи гидравлического привода, оборудованного масляным насосом.

Чтобы удержать автомобиль на поворотной платформе автопогрузчика, ее снабжают специальными упорами, задерживающими задние колеса автомобиля.

Управление автопогрузчиком производится одним рабочим; производительность автопогрузчика составляет 50—60 т/час.

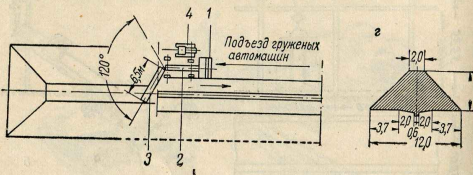
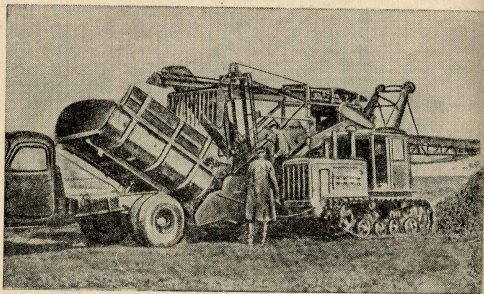


Рис. 212. Разгрузка автомобилей (продолжение):  
а — буртоукладчик Обрывко; б — укладка в бурты

Автопогрузчики обычно устанавливают около стационарных приемных точек, оборудованных приемными бункерами, из которых сыпучий груз подается транспортом или норией по назначению. Для механизации выгрузки свеклы из бортовых автомобилей с успехом применяют тельферы, перемещающиеся на подвесном рельсе, идущем вдоль фронта разгрузки (рис. 212, б).

Вдоль фронта разгрузки в бурчаной устанавливают колонны с кронштейнами, на которых укрепляют двутавровую балку. По нижней полке балки передвигается электротельфер. Питание тельфера электроэнергией производится от троллейной сети. Вдоль бурчаной установлены специальные борты, ограничивающие перемещение автомобилей, подъезжающих задним ходом для разгрузки.

После остановки автомашин у бурчаной электротельфер подвигается к автомобилю, поднимает его за переднюю часть, наклоняя

под углом 35—45° к горизонту. Продолжительность разгрузки одной автомашины 2,0—2,5 мин.

Для механизации работ по разгрузке свеклы из автомобилей с последующей их укладкой в бурты применяется разгрузчик-буртоукладчик системы Обрывко (рис. 212, а).

Буртоукладчик Обрывко имеет приемный бункер, к которому подходит загруженный свеклой автомобиль. После открытия заднего борта и частичной разгрузки свеклы в бункер самотеком грабли вносятся в кузов машины и, совершая возвратно-поступательные движения, выгружают свеклу из кузова автомобиля в приемный бункер.

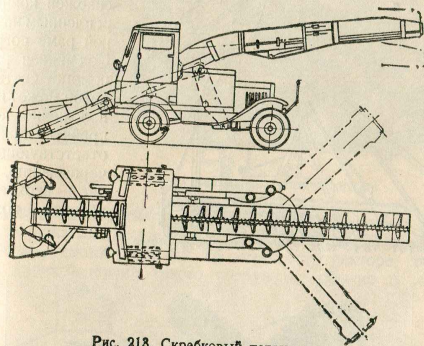


Рис. 218. Скреповый погрузчик

Из бункера 1 приемный транспорт 2 подает свеклу на укладочный транспортер 3. Длина укладочного транспортера 6,3 м и его поворот вокруг вертикальной оси на 120° дают возможность укладывать свеклу в катанги высотой до 5 м. Привод буртоукладчика осуществляется от трактора 4 марки ДТ-54. Схема применения буртоукладчика показана на рис. 212, а.

Механизация работ по погрузке автомобилей производится путем применения передвижных погрузчиков или загрузки кузова автомобиля из специально построенных отгрузочных бункеров.

При погрузке грузов, обладающих хорошей сыпучестью, например зерна, применяются обычные скреповые самоподаватели. Самоподаватель, забывая зерно с пола склада, подает его на передвижной транспортер, который загружает кузов автомобиля. Производительность такой схемы при непрерывной подаче автомобилей под погрузку достигает 60 т/час.

В случае загрузки в автомобили сыпучих грузов, обладающих пониженной сыпучестью, применяются специальные погрузчики (рис. 213) с принудительной подачей материала на рабочую ветвь

погрузчика. Погрузчик своей приемной частью внедряется в сыпучий материал, а его две шарнирно укрепленные лапы при вращении диска совершают попеременно характерные движения, в результате которых лапы захватывают груз и подают его на наклонный скребковый транспортер.

Для погрузки в кузов автомобиля крупнокускового сыпучего груза (свекла, початки кукурузы, картофель и др.) с успехом применяются тракторные или автомобильные погрузчики.

Тракторный погрузчик (рис. 214, а) снабжен ковшем, укрепленным на подвижной раме погрузчика. Подвижная рама при помощи системы канатов может изменять положение ковша от крайнего нижнего, соответствующего зачерпыванию, до крайнего верхнего, при котором ковш раз-

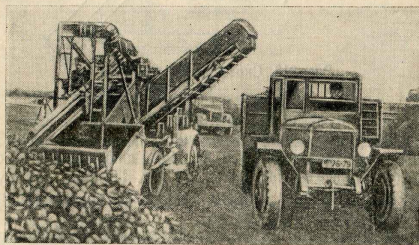
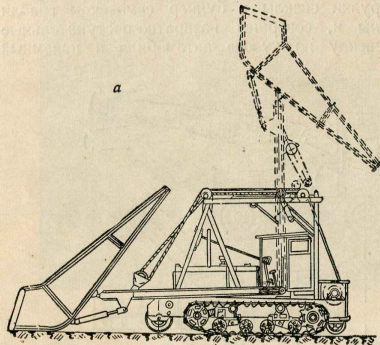


Рис. 214. Тракторный погрузчик:  
а — ковшовый; б — свеклопогрузчик

гружается. Положение ковша на подвижной раме изменяется при помощи гидروпривода.

Гусеничные тракторные погрузчики выпускаются с ковшем емкостью до  $6 \text{ м}^3$ , обеспечивающим производительность до  $150 \text{ т/час}$ .

Для механизации погрузки свеклы в автомобили в полевых условиях применяется полевой свеклопогрузчик системы Обрывко (см. рис. 214, б).

Полевой свеклопогрузчик Обрывко смонтирован на шасси автомобиля, состоит из заборного транспортера, загружаемого грабельным питателем с возвратно-поступательным движением граблей и загрузочного транспортера, подающего свеклу в кузов машины.

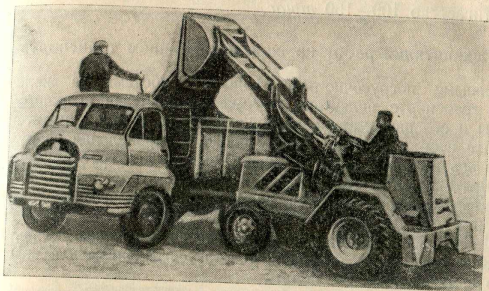


Рис. 215. Погрузчик на колесном тракторе

Производительность свеклопогрузчика в зависимости от грузоподъемности загружаемых машин колеблется от 50 до  $70 \text{ т/час}$ .

Погрузчик, смонтированный на колесном тракторе, показан на рис. 215. Емкость ковша такого погрузчика обычно не превышает

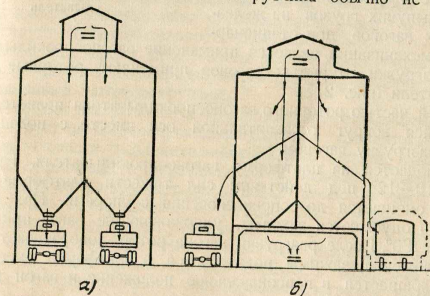


Рис. 216. Погрузка автомобилей и вагонов из бункеров:  
а — 1-я схема; б — 2-я схема

$1 \text{ м}^3$ , что при 60—75 циклов дает возможность получить производительность до  $100 \text{ т/час}$ .

Для погрузки автомобильного транспорта большое распространение получили отгрузочные бункеры (рис. 216) емкостью 5—10 т. Они загружаются системой стационарных машин, подающих груз

в бункеры из мест его хранения. При подъезде автомобиля к отпуску бункеру открывается задвижка и груз по самотеку подается в кузов автомашин.

Производительность такой установки при непрерывной подаче под погрузку автомобилей и одновременной загрузки бункеров грузом достигает до 100—150  $m/час$ .

### Механизация работ на железнодорожном транспорте

Основными погрузочно-разгрузочными работами на железнодорожном транспорте являются: выгрузка и погрузка сыпучего груза в вагоны и его равномерное распределение по всей площади вагона. Последнее необходимо для равномерного распределения нагрузки на каждую ось вагона и полного использования его грузоподъемности.

Наиболее простой схемой механизации работ по разгрузке железнодорожных вагонов является схема с применением механической лопаты (см. рис. 172).

Для этих же целей широко применяется вагоноразгрузчик Володина-Жоголева, в котором удачно сочетается механизм для разгрузки вагонов — механическая лопата — с ленточным транспортером, имеющим разгрузочную воронку для приема груза.

Производительность одной механической лопаты при выгрузке из вагонов зерна достигает 60  $m/час$ .

Наиболее эффективным способом выгрузки сыпучих грузов из железнодорожных вагонов при стационарной схеме механизации является применение вагоноопрокидывателей.

Для разгрузки открытых вагонов применяют роторные вагоноопрокидыватели (рис. 217).

Основной частью роторного вагоноопрокидывателя является ротор, вращающийся вокруг горизонтальной оси вместе с поданным на него под разгрузку вагоном.

Вагон подается на платформу вагоноспрокидывателя. При повороте на 10—12° под действием сил тяжести платформа вместе с вагоном смещается до соприкосновения с упорами. При этом на раму вагона опускаются захваты, удерживающие вагон при опрокидывании на 180°. После разгрузки вагона ротор поворачивается в исходное положение, захваты поднимаются, а платформа вместе с вагоном возвращается в первоначальное положение и вагон выталкивается из опрокидывателя.

Вращение ротора осуществляется при помощи зубчатой цилиндрической передачи или лебедок и стальных проволочных канатов, охватывающих ротор.

Производительность роторного вагоноспрокидывателя составляет 20—25 вагонов в час.

Для выгрузки сыпучих грузов из крытых вагонов применяются комбинированные вагоноспрокидыватели (рис. 218).

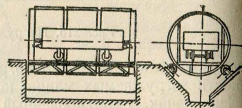


Рис. 217. Роторный вагоноспрокидыватель

Комбинированный вагоноспрокидыватель работает в следующем порядке. Вагон с открытыми дверями устанавливается на платформе опрокидывателя и закрепляется специальными захватами. После этого платформа наклоняется вокруг продольной оси на 13—15°. В это время штифтожиматель отжимает вагонный щит и выпускает из дверного проема вагона сыпучий груз. Затем платформа опрокидывателя делает два наклона вокруг поперечной оси на 40° в каждую сторону.

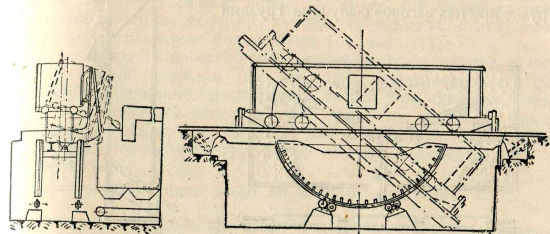


Рис. 218. Комбинированный вагоноспрокидыватель

В результате этих наклонов весь сыпучий груз высыпается из вагона. После продольных наклонов платформа принимает горизонтальное положение и разгруженный вагон выводится за пределы опрокидывателя. Полный цикл опрокидывания длится 6—8 мин., что соответствует производительности 300—400  $m/час$ .

За последнее время предложены новые конструкции вагоноразгрузчиков — автоматический вагоноразгрузчик (механическая лопата) и вибрационный вагоноразгрузчик.

Конструкция предложенных вагоноразгрузчиков значительно проще, чем конструкция вагоноспрокидывателя при сравнительно высокой производительности, незначительном расходе энергии и минимальном штате обслуживающего персонала (1—2 человека). Автоматический вагоноразгрузчик разгружает не менее 2 вагонов в час (120  $m/час$ ), вибрационный — 4—5 вагонов в час (220—300  $m/час$ ).

Применение вагоноразгрузчиков позволяет резко сократить время стоянки вагонов под разгрузкой, ускорить оборачиваемость подвижного состава, значительно снизить стоимость разгрузки 1  $m$  груза, полностью автоматизировать весь процесс разгрузки из вагонов сыпучих грузов.

Погрузка железнодорожных вагонов передвижными средствами механизации обычно решается применением передвижных ленточных транспортеров и самоподателей (рис. 219). Производительность погрузочной точки при этой схеме составляет 50—70  $m/час$ .

Насыпные грузы в открытые вагоны можно грузить при помощи ковшевых погрузчиков или краев, оборудованных грейферами.

Часто погрузка вагонов осуществляется из специальных отгрузочных бункеров (рис. 220), емкость которых делается равной или больше емкости вагона.

Для загрузки вагона применяют передвижной гибкий самотек, соединяющий отгрузочный бункер с вагоном. Самотек вводит в дверь и локи вагона, после чего открывается задвижка и груз заполняет вагон. Производительность одной погрузочной точки достигает 200 т/час.

Механизация работ по равномерной загрузке крытых вагонов сыпучими грузами

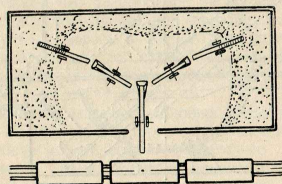


Рис. 219. Схема погрузки вагонов

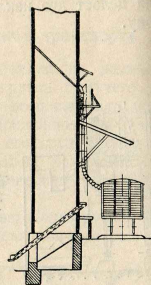


Рис. 220. Погрузка вагонов из бункеров

с малым объемным весом представляет значительную трудность, которая вызвана тем, что высота слоя груза, достигая уровня вагонных локов, не позволяет ввести в вагон машину больших габаритов.

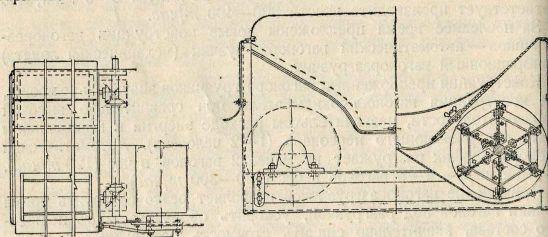


Рис. 221. Вагонопогрузчик

При загрузке вагонов для равномерного распределения зерна применяют навесные бросковые устройства — вагонопогрузчики, устанавливаемые у сбрасывающего барабана ленточного транспортера. Вагонопогрузчик Бушуева (рис. 221) представляет собой две крылатки, смонтированные на станине, прикрепленной к головной части

переднего барабана транспортера. Вали крылаток приводятся от сбрасывающего барабана транспортера при помощи конических шестерен.

Зерно с ленточного транспортера подается в приемную воронку вагонопогрузчика. Из приемной воронки зерно поступает на крылатки, которыми выбрасывается с определенной скоростью вправо и влево от транспортера, равномерно распределяясь по площади пола вагона.

При погрузке вагонов из бункеров при помощи самотека для равномерного заполнения площади вагона зерном, в случае большой скорости движения зернового потока (19 м/сек) применяют самотечные разбрызгиватели, которые, изменяя направление струи зерна, подают его в отдаленные концы вагона (см. рис. 111).

Для механизации работ по равномерной загрузке вагонов применяют ленточные триммеры (см. рис. 108), устанавливаемые у дверей вагона. Ленточные триммеры, изменяя угол бросания, обеспечивают равномерное распределение груза по площади вагона. Центральная часть вагона, занятая триммером, после уборки триммера загружается сыпучим грузом при помощи самотека.

### Механизация работ на водном транспорте

Условия механизации погрузочно-разгрузочных работ на водном транспорте усложняются целым рядом специфических особенностей, к которым относятся: большая грузоподъемность подвижного состава, достигающая тысяч тонн, многотинность и разнообразие конструкции судов; особенность рек, озер и морей как транспортных магистралей (колебание уровня воды, разная глубина и пр.); разнообразие профиля берега и другие факторы.

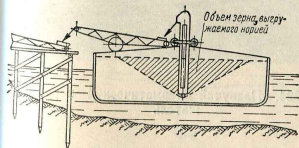


Рис. 222. Разгрузка барж передвижной норнойей

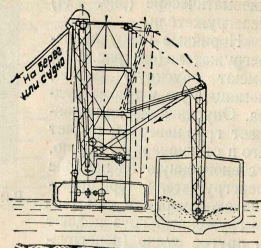


Рис. 223. Плавающий норный переругатель

Наличие этих особенностей, проявляющихся в каждом конкретном случае, в той или иной мере усложняет решение вопроса, требует применения более сложных схем механизации.

При погрузочно-разгрузочных работах с сыпучими грузами на речном транспорте применяются передвижные средства механизации, на морском транспорте основные работы выполняются стационарными средствами механизации или специальными установками.

Простейшая схема механизации разгрузки речных барж, имеющих сравнительно неглубокие трюмы, может быть выполнена с применением передвижных трюмных норий, ленточных транспортеров и средств внутритрюмной механизации (рис. 222).

Трюмную норию устанавливают в одном из трюмов барж. Поднимаемая груз из трюма, она подает его на ленточный транспортер. По мере выгрузки груза нория опускается до тех пор, пока не достигнет нижней части трюма. Для дальнейшей разгрузки барж норию переставляют в другой трюм или средствами внутритрюмной механизации (переносными скребковыми транспортерами, трюмной скрепной установкой) груз подгребают к нории. Средняя производительность такой установки достигает 15—20 т/час.

В качестве специальных установок для разгрузки речных и морских судов применяют плавучие норийные (рис. 223) или пневматические (рис. 224) перегружатели.

Норийные плавучие перегружатели (см. рис. 223) имеют опускаемую норию, помещаемую в трюме судна. Опускаемая нория поднимает груз наверх и подает его в стационарную норию, установленную на понтоне перегружателя. При помощи этой нории и самотека выгруженный груз подают в другое судно (перегрузку) или на берег, где машинами непрерывного транспорта его перемещают к месту хранения. Производительность плавучих норийных перегружателей достигает 100 т/час.

Более совершенными перегрузочными устройствами, нашедшими самое широкое распространение на водном транспорте, для механизации погрузочно-разгрузочных работ с сыпучими грузами являются установки пневматического транспорта, которые изготавливают плавучими (см. рис. 224), береговыми стационарными или передвижными (см. рис. 145).

Пневматические установки позволяют почти полностью механизировать работы по разгрузке из судов зерна, угля и других грузов вне зависимости от типа судна и конструкции трюма.

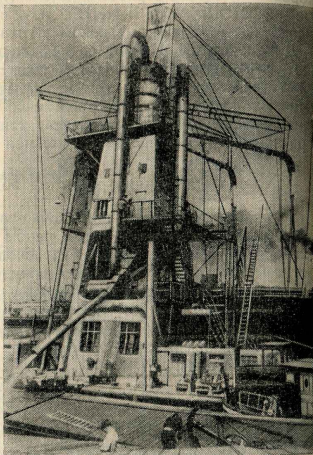


Рис. 224. Плавучий пневматический перегружатель

Благодаря широко применяемой блоковой механизации и дистанционного управления пневматические перегружатели требуют незначительного числа обслуживающего персонала (2—4 человека) при значительной производительности (200—1000 т/час).

Разгрузка трюмов судов может быть механизирована путем применения портальных кранов, оснащенных грейферами (рис. 225).

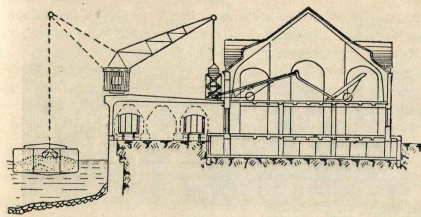


Рис. 225. Разгрузка судов при помощи портальных кранов

В этом случае работа по подъему сыпучих грузов из трюма производится при помощи грейфера, выгружающего сыпучий груз в специальный бункер, из которого он по цепочке передвижных ленточных транспортеров подается к месту хранения груза.

Механизация работ по погрузке сыпучих грузов в речные и морские суда осуществляется, как правило, стационарными установками,

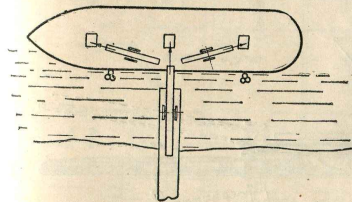


Рис. 226. Погрузка барж передвижными ленточными транспортерами

позволяющими получить большую производительность, что дает возможность снизить до минимума сроки стоянки судов под погрузкой и, как следствие этого, повысить использование водного транспорта. При погрузке речных барж иногда применяют передвижную механизацию, например передвижные ленточные транспортеры (рис. 226). Передвижные ленточные транспортеры устанавливают на постоянных или временных (убираемых во время половодья) мостиках. В конце мостиков имеются причальные сваи, к которым причаливает баржа. Из склада или из другого места хранения груз подают на цепочку ленточных транспортеров. Ленточные транспортеры при помощи отгрузочного самотека подают груз в трюм баржи. По мере загрузки трюмов баржа перемещается вдоль причальной линии, обеспечивая равномерное заполнение трюмов по ее длине.

Стационарные устройства для загрузки судов представляют собой капитальные сооружения, оборудованные высокопроизводительными транспортными машинами. В качестве примера такого устройства можно привести отгрузочную галерею портового элеватора (рис. 227).

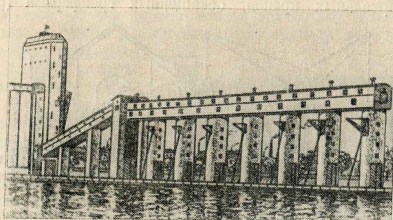


Рис. 227. Галерея для загрузки судов

обеспечивающую одновременно погрузку зерна в два судна при производительности погрузки до  $300 \text{ т/час}$  на каждое судно.

Значительную трудность представляет механизация внутритрюмных работ в морских судах, где к этим работам предъявляют особые требования.

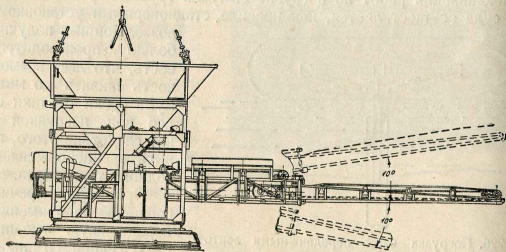


Рис. 228. Ленточный погрузчик

Эти требования вытекают из необходимости полного использования емкости трюма и устранения возможности пересыпания сыпучих грузов в трюме судна во время его качки, так как возможное перемещение груза на один борт может повлечь за собой резкое снижение мореходных качеств судна и даже его аварию.

Для загрузки трюмов морских судов рудой и углем применяют ленточный погрузчик (рис. 228), состоящий из неподвижной опорной и вращающейся платформы с бункером и телескопическим транспор-

тером с переменным углом наклона. Производительность погрузчика составляет  $350 \text{ т/час}$  при скорости ленты приемного транспортера  $3,4 \text{ м/сек}$  и сбрасывающего транспортера  $5,1 \text{ м/сек}$ . Установка такого погрузчика в трюме позволяет механизировать загрузку трюма. Машину обслуживают двое рабочих; устанавливают ее в трюме при помощи подъемных средств судна.

При погрузке зерна в трюмы морских судов применение ленточного погрузчика описанного типа невозможно вследствие наличия в трюмах специальных перегородок, устраивающих пересыпание зерна с борта на борт во время качки судна. Для механизации работ по заполнению трюмов зерном применяют ленточные триммеры. Однако имеющее место при этом самосортирование зерна ограничивает применение этих установок.

### Схемы комплексной механизации

В качестве примеров комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерновыми грузами рассмотрим схемы механизации с применением передвижного и стационарного оборудования.

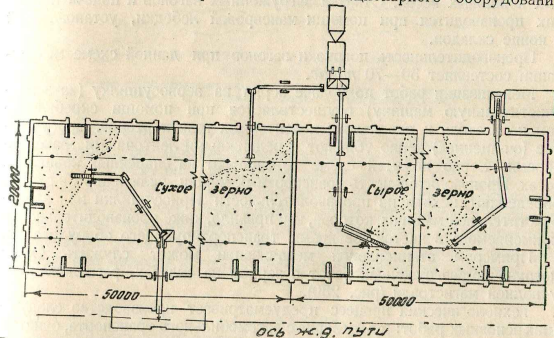


Рис. 229. Схема механизации погрузочно-разгрузочных работ на приельсовом складе

Одним из вариантов комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ с зерном на складах, расположенных у линии железной дороги, может быть схема (рис. 229), построенная на базе передвижных транспортных машин.

В соответствии с технологическим процессом основными видами работ, подлежащих механизации, являются: прием зерна с автомобильного транспорта и подача его в склад; погрузка зерна из склада в вагоны, очистка, сушка зерна и связанные с ними работы по подаче зерна в зерноочистительную машину и зерносушилку; уборка

очищенного и просушенного зерна с укладкой его в склад. Зерно, поступающее с автомобильного транспорта, взвешивают на автомобильных весах, а отгружаемое железнодорожным транспортом и подаваемое на очистку (сушку) — на спаренных ковшовых весах.

Для разгрузки прибывающего автомобильного транспорта принята схема механизации с применением передвижного автомобилепрокидывателя, выгружающего зерно в приемный бункер. Из приемного бункера зерно скребковым самоподавателем подается на цепочку передвижных ленточных транспортеров, перемещающих зерно в склад к месту хранения. Производительность одной приемной точки составляет 50—60 *т/час*. В случае необходимости обеспечить прием большого количества зерна дополнительно устраивают нужное количество приемных точек.

Погрузку зерна в вагоны механизуют по следующей схеме. Из склада зерно при помощи скребкового самоподавателя подают на цепочку передвижных ленточных транспортеров, перемещающих зерно в вагон. Транспортер, установленный у вагона, снабжен вагонозагрузчиком для механизации равномерной загрузки площади вагона.

В цепочку ленточных транспортеров включена установка спаренных ковшовых весов. Откатка загруженных вагонов и подача порожних производится при помощи маневровой лебедки, установленной в конце складов.

Производительность погрузки вагонов при данной схеме механизации составляет 50—70 *т/час*.

Механизация работ по подаче зерна на зерносушилку (на зерноочистительную машину) осуществляется при помощи скребкового самоподавателя и передвижных ленточных транспортеров. Просушенное (очищенное) зерно убирают передвижными ленточными транспортерами. Зерно по этой схеме взвешивают на спаренных ковшовых весах. Производительность транспортных машин, включенных в схему, определяют, исходя из производительности зерносушилки или зерноочистительной машины, которая, как правило, ниже производительности принимаемого в настоящее время транспортирующего оборудования.

Примером стационарной механизации может служить схема погрузочно-разгрузочных работ с зерном на складах, расположенных у водной магистрали (рис. 230).

Технологический процесс предусматривает производство следующих основных работ: прием зерна с автомобильного транспорта, очистку зерна на зерноочистительных машинах, передачу его в склад, отгрузку зерна из склада в баржи и равномерную загрузку трюмов баржи.

Зерно, доставленное автомобильным транспортом, взвешивают на автомобильных весах, а подаваемое на очистку и отгружаемое на баржу — на весах, включенных в схему потока зерна.

Автомобильный транспорт разгружают при помощи стационарного автомобилепрокидывателя в приемный бункер, расположенный у рабочей башни. Производительность приемной точки составляет 80 *т/час*.

Зерно из приемного бункера выгружают нориями рабочей башни производительностью 100 *т/час* и подают на верхний транспортер склада, при помощи которого перемещают к месту укладки.

Погрузка зерна в баржу осуществляется по следующей схеме: зерно из склада самотеком поступает на нижний транспортер, подающий его на норию рабочей башни. Нория подает зерно на весы, установленные в башне, из-под весов зерно направляется по самотекте на отгрузочный транспортер. С отгрузочного транспортера зерно по отпуску самотекте подают в трюмы барж. Наличие раз-

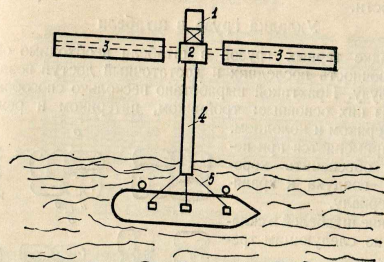


Рис. 230. Схема механизации погрузочно-разгрузочных работ на пристанских складах:  
1 — автомобилепрокидыватель; 2 — рабочая башня; 3 — механизированные склады; 4 — отгрузочная галерея; 5 — отпусковой самотек

ветленного отпускового самотекта позволяет подавать зерно в три трюма баржи, обеспечивая равномерную загрузку барж. Производительность отгрузочного устройства достигает 150—175 *т/час*.

Механизация работ по подаче зерна на очистку осуществляется при помощи нижнего транспортера, подающего зерно в норию рабочей башни, которая передает его на сепараторы. Очищенное зерно поднимается норией и самотеком передается на верхний транспортер склада, при помощи которого перемещается к месту хранения.

## ГЛАВА XXX МЕХАНИЗАЦИЯ ПОГРУЗочно-РАЗГРУЗочНЫХ РАБОТ С ТАРНЫМИ ГРУЗАМИ

Особенности технологического процесса погрузочно-разгрузочных работ с затаренными грузами, заключающиеся в обязательной их укладке в штабеля, не позволяют полностью решить вопросы механизации применением только стандартного подъемно-транспортного оборудования.

Механизация работ по укладке затаренных грузов в штабеля решается применительно к каждому грузу в отдельности. Так, для яичных грузов этот процесс механизуется применением автопогрузчиков с вилочными захватами и стеллажом. Для затаренных

в мешки грузов возникает необходимость в предварительном формировании части штабеля (блока) с последующей его укладкой в общий штабель и т. д.

Рассмотрим основные положения, определяющие выбор схем механизации для груза, затаренного в бумажные и льноджутовые мешки, широко распространенные в различных отраслях пищевой промышленности.

### Укладка груза в штабеля

При укладке тарных грузов в штабеля необходимо обеспечить надежную прочность последних и достаточный доступ воздуха к затаренному грузу. Практикой выработано несколько способов укладки (рис. 231), из них основные: трюйником, пятериком и реже применяемые четвериком и колодцем.

Последний применяется при необходимости обеспечить хороший доступ воздуха к хранящемуся материалу.

Размещение штабелей в складах подчинено следующим требованиям:

- обеспечение качества и количества хранящегося груза;
- наименьший расход энергии на перемещение грузов;
- рациональное использование складской площади;
- возможность доступа к грузу при выполнении складских операций (перемещение, взвешивание, контроль количества и состояния качества).

При хранении пищевых продуктов, затаренных в мешки, особое внимание уделяют укладке грузов в штабеля и размещению штабелей в складе, так как это является одним из основных условий, определяющих сохранность груза.

Мешки в рядах (ярусах) штабеля необходимо укладывать зашивками внутрь во избежание потерь содержимого мешка при повреждении швов или развязывании узлов.

Количество рядов в штабеле зависит от физических свойств груза и среднесуточной температуры наружного воздуха.

В отдельных случаях число рядов в штабелях зависит от допускаемой нагрузки на пол склада или прочности тары в нижних рядах штабеля.

На складах готовой продукции предприятий и базисах грузов в мешках в целях обеспечения быстрого приема, отпуска и учета хранят в штабелях, причем вес мешков с грузом равен грузоподъемности

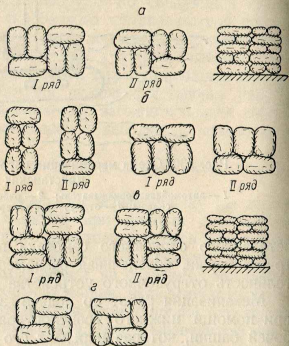


Рис. 231. Схема укладки тарного груза в штабеля: а — трюйником; б — пятериком; в — четвериком; г — колодцем

вагона: 720 мешков — для четырехосных вагонов, или 240 мешков — для двухосных вагонов.

При отсутствии операций по погрузке в железнодорожные вагоны (портовые склады с отпуском на суда, реализационные базы с отпуском на автотранспорт и пр.), укладка в штабеля производится по партиям, сортам груза и другим признакам, причем число мешков ограничивается только условиями хранения.

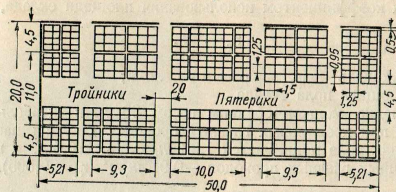


Рис. 232. Схема укладки штабелей в складе

Количество штабелей и их размещение в складе определяют удобством складских работ, соблюдением правил противопожарной техники и др. (рис. 232).

С целью обеспечения свободного доступа к грузам между штабелями оставляют проходы, которые делятся на главные и вспомогательные.

Главные проходы могут быть продольными и поперечными.

Размеры главных и вспомогательных проходов определяются характером выполняемых погрузочно-разгрузочных работ и оборудованием, применяемым для этих работ (табл. 28).

Таблица 28

Назначение и тип складской механизации	Ширина главных проходов в м		Ширина вспомогательных проходов в м
	поперечных	продольных	
Немеханизированный склад . . . .	2,0	1,5	0,8—1
Транспортеры передвижные . . .	3,0	2,5	0,8—1
Электротягачи при одностороннем движении . . . . .	2,5	2,8	0,8—1
Электротягачи при двухстороннем движении . . . . .	3,0	3,0	0,8—1
Тележки с вилочным захватом . .	4,0	4,0	0,8—1

Вспомогательные проходы обычно предназначаются для передвижения людей между штабелями и для проветривания грузов. Они располагаются перпендикулярно к основным проходам при ширине их не более 1 м.

Число проходов устанавливают в зависимости от интенсивности грузовых операций; при этом обязательно соблюдают условие, чтобы

каждый штабель хотя бы одной стороной примыкал к главному проходу.

Ширина главного прохода для склада со стационарной механизацией принимается равной 1,25 м.

Укладка штабеля непосредственно у стен складов не допускается. Расстояние между штабелями и стеной принимают не менее 0,5 м.

Рациональное размещение штабелей с тарным грузом в складе оценивается коэффициентом использования площади склада, равным:

$$\eta_c = \frac{F_{\text{шт}}}{F_c}, \quad (1-22)$$

где  $F_{\text{шт}}$  — площадь пола, занятая штабелями;

$F_c$  — площадь пола склада.

При укладке мешков средним весом 80 кг в штабель высотой в 10 рядов при продольных главных проходах средняя нагрузка на 1 м<sup>2</sup> площади пола принимается 1,06 м/м<sup>2</sup> ( $\eta_c = 0,59$ ), а при наличии поперечных главных проходов — 0,91 м/м<sup>2</sup> ( $\eta_c = 0,505$ ).

### Машины и устройства для перемещения и штабелирования затаренных грузов

Для механизации погрузочно-разгрузочных работ с затаренными грузами применяют различные типы подъемно-транспортных машин.

Для перемещения затаренных грузов по горизонтали применяют ленточные роlikовые транспортеры.

Иногда роlikопоры на рабочей ветви заменяют сплошным настилом. В случае если угол наклона ленточных транспортеров превышает угол трения мешка о ленту, для предотвращения скатывания мешка вниз по ленте на последней укрепляют специальные накладки.

Широкое применение для перемещения затаренных грузов получили передвижные секционные пластинчатые транспортеры (рис. 233).

Отдельные секции пластинчатого транспортера могут быть моторными и безмоторными, поворачивающимися на 45 и 90°, а также иметь вид подъемников. Секции соединяются одна с другой и с подъемниками при помощи накладных скоб. Движение от моторных секций к безмоторным передается при помощи передаточных цепей.

Моторные подъемники можно использовать для укладки грузов в штабеля, подъема грузов из трюмов судов на палубу, подачи грузов с этажа на этаж в складах и других операций.

Производительность транспортера при скорости движения рабочего полотна  $v = 0,6$  м/сек достигает 100 т/час. Ширина рабочего полотна 650 мм. Одна моторная секция, имеющая двигатель мощностью 2,0 квт, приводит в движение участок безмоторных секций длиной 22 пог. м.

Подъемниками можно осуществлять подачу грузов на высоту: малым от 1,5 до 3 м, большим — от 3 до 6 м.

Для подъема тарных грузов на значительную высоту по вертикали или под небольшим углом к вертикали служат специальные стационарные подъемники (см. рис. 89).

Для погрузочно-разгрузочных работ широкое применение находят погрузчики грузоподъемностью 0,75—1,5 т (см. рис. 153).

Погрузчики грузоподъемностью 1,5 т в основном применяют для перемещения и штабелирования грузов внутри складов, на площадках и в трюмах морских судов. Значительный вес погрузчиков и, как следствие этого, большие давления, передаваемые на пол передними колесами, не позволяют

применить их для перегрузочных работ в трюмах барж, внутри железнодорожных вагонов, а также в складах с недостаточными прочными полами.

Погрузчики грузоподъемностью 0,5—0,75 т обладают значительным весом, поэтому давления, передаваемые на колеса, позволяют применять их не только на внутрискладских работах, но и на работах внутри вагона или в трюмах судов.

Широкое применение погрузчиков для механизации погрузочно-разгрузочных работ с тарными грузами предъявило новые требования к формированию штабеля. Возникла необходимость формировать блоки штабеля так, чтобы они могли без особого труда, подниматься вилочными захватами погрузчиков и транспортироваться к месту укладки.

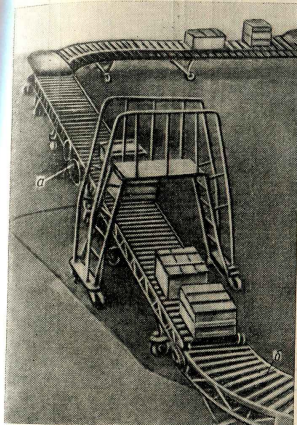


Рис. 233. Пластинчатые транспортеры: а — моторная секция; б — поворотная

Для обеспечения возможности быстрого ввода вилочного захвата под сформированный блок мешки укладывают на специальные деревянные или металлические поддоны (см. рис. 157). Деревянные поддоны могут использоваться для 200—250 оборотов автопогрузчика.

В том случае, когда необходимо перемещать груз в мешках без поддона для формирования блоков применяют подставки, позволяющие при помощи трех пальцев захвата погрузчика снимать блок мешков с подставки и транспортировать их к месту укладки без поддона.

Укладка мешков с грузом в штабель является одной из самых трудоемких работ в технологической схеме погрузочно-разгрузочных работ затаренными грузами.

Укладка мешков в штабель складается из двух основных операций: подачи мешков на штабель и их укладки с соблюдением определенных требований. Чередование этих операций может быть различным: 1) мешки транспортируют к месту их хранения и здесь укладывают в штабель, 2) отдельные блоки штабеля формируют вдали от места

хранения, сформированный блок из мешков перевозят и укладывают в штабель.

Для формирования штабеля на месте его хранения применяется передвижная штабелеформирующая установка конструкции И. А. Воронина (рис. 234), состоящая из станины 1, установленной на трехколесной тележке, приемного лотка 2, перегрузочного лотка 3, штабелеформирующего механизма 4, телескопических рам перегрузочного лотка 5 и штабелеформирующего механизма 6, электродвигателя штабелеформирующего механизма 7, электродвигателя механизма перемещения и механизмов подъема телескопов 8.

Укладка мешков в ряды ведется тройниками с соблюдением необходимой увязки. Произведя формирование нужного числа рядов (тройников), машина, управляемая оператором, может переместиться в любом направлении от только что сформированного штабеля (влево, вправо и назад). Машина может свободно поворачиваться на своих колесах в обе стороны относительно вертикальной оси по кругу диаметром 2,1 м.

Для формирования отдельных блоков штабеля применяют стационарную штабелеформирующую установку конструкции Г. Л. Рехтмана и А. И. Кругляка (рис. 235).

Средняя продолжительность формирования блока из 18 мешков с мукой общим весом 1260 кг на этой установке равна 4 мин., производительность установки около 20 т/час.

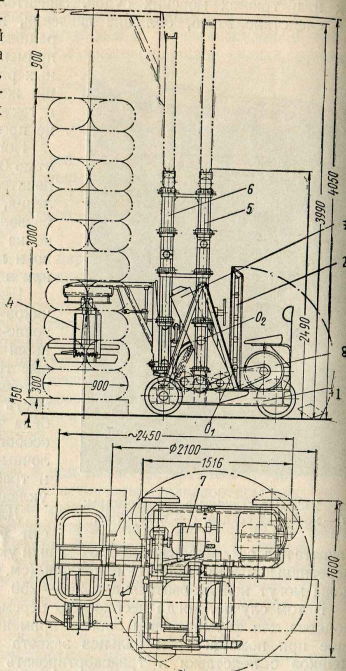


Рис. 234. Штабелеформирующая установка И. А. Воронина

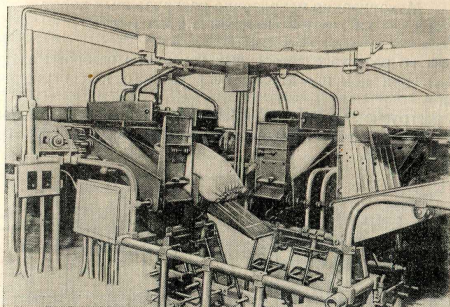


Рис. 235. Штабелеформирующая машина Рехтмана и Кругляка

### Механизация работ на автомобильном транспорте

Механизация работ по погрузке затаренных грузов решается применением машин непрерывного транспорта или погрузчиков.

При загрузке автомобилей при помощи ленточных или пластинчатых транспортеров подача мешков со штабеля на транспортер и укладка мешков в кузов машины производится вручную.

Более совершенной является схема механизации с применением погрузчиков при условии предварительного формирования блоков мешков, уложенных на поддоны, или забора сформированных блоков из штабеля. В этом случае рекомендуется загружать автомашины с целью максимального использования их грузоподъемности по схеме, предложенной ВНИИЗ (рис. 236).

Механизация разгрузки автомобилей с затаренным грузом может производиться при помощи транспортеров или погрузчиков. При разгрузке мешков погрузчиками предусматривается перевозка блоков мешков с поддонами.

Марка автоавтом.	Укладка тройником	Укладка пятериком
ГАЗ-51 грузовой, 2,5 т Высота борта h=540	↑ 2940 ↓ Вес груза 2,1 т	↑ 2940 ↓ Вес груза 2,8 т
ЗИС-5 грузовой, 3 т h=540	↑ 2085 ↓ 3085 Вес груза 3,15 т	↑ 2085 ↓ 3085 Вес груза 2,8 т
ЗИС-150 грузовой, 4 т h=640	↑ 2260 ↓ 3540 Вес груза 4,27 т	↑ 2260 ↓ 3540 Вес груза 2,8 т
ЯГ-6 грузовой, 5 т h=600	↑ 2410 ↓ 3780 Вес груза 5,25 т	↑ 2410 ↓ 3780 Вес груза 4,2 т

Рис. 236. Схема загрузки автомобиля

## Механизация погрузочно-разгрузочных работ на железнодорожном транспорте

Работы по разгрузке затаренных грузов из вагонов можно механизировать при помощи машин непрерывного или периодического действия.

При разгрузке вагонов с применением машин непрерывного действия в основном механизмируется только транспортировка груза от вагона к штабелю.

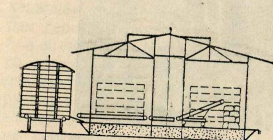


Рис. 237. Схема механизации разгрузки вагона при помощи передвижных пластинчатых транспортеров

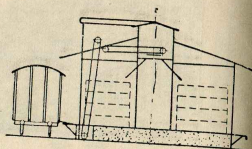


Рис. 238. Схема механизации разгрузки вагонов при помощи стационарных транспортеров

При передвижных средствах механизации (рис. 237) рабочие вручную разбирают мешки из штабеля в вагоне, принимают их на ручные тележки и подают на приемную часть транспортера, установленного у дверей вагона. Системой передвижных пластинчатых транспортеров груз подается к месту хранения, где его вручную укладывают в штабель.

При применении стационарных машин (рис. 238) груз из вагона вручную при помощи медведок подается на приемный лоток подъемника. Подъемником груз передается на систему транспортеров, которые перемещают его к месту укладки в штабель. Груз, снятый с транспортеров плужковыми сбрасывателями, по передвижным спускам подается к месту укладки в штабель.

Применение погрузчиков значительно упрощает схему механизации работ по разгрузке вагона на уровне пола вагона механизацией схемы (рис. 239).

Погрузчик при подходе к вагону в первом рейсе подает два поддона для загрузки их мешками. Подача мешков к поддонам и укладка на поддон у вагона производится вручную.

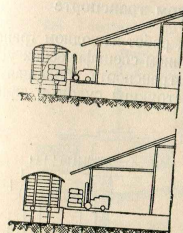


Рис. 239. Разгрузка вагона погрузчиком (полы склада и вагона на одном уровне)

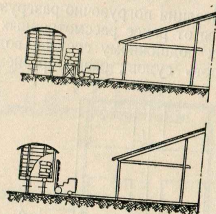


Рис. 240. Разгрузка вагона погрузчиком (полы склада и вагона на разных уровнях)

Погрузчик забирает сформированный на поддоне блок мешков и транспортирует его к месту хранения, где вместе с поддоном устанавливает в штабель.

В последующих рейсах автопогрузчик въезжает в вагон, что позволяет рабочим формировать штабель на поддоне в вагоне.

При расположении пола склада на уровне головки рельса погрузчик подъезжает к дверям вагона (рис. 240) и поднимает вилочным захватом поддон на уровень пола вагона; при таком положении вилочника рабочие укладывают мешки на поддон. Погрузчик, загруженный мешками, отъезжает в склад для укладки их в штабель.

После освобождения от мешков места у дверей погрузчик подает поддон внутрь вагона, сокращая тем самым путь переноски мешков вручную в вагоне.

При холостом ходе погрузчик забирает из штабеля в складе поддоны и подвозит их к разгружаемому вагону, что дает возможность уложить мешки на поддоны во время транспортирования груза погрузчиком от вагона к месту укладки.

Наряду с описанными схемами применяются смешанные схемы, при которых одна часть работы выполняется машиной непрерывного транспорта, а вторая — погрузчиком.

При погрузке тарных грузов в вагоны машины непрерывного транспорта используют для механизации перемещения грузов к вагону. Разборка штабеля, погрузка груза на транспортеры, прием груза с приемного стола у вагона и загрузка груза в вагон производится вручную.

Процесс погрузки вагонов при применении погрузчиков, когда пол склада находится на уровне головки рельса, сводится к следующему. Погрузчик, забирая из штабеля блок мешков с поддоном, подает его через двери в вагон. Рабочие вручную разгружают поддон, укладывая груз в вагоне. Погрузчик при движении от вагона к штабелю оставляет по пути разгруженный поддон.

### Механизация работ на водном транспорте

Механизация погрузочно-разгрузочных работ на водном транспорте отличается от ранее рассмотренных наличием специфических условий, присущих подвижному составу водного транспорта (большая грузоподъемность судов), разнообразием конструкций судов и причалов.

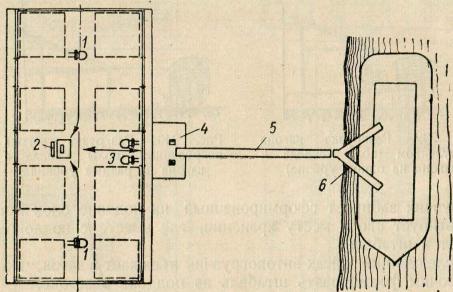


Рис. 241. Схема погрузки тарных грузов в баржу

Поэтому в каждом отдельном случае вопрос механизации погрузки и разгрузки должен решаться с учетом всех особенностей как транспорта, так и местных условий (рельеф берега, характер причала и т. п.).

По погрузке тарных грузов в баржи могут быть применены на отдельных операциях машины как непрерывного, так и периодического действия.

Машины непрерывного действия в этих схемах применяют для перемещения грузов от места хранения к месту погрузки и для перемещения внутри трюма. Машины периодического действия — погрузчики — применяют для подачи груза из штабеля к месту погрузки грузов на машины непрерывного транспорта, а иногда и для перемещения грузов от провета люка к месту укладки в трюме судна.

В качестве примера можно привести схему погрузки тарных грузов в баржу (рис. 241). Погрузчик 1 снимает блоки мешков со штабеля без поддонов, переносит и укладывает их на весы 2 на специальную подставку, позволяющую ставить и снимать блок без поддона. После

взвешивания мешков погрузчик 3 перемещает блок к загрузочному столу 4, где вручную грузчик подает их на отгрузочный транспортер 5. С отгрузочного транспортера мешки при помощи самотенных спусков 6 подаются в трюм баржи, где грузчики укладывают их в штабеля.

Рабочий при помощи перекидного клапана направляет мешки по тому или иному самотечному спуску в трюмы.

Поддоны, находящиеся наверху блоков штабеля, снимают перед взвешиванием и складывают отдельно. По мере накопления поддонов автопогрузчик 3 отвозит штабель поддонов к месту их хранения.

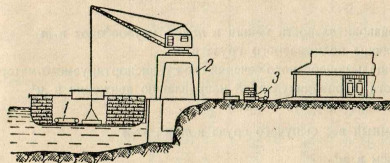


Рис. 242. Схема разгрузки баржи

Выгрузка тарных грузов из барж обычно осуществляется при помощи машин непрерывного транспорта, грузоподъемных машин и погрузчиков.

Правильное сочетание этих механизмов позволяет при учете местных условий выбрать рациональные варианты схем механизации перегрузочных работ.

В качестве примера механизации выгрузки тарных грузов из трюма баржи и передачи его в склад для хранения может служить схема (рис. 242), предусматривающая применение разнообразных подъемно-транспортных машин.

Тарный груз при помощи переносного трюмного транспортера 1 подают к просвету люка, где рабочие вручную укладывают груз на поддоны. Уложенный на поддонах груз при помощи портального берегового крана 2 подается на раму склада, откуда погрузчиком 3 его транспортируют к месту укладки, взвесивая по пути на весах.

Основные физико-механические константы грузов

Наименование груза	Объемный вес в т/м³	Угол внутреннего трения		Коэффициент внешнего трения		
		в движении	в покое	по стали	по дереву	по резине
Дитрацит мелкий	0,8—0,95	27	45	0,84	0,84	—
Гравий	1,5—1,19	30	45	1,0	—	—
Земля грунтовая сухая	1,2	30	45	1,0	—	—
Золы сухая	0,4—0,6	40	50	0,84	1,0	—
Кокс	0,36—0,53	35	50	1,0	1,0	—
Мука пшеничная	0,5—0,6	49	55	0,65	—	0,85
Овес	0,4—0,5	28	35	0,58	0,78	0,55
Опилки древесные	0,16—0,32	—	39	0,8	—	0,85
Песок сухой	1,4—1,65	30	45	0,8	—	0,85
Пшеница	0,7—0,8	25	35	0,58	0,6	0,65
Руда железная	2,1—2,4	30	50	1,2	—	—
Торф сухой, кусковой	0,33—0,4	40	45	0,75	0,80	—
Уголь каменный бурый	0,65—0,78	35	50	1,0	1,0	0,7
Цемент сухой	1,0—1,3	35	45	0,65	—	0,64
Щебень сухой	1,8	35	45	0,63	—	0,6
Мешок джутовый	—	—	—	0,5	0,49	0,61

Условные обозначения

- $Q$  — производительность машин в т/час, грузооборот в т  
 $G$  — величина поднимаемого груза в т  
 $F$  — площадь поперечного сечения слоя транспортируемого материала в плоскости, перпендикулярной направлению движения в м²  
 $v$  — линейная скорость в м/сек  
 $\gamma$  — объемный вес сыпучего груза в т/м³, кг/л  
 $V$  — объем в м³  
 $\rho$  — угол трения  
 $\rho_0$  — угол внутреннего трения сыпучих грузов  
 $f = \text{tg } \rho$  — коэффициент трения  
 $f' = \text{tg } \rho'$  — коэффициент трения в цапфе, опоре  
 $f_0 = \text{tg } \rho_0$  — коэффициент внутреннего трения сыпучего груза  
 $R_0$  — гидравлический радиус  
 $d_d$  — диаметр проволоки цепи в мм  
 $d$  — диаметр цапфы в мм  
 $D$  — диаметр ролика, барабана в мм  
 $B_d$  — ширина ленты в мм  
 $N_0$  — мощность на головном валу в л. с., кетт.  
 $N$  — мощность двигателя в л. с., кетт.  
 $H$  — высота подъема груза в м  
 $W$  — сила сопротивления в кг  
 $w$  — коэффициент сопротивления движения  
 $q$  — погонная нагрузка на единицу длины транспортирующей установки в кг/м  
 $q_0$  — погонная нагрузка от тягового органа и прикрепленных к нему деталей на единицу длины транспортирующей установки в кг/м

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Разрушающие нагрузки пластинчатых тяговых цепей (ГОСТ 588-54)

Диаметр валика $d$ в мм	Разрушающая нагрузка в т для категории прочности цепи			
	I	II	III	IV
9	10,8	6,2	4,9	3,7
11	15,0	8,6	6,8	5,2
13	20,9	12,0	9,5	7,2
16	27,7	15,9	12,6	9,6
20	40,0	23,0	18,2	13,8
24	56,2	32,3	25,6	19,4
30	79,0	45,4	36,0	27,4
36	119,0	68,0	54,0	41,0
44	168,0	100,0	79,0	—
55	262,0	150,0	119,0	—

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Число перегибов	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	$\frac{D_{\min}}{d_k}$	16	20	23	25	26,5	28	30	31	32	33	34	35	36	37

Группа и тип грузоподъемных машин	Характер и режим работы	
1	2	
А. Краны стреловые железнодорожные, гусеничные, на тракторах и автомобилях (в том числе одноковшовые экскаваторы, работающие в качестве кранов), краны и подъемные механизмы на строительных и временных работах	С ручным приводом	
	С машинным приводом	При легком режиме эксплуатации При среднем режиме эксплуатации При тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации
Б. Все остальные типы кранов и подъемных механизмов	С ручным приводом	
	С машинным приводом	При легком режиме эксплуатации При среднем режиме эксплуатации При тяжелом и весьма тяжелом режимах эксплуатации
В. Ручные лебедки грузоподъемностью до 1 т, устанавливаемые на передвижных механизмах		
Г. Механизмы грейферных кранов (кроме блоков, находящихся в грейфере)	Для кранов, перечисленных в группе А	
	Для кранов, перечисленных в группе Б	
Д. Механизмы тельферов		
Подъемные (лифты)	С барабанным приводом	Грузовые без проводников или малые Грузовые с проводниками и пассажирские
	С канатоведущими шкивами	Грузовые без проводников или малые Грузовые с проводниками и пассажирские

Наименьший допустимый диаметр барабана или блока	Наименьший допустимый коэффициент запаса прочности	Примечание
3	4	5
$D \geq 16d$	4,5	1) Диаметры блоков, находящихся в грейферах, назначаются для кранов групп А и В из соотношения $D \geq 18d$ 2) Диаметры уравнительных блоков принимаются на 40% меньше допустимых диаметров рабочих блоков или барабана
$D \geq 16d$	5,0	
$D \geq 18d$	5,0	
$D \geq 20d$	6,0	
$D \geq 18d$	4,5	3) Коэффициент запаса прочности канатов для механизмов при подъеме людей должен быть не меньше $m=14$
$D \geq 20d$	5,0	
$D \geq 25d$	5,5	
$D \geq 30d$	6,0	4) В случае, когда работающий канат огибает барабаны и блоки разных диаметров, выбор диаметра его ведется по наименьшему диаметру
$D \geq 12d$	4,0	
$D \geq 20d$	5,0	
$D \geq 30d$	5,0	
$D \geq 20d$	5,0	
$D \geq 30d$	8,0	
$D \geq 40d$	9,0	
$D \geq 30d$	10	
$D \geq 40d$	12	

Максимально допустимые удельные давления в колодочных тормозах и коэффициенты трения

Материал трущихся поверхностей	$q_{доп}, \text{кг/см}^2$		Коэффициент трения $\mu$
	Стопорный тормоз	Спускной тормоз	
Чугун по чугуну . . . . .	20	15	0,15
Сталь по чугуну . . . . .	20	15	0,15
Сталь по стали . . . . .	4	2	—
Лента тормозная асбестовая по металлу	6	3	0,35—0,37
Лента вальцованная по металлу . . . . .	6	4	0,42

Эмпирические коэффициенты для формул расчета мощности

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Наименование переминающихся материалов	Объемные веса материалов $\gamma$ в т/м <sup>3</sup>	$\epsilon_3$	Ширина цепи, В в м																		
			Значения коэффициентов																		
			$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$	$\epsilon_5$	$\epsilon_6$	$\epsilon_7$	$\epsilon_8$	$\epsilon_9$	$\epsilon_{10}$	$\epsilon_{11}$	$\epsilon_{12}$							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
Бобы сухие . . . . .	0,9	100	2,9	4,4	2,5	3,9	2,3	3,6	2,2	3,4	2,3	3,1	2,3	3,0	2,2	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9	2,9
Отруби . . . . .	0,44	0	2,3	3,8	6,6	3,4	6,0	3,2	5,2	3,0	5,9	2,8	5,7	2,7	5,2	3,3	5,5	3,5	5,2	3,5	
Цемент порландский . . . . .	1,0—1,5	0	7,4	6,0	6,0	5,2	5,5	4,8	5,1	4,4	5,4	4,1	5,3	3,9	5,1	3,7	5,0	3,5	4,8	3,4	
Глина сухая комковатая . . . . .	0,7—1,7	80	5,9	4,6	4,9	4,1	4,5	3,8	4,2	3,5	4,5	3,3	4,4	3,2	4,4	3,2	4,2	3,0	4,1	2,8	
Глина сухая в порошок . . . . .	0,4—1,3	0	17,7	6,8	13,6	5,9	12,1	5,4	10,9	5,0	11,9	4,6	11,5	4,3	10,9	4,4	10,5	3,8	9,9	3,7	
Угольная мелочь сухая . . . . .	0,7—0,8	40	4,6	4,4	3,9	3,9	3,5	3,6	3,3	3,4	3,5	3,1	3,4	3,0	3,3	2,9	3,2	2,7	3,1	2,6	
Угольная мелочь сырая . . . . .	0,8—1,0	20	5,4	5,7	4,5	5,0	4,1	4,6	3,9	4,3	4,1	4,0	4,0	3,8	3,9	3,6	3,8	3,4	3,2	2,7	
Кофе молотый . . . . .	0,4	20	4,8	3,2	3,9	2,9	3,5	2,7	3,2	2,6	3,5	2,4	3,4	2,3	3,2	2,3	3,1	2,2	3,0	2,1	
Мука пшеничная . . . . .	0,5—0,7	0	7,1	3,5	5,6	3,2	5,1	2,9	4,7	2,8	5,0	2,6	4,9	2,5	4,7	2,4	4,5	2,3	4,3	2,3	
Известь негашеная . . . . .	0,8	200	5,0	7,0	4,2	6,1	4,0	5,6	3,7	5,2	3,9	4,8	3,8	4,5	3,7	4,2	3,6	4,0	3,5	2,8	
Известь гашеная . . . . .	0,2—0,4	0	35,5	7,0	2,7	6,1	23,0	5,6	20,4	5,2	22,5	4,8	21,6	4,5	20,3	4,2	19,3	4,0	18,5	3,8	
Соль сухая гранулированная . . . . .	1,3	80	2,8	5,7	3,2	5,0	3,1	4,6	2,9	4,3	3,1	4,0	3,0	3,1	2,9	3,6	2,9	3,4	2,8	2,2	
Песок мелкий сухой . . . . .	1,5—1,7	180	2,2	4,3	10,9	6,7	9,6	3,8	8,5	3,9	9,4	3,0	9,0	2,9	8,6	2,7	8,1	2,6	7,9	2,0	
Опилки . . . . .	0,2—0,5	0	3,9	3,8	3,2	3,4	2,9	3,2	2,7	3,0	2,9	2,8	2,8	2,7	2,7	2,6	2,6	2,5	2,5	2,4	
Крахмал комковатый . . . . .	0,5	80	3,9	3,8	3,2	3,4	2,9	3,2	2,7	3,0	2,9	2,8	2,8	2,7	2,7	2,6	2,6	2,5	2,5	2,4	
Крахмал в порошок . . . . .	0,4—0,7	0	15,9	6,0	12,2	5,2	10,9	4,8	9,8	4,4	10,7	4,1	10,3	3,9	9,8	3,7	9,4	3,5	8,9	3,4	
Сахар песок гранулированный . . . . .	0,8	100	5,8	9,1	4,8	7,9	4,4	7,1	4,2	6,6	4,4	6,1	4,3	5,7	4,1	5,3	4,0	5,0	3,9	3,1	
Шеница сухая, чистая . . . . .	0,8	40	3,3	5,2	2,7	4,5	2,5	4,2	2,4	3,8	2,5	3,6	2,5	3,5	2,4	3,3	2,3	3,1	2,3	1,8	

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Ширина в мм	Глубокий ковш				Мелкий ковш				Чешуйчатый ковш			
	вылет А в мм	высота h в мм	емкость i в л	вес ковша в кг	вылет А в мм	высота h в мм	емкость i в л	вес ковша в кг	вылет А в мм	высота h в мм	емкость i в л	вес ковша в кг
135	94	101	0,68	0,38	57,5	74,5	0,23	0,18	—	—	—	—
200	120	130	1,67	0,57	90	120	1,12	0,41	160	197	3,07	1,74
300	160	175	4,47	2,23	140	190	4,03	0,82	247	315	6,87	3,03
450	220	242	12,7	6,63	215	295	14,6	3,4	370	545	19,0	3,77
650	300	332	35,9	15,4	315	435	46,7	7,0	460	595	29,0	6,03
900	—	—	—	10,3	—	—	—	12,7	—	—	—	13,8
1200	—	—	—	22,0	—	—	—	17,5	—	—	—	17,5
				—				24,9				30,0
								—				35,0
								—				52,0
								—				71,0
								—				85,0

Примечание. В графе «вес ковша» приведены данные для ковшей с различной толщиной стенок.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Производительность пори для	Единицы измерения	Тип I		Тип II		Тип III	
		т/час	л/с	т/час	л/с	т/час	л/с
муки . . . . .	т/час	3,5	7,0	—	—	—	—
для зерна . . . . .	л/с	5,5	10	—	—	—	—
Ширина ленты В <sub>л</sub> . . . . .	мм	125	150	175	250	350	500
Ширина ковша В . . . . .	мм	110	135	160	220	320	480
Вылет А . . . . .	мм	110	125	110	125	150	185
Высота h . . . . .	мм	132	150	150	125	150	200
Высота наружной кромки ковша h <sub>1</sub> . . . . .	мм	66	75	75	33	40	50
Радиус закругления dna r . . . . .	мм	35	40	40	25	25	25
Угол скоса боковых стенок α . . . . .	град.	4	4	4	2	2	2
Угол перпендикуляра θ . . . . .	град.	41°30'	41°30'	41°30'	67°30'	67°30'	67°30'
Емкость ковша i . . . . .	л	0,81	1,8	1,5	1,25	2,2	4,6
Вес . . . . .	кг	0,48	0,55	0,63	0,85	1,25	2,25
							3,6
							4,25

Примечание. При ленте шириной 800 и 1000 мм ковши устанавливаются в два ряда в шахматном порядке.

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

Наименование материала	Скорость вращения в м/сек	Наименование материала	Скорость вращения в м/сек
Пшеница . . . . .	9,0—10,0	Мука . . . . .	2,0—3,0
Ячмень . . . . .	8,5—10,5	Отруби . . . . .	2,75—3,25
Рожь . . . . .	8,5—10,5	Опилки бумковые . . . . .	6,8
Гречиха . . . . .	7,8—8,7	Хлопковое семя . . . . .	9,5
Просо . . . . .	7,8—8,5		
Кукуруза (зерно) . . . . .	9,8		

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

№ по пор.	Название	Форма	Коэффициент сопротивления								
			$\xi_2 = m\xi_1$								
1	Отвод		$\frac{R}{D}$	0,75	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0		
			$\xi_1$	0,5	0,25	0,2	0,175	0,15	0,1		
			$\alpha$	30°	45°	60°	90°	120°	180°		
			m	0,46	0,63	0,77	1,0	1,15	1,40		
2	Утка		$\xi_3 = 1,5 \xi_2$								
3	Дроссель в круглой трубе при полном открытии		$\xi_4 = 0,05$								
4	Внезапное сужение ( $\xi_5$ ) и расширение ( $\xi_6$ )		f/F	0,1	0,2	0,3	0,4	0,8	0,6	0,8	1,0
			$\xi_5$	0,29	0,28	0,25	0,21	0,18	0,13	0,04	0,0
			$\xi_6$	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,04	0,0
5	Диффузор ( $\xi_7$ ) и насадка ( $\xi_8$ )		Значение $\xi_7$								
			$\alpha$	10°	15°	20°	25°	30°	45°		
			F/f	0,125	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	
				1,50	0,02	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13	
				1,75	0,03	0,05	0,07	0,11	0,15	0,20	
				2,0	0,04	0,06	0,10	0,15	0,21	0,27	
				2,25	0,05	0,08	0,13	0,19	0,27	0,34	
	2,5	0,06	0,10	0,15	0,23	0,32	0,40				
						$\xi_8 = \xi_7 + \xi_{доп}$		Значение $\xi_{доп}$			
			F/f	1,0	1,75	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	
			$\xi_{доп}$	1,0	0,63	0,44	0,33	0,25	0,2	0,16	
6	Расруб		$\xi_9 = 0,05$								
7	Сопло		$\Delta P = \frac{3,0 \gamma_0 v^2}{2g} (1 + \mu)$								

№ по пор.	Название	Форма (см. рисунок по тексту)	Коэффициент сопротивления	Характеристика автопогрузчиков					
				Единицы измерения	Автопогрузчики ЗИО		Автопогрузчики модели		Автопогрузчики УПМ-6
					02	40	4004	4004А	
8	Гибкая труба	рис. 131	$\lambda = 2\lambda_{гд}$ , где $\lambda_{гд}$ — коэффициент сопротивления гладкой трубы	кг	1500	1500	750	750	500
9	Разгрузитель объемный	рис. 136	$\Delta P = 6,0 \frac{\gamma_B v^2}{2g} (1 + \mu)$	мм	1000	1000	910	910	1020
10	Центробежный разгрузитель	рис. 137	$\Delta P = \xi_0 \frac{\gamma_B v_{вх}^2}{2g} - Bn^n$ , где $\xi_0 = 12,4D$ ( $D$ — диаметр разгрузителя, в м), $B = 10,7 \pm 40$ и $n = 0,3 \pm 0,1$ в зависимости от диаметра разгрузителя	»	3000	3000	2335	910	2320
11	Пылеотделитель сухой	рис. 138	$\Delta P = 300 \div 350$ мм вод. ст.	»	2100	1480	1300	1900	1545
12	Пылеотделитель мокрый	рис. 139, а	$\Delta P = 10 \frac{\gamma_B v_{вх}^2}{2g}$	»	4000	2750	2450	3650	2660
13	Водоотделитель	рис. 139, б	$\Delta P = 15 \frac{\gamma_B v_{вх}^2}{2g}$	»	2750	2100	1600	2800	2000
14	Центробежный пылеотделитель	рис. 140	$\Delta P = 12,4D \frac{\gamma_B v_{вх}^2}{2g}$ , где $D$ — диаметр пылеотделителя в м	»	2100	2100	1550	1550	1300
15	Приемник горизонтальный	рис. 126, а	$\Delta P = 1,4\mu \frac{\gamma_B v_{в}^2}{2g}$	»	200	200	—	—	—
16	Приемник вертикальный	рис. 126, б	$\Delta P = 0,8 \frac{\gamma_B v_1^2}{2g} (1 + 1,4\mu) - \frac{\gamma_B v_2^2}{2g}$ , где $v_1$ — скорость при выходе из приемника $v_2$ — скорость при входе в приемник	»	60	60	60	60	100
				»	950	950	950	950	750
				»	960	960	960	960	1000
				град.	3	5	4	4	4
				»	10	10	10	10	10
				км/час	7,5	7,5	10	10	—
				»	6,5	6,5	9	9	8,5
				м/мин	8,5	8,5	10	10	8
				»	4,25	4,25	10	10	8
				кг	2800	2650	1660	1720	1725
				а-ч	500	500	300	300	250
				кг	3600	3475	2191	2251	1925
				»	675	675	219	219	300
				мм	1900	1900	1600	1600	1500

Основные параметры	Единицы измерения	Автопогрузчики ЗИО		Автопогрузчики модели		Автопогрузчики УПМ-6
		02	40	4004	4004А	
Грузоподъемность . . .	кг	1500	1500	750	750	500
Габариты:						
ширина . . . . .	мм	1000	1000	910	910	1020
длина с вилками . . .	»	3000	3000	2335	910	2320
Высота с опущенными вилками . . . . .	»	2100	1480	1300	1900	1545
Высота с поднятым грузом . . . . .	»	4000	2750	2450	3650	2660
Максимальная высота подъема вилок . . .	»	2750	2100	1600	2800	2000
Максимальный радиус разворота:						
внешний . . . . .	»	2100	2100	1550	1550	1300
внутренний . . . . .	»	200	200	—	—	—
Дорожный просвет . . .	»	60	60	60	60	100
Размеры вилок:						
длина . . . . .	»	950	950	950	950	750
ширина . . . . .	»	960	960	960	960	1000
Угол наклона вертикальной рамы:						
вперед . . . . .	град.	3	5	4	4	4
назад . . . . .	»	10	10	10	10	10
Максимальная скорость движения:						
без груза . . . . .	км/час	7,5	7,5	10	10	—
с грузом . . . . .	»	6,5	6,5	9	9	8,5
Максимальная скорость подъема вилок:						
без груза . . . . .	м/мин	8,5	8,5	10	10	8
с грузом . . . . .	»	4,25	4,25	10	10	8
Вес автопогрузчика без груза . . . . .	кг	2800	2650	1660	1720	1725
Емкость аккумуляторной батареи . . . . .	а-ч	500	500	300	300	250
Усилие, передаваемое на пол при полной нагрузке:						
от передних колес . . . . .	кг	3600	3475	2191	2251	1925
от задних колес . . . . .	»	675	675	219	219	300
Расчетная ширина проходов, перекрытия-входящих под углом 90° . . . . .	мм	1900	1900	1600	1600	1500

## Общие данные по грузовым автомобилям

## ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Наименование показателей	ГАЗ-51		ЗИЛ-5		ЗИЛ-150		МАЗ-200		ГАЗ-63		ЗИЛ-151	
	2×1	2×1	2×1	2×1	2×1	2×1	2×1	2×1	2×2	3×3	2×2	3×3
Тип автомобиля	1500	2500	3000	4000	4000	7000	7000	7000	2000	4500	2000	4500
Число осей (общее и ведущих)	3340	3300	3810	4000	4000	4590	4590	4590	3307	4225	3307	4225
Грузоподъемность (килограммов по шоссе)	1600	3300	3810	4000	4000	4590	4590	4590	1988	1590	1988	1590
База в мм	1600	1585	1545	1700	1740	1920	1920	1920	1500	1720	1500	1720
Колея в мм: передних колес (по земле)	5385	5025	6060	6720	7020	7620	7620	7620	5925	6930	5925	6930
Задних колес	2030	2235	2300	2335	2385	2650	2650	2650	2200	2320	2200	2320
Габаритные размеры в мм: длина	1870	2130	2160	2180	2180	2430	2430	2430	2185	2310	2185	2310
Ширина	7,5	7,6	8,6	7,5—8,0	8,6	7,5—8,0	9,2	8,5	8,5	11,2	8,5	11,2
Наименьший радиус поворота в м (по колесам заднего колеса)	200	245	270	3100	265	290	277	277	3280	285	3280	285
Нижняя точка под картером заднего моста в мм	1810	2710	1300	1260	1800	3120	3120	3120	1700	2300	1700	2300
Вес автомобиля с полной заправкой без груза в кг	1080	1410	1840	2100	2090	3380	3380	3380	1580	3280	1580	3280
Распределение веса по осям в кг: без груза, передняя ось	825	1900	1440	1440	2090	3605	3605	3605	2010	2390	2010	2390
с грузом, передняя ось	2625	3730	4800	4800	5970	10120	10120	10120	3420	7840	3420	7840
с грузом, задняя ось	2450	1940	1380	1380	2250	3540	3540	3540	2940	3566	2940	3566
Крузов	1870	1900	2280	2280	2250	2480	2480	2480	1990	2090	1990	2090
Размеры платформы в мм: длина	500	540	600	600	600	600	600	600	890	925	890	925
Ширина	70	70	60	60	60	65 с ограничителем	65 с ограничителем	65 с ограничителем	65 с ограничителем	60	65 с ограничителем	60
Максимальная скорость с полной нагрузкой по шоссе в км/час	20,5	26,5	34,0	38,0	34,0	38,0	38,0	38,0	35,0	40	35,0	40
Эксплуатационная норма расхода топлива в л на 100 км												

## ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Наименование оборудования	Срок службы при работе 3000 час. в год (лет)	Процент отчислений при работе 2520 час. в год			
		восстановление	капитальный ремонт	всего на амортизацию	текущий ремонт
<b>Безрельсовый транспорт</b>					
Грузовые автомобили, тракторы, тягачи, автотележки . . .	10	10	4	14	2
Аккумуляторные тележки . . .	7	15	4	19	2
а) тележки без аккумуляторов . . . . .	10	10	4	14	2
б) аккумуляторы . . . . .	4	25	4	29	2
Прицепы и ручные тележки . . .	10	10	4	14	2
<b>Непрерывный транспорт</b>					
Ленточные транспортеры . . . . .	8	12,5	3	15,5	2
а) транспортеры без лент . . . . .	10	10	3	13	2
б) ленты . . . . .	4	25	3	25	—
Цепные, пластинчатые, лотковые, ковшовые и лопаточные транспортеры . . . . .	8	12,5	3	15,5	2
а) транспортеры без цепей . . . . .	10	10	3	13	2
б) цепи . . . . .	4	25	3	25	—
Скребокные и волоочильные транспортеры . . . . .	6	16,5	3	19,5	2
а) транспортеры без цепей и канатов . . . . .	10	10	3	13	2
б) цепи и канаты . . . . .	3	33	3	33	—
Элеваторы для сыпучих грузов	6	16,5	3	19,5	2
а) элеваторы без цепей и лент	10	10	3	13	2
б) цепи и ленты . . . . .	3	33	3	33	—
Элеваторы для штучных грузов	8	12,5	3	15,5	2
а) элеваторы без цепей и лент	10	10	3	13	2
б) цепи и ленты . . . . .	4	25	3	25	—
Шнеки . . . . .	6	16,5	3	19,5	2
Роликовые . . . . .	6	16,5	3	19,5	2
Гравитационные транспортеры и спуски	10	10	3	13	2
Пневматические и гидравлические транспортеры	9	11,0	3	14,0	2
а) трубопроводы и разгрузители . . . . .	6	16,5	3	19,5	2
б) компрессоры, вентиляторы, фильтры и насосы . . . . .	10	10,0	3	13,0	2
Инерционные желоба . . . . .	8	12,5	3	15,5	2
<b>Подъемные машины</b>					
Краны порталные, полупортальные, мостовые, козловые, поворотные (неподвижные и на рельсовом ходу) . . . . .	15	6,7	2	8,7	1
Краны поворотные: на гусеничном ходу, автомобильные краны, экскаваторы . . . . .	10	10,0	2,5	12,5	0,5

Наименование оборудования	Срок службы при работе 3000 час. в год (лет)	Процент отчислений при работе 2520 час. в год			
		восста- новление	капи- тальный ремонт	всего на аморти- зацию	текущий ремонт
Перегрузочные мосты . . . . .	20	5,0	1,5	6,5	0,5
а) подвижная тележка или катучий кран, механизмы для передвижения моста и подъема консоли . . . . .	12,5	8,0	2,0	10,0	1,0
б) лебедка для канатной тяги	10,0	10,0	2,0	12,0	1,0
в) металлические конструкции моста с ходовой частью . . . . .	25,0	4,0	1,5	5,5	0,5

## ПРИЛОЖЕНИЕ 13

Здания и сооружения	Отчисления на амортизацию при работе предприятия			Отчисле- ние на текущий ремонт
	в 1 смену	в 2 смены	в 3 смены	
Здания производственные (нормального типа)				
Каменные, бетонные и железобетонные	2,25	2,6	2,7	0,5
Смешанные . . . . .	3,4	3,9	4,1	0,5
Деревянные . . . . .	4,5	5,2	5,4	0,5
Здания производственные (облегченного типа)				
Каменные, бетонные и железобетонные	2,75	3,2	3,25	0,5
Смешанные . . . . .	4,0	4,7	4,8	0,5
Деревянные . . . . .	5,4	6,2	6,5	0,5
Здания непроизводственные (нормального типа)		Вне зависимости от числа смен		
Каменные, бетонные и железобетонные	—	—	2,0	0,5
Смешанные . . . . .	—	—	3,0	0,5
Деревянные . . . . .	—	—	4,0	0,5
Глинобетонные . . . . .	—	—	7,0	0,5
Здания непроизводственные (облегченного типа)				
Каменные, бетонные и железобетонные	—	—	2,5	0,5
Смешанные . . . . .	—	—	3,5	0,5
Деревянные . . . . .	—	—	4,75	0,5
Глинобетонные . . . . .	—	—	7,0	0,5

## ПРИЛОЖЕНИЕ 14

Тип транспортера	Ши- рина ленты в мм	Габаритные раз- меры в мм		Высота подъема в мм	Мощность электро- двигате- ля в кат	Вес в кг
		длина	ширина			
Конструкция Филиппова 10 м	500	10100	1450	3200	3,3	885
Конструкция Филиппова 6,5 м	500	6700	1400	2500	2,2	670
«Январец» . . . . .	500	15600	1340	4000	5,5	2280
«Самарец» . . . . .	600	10750	1860	2740	4,1	1500
				4500		
				2750		

Тип транспортера	Ши- рина ленты в мм	Габаритные раз- меры в мм		Высота подъема в мм	Мощность электро- двигате- ля в кат	Вес в кг
		длина	ширина			
«Ленинец I» . . . . .	500	10600	1300,0	3800	4,1	890
				1500		
				5000		
«Ленинец II» . . . . .	500	15600	1600	2520	5,5	1365
Конструкция Лаптева . . . . .	500	6000	625	400	2,2	270
Трюмный . . . . .	400	3800	600	300	1,5	200
Линейный транспортер ЛТ-10	500	10250	1530	4200	3,2	1000
Ленточный транспортер ЛТ-11	500	8740	1260	1800	3,2	764
Зернотарный транспортер З-Т	500	8800	1400	3100	3,3	844
				3000		

## Вагоноразгрузчики

Тип вагоноразгрузчика	Габаритные размеры в мм			Скорость рабочего хода скре- пока лопаты в м/сек	Мощность электро- двигателя в кат
	длина	ширина	высота		
Конструкция Волошина и Жоголева . . . . .	4800	1160	1400	0,65	3,8
Передвижная «двойная механическая лопата» ВНИИЗ . . . . .	2300	1200	1670—1970	0,78	4,5

## Самоподаватели

Тип самоподавателя	Габаритные размеры в мм			Площадь захвата зерна в м <sup>2</sup>	Угол поворота в горизонтальной плоскости в градусах	Скорость дви- жения в м/сек		Мощность эле- ктродвигателя в кат
	длина	ширина	высота			транспор- тера	скрепо- кой части	
Конструкция Будаенко	6420	1400	1920	0,8	—	3,5	1,1	3,2
Конструкция Крапоткинского завода . . . . .	7840	1350	2230	18,1	18,0	3,8	1,75	3,2
Конструкция Маслакова	5800	1760	2010	22,0	27,0	3,0	1,5	3,0
Конструкция Жоголева и Волошина . . . . .	6740	1040	1960	—	—	—	1,9	3,2

# ЛИТЕРАТУРА

Александров М. П. Тормозы подъемно-транспортных машин. Машиз, 1953.  
 Азберов К. Р., Зенков Р. Л. Буферные установки. Машиз, 1955.  
 Базанов А. Ф. Самоходные погрузчики. Машиз, 1955.  
 Бартош Н. Г. Опыт механизации погрузочно-разгрузочных работ аккумуляторными погрузчиками. Трансжелдориздат, 1954.  
 Бедерский С. Н., Валеро А. М. Передвижные станции для погрузки зерна. Хлебозащит, 1956.  
 Бедерский С. Н., Волошин В. И., Овчинников В. В. Механизация перемещения зерна на хлебозаготовительных пунктах. Заготиздат, 1955.  
 Береза В. И., Хитчи В. В. Автопогрузчики, тракторные погрузчики и их применение. Машиз, 1952.  
 Бобков и др. Автомобильные дороги. Автотрансиздат, 1953.  
 Боголюбовский В. И., Голубев П. М., Лапшин И. И. Подъемные канаты. Металлургия, 1950.  
 Букштейн М. А. Производство канатов. Металлургия, 1954.  
 ВНИИТОМАШ. Расчеты канатов, металлов и деталей подъемно-транспортных машин. Машиз, 1957.  
 Воронин В. С. Лифты изд. Мин. ком. хоз. РСФСР, 1955.  
 Гастермаев И. Пневматический транспорт. Сев. азия, протомбюро ВСНХ, 1927.  
 Герштейн М. М. Аналитический метод расчета профиля головки быстроходной порни. Труды ВНИИТ, вып. 18, Заготиздат, 1949.  
 Гринев Г. П. Механизация погрузочно-разгрузочных работ и склады на железнодорожном транспорте. Трансжелдориздат, 1955.  
 Гринев К. М., Крашенинников М. Н., Кропачев А. П. Пневматический транспорт в цементной промышленности. Промстройиздат, 1951.  
 Гришайко М. Я., Губоров Е. Г. и др. Справочник по котлоапару. Госэнергоиздат, 1955.  
 Давыдов А. М. Определение потерь давления при перемещении продуктов размола в вертикальных трубах. Мукмольно-элеваторная промышленность, № 8, 1956.  
 Досаевский А. А. Подъемно-транспортные машины. Речной транспорт, 1956.  
 Дукельский А. М. Грузоподъемные машины. Морской транспорт, 1946.  
 Дьячков В. К. Новые конструкции ленточных конвейеров. \*Механизация трубоемких и тяжелых работ\*, вып. 5, 1955.  
 Заводицкий А. А. Грузоподъемные машины. Машиз, 1955.  
 Зеллер Г., Шредер П. Транспортирование зерна пневматическим способом. ДНТВУ, 1937.  
 Зенков Р. Л., Петров М. М. Конвейеры со стальной лентой. Машиз, 1948.  
 Зенков Р. Л. Теория и расчет конвейеров с перфарированной лентой. Труды ВНИИТ МАШ, сборн. № 3, Машиз, 1948.  
 Кифер Л. Г., Абрамович И. И. Грузоподъемные машины. Машиз, 1955.  
 Козьмин П. С. Портовые и судовые машины непрерывного транспорта. Морской транспорт, 1947.  
 Житков Д. Г., Пестехов И. Т. Стальные канаты для подъемно-транспортных машин. Металлургия, 1953.  
 Ивашко И. и др. Подъемники Машиз, 1957.  
 Квачин А. И. Стальные канаты. Машиз, 1950.  
 Крашенинников К. И. Автопогрузчики и автопогрузочные установки. Трансжелдориздат, 1937.  
 Краймерман Г. И. Опыт применения автопогрузчиков на реализационных базах и мельницах. Заготиздат, 1954.  
 Кружало А. П. Пневматический транспорт зерна и его отходов. Ч. II Заготиздат, 1947.  
 Кружало А. Н. Приемники для пневматического транспорта продуктов размола. Труды ВНИИТ, вып. XXIX, Заготиздат, 1954.  
 Левченко Н. А. Самоподатели в элеваторно-складском хозяйстве. Заготиздат, 1953.  
 Либере Г. В. Железнодорожный путь. Устройство, ремонт и текущее содержание. Трансжелдориздат, 1954.  
 Осетников В. В. Автобильно-самосвалы. Машиз, 1952.  
 Павлов В. С. Расчет вертикальных продуктопроводов пневматических установок на мельницах. \*Мукмольно-элеваторная промышленность\* № 11, 1956.  
 Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов. Углетехиздат, 1957.  
 Платонов П. Н. Некоторые вопросы теории быстрогоходных порни. Труды Одесского института инженерной мукмольной промышленности им. Сталина, вып. III, Заготиздат, 1952.  
 Платонов П. Н., Нарезжий Н. К. Исследования работы центробежного отделителя пневматического транспорта. Труды ВНИТО мукмольно-крупной промышленности. Том V. Хлебозащит, 1957.  
 Платонов П. Н., Кудченко К. И. Механизация погрузки и выгрузки затаренных в мешки грузов. Заготиздат, 1955.  
 Платонов П. Н., Латоровский Б. Г. и Рейкин П. Н. Элеваторы и склады. Заготиздат, 1954.  
 Повинный состав железных дорог. Трансжелдориздат, 1954.  
 Рубецко Н. Ф. Грузоподъемные машины. Машиз, 1957.  
 Спавковский А. О. Рудничный транспорт. Углетехиздат, 1953.  
 Спавковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. Машиз, 1955.  
 Спавковский А. О., Рубецко Н. Ф. Подъемно-транспортные машины. Машиз, 1949.  
 Справочник К. И. Основы теории и расчета пневматических транспортных установок. ОНТИ НКТП, 1934.  
 Тульчинский Е. М. Конструкция и монтаж зернопроводов на элеваторах и зерносушилках. Хлебозащит, 1955.  
 Успенский В. А. Пневматический транспорт. Металлургия, 1952.  
 Петров Ф. М. Торможение канатных механизмов. Машиз, 1950.

Стр.	Строка	Назначение	Опечатка	Человек
36	12-я строка	Уравнение (16-4)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
46	Уравнение (33-4)			
53	Уравнение (33-4)	12-я строка	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
59	12-я строка			
70	2-я строка	Уравнение (13-6)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
72	6-я строка			
72	3-я строка	Уравнение (3-7)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
73	6-я строка			
83	Уравнение (13-6)	Уравнение (13-6)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
89	10-я строка			
92	Уравнение (3-7)	Уравнение (3-7)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
93	16-я строка			
98	19-я строка	Уравнение (16-7)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
99	Уравнение (16-7)			
101	11-я строка	Уравнение (16-7)	$\frac{OP}{OM} = \frac{PF}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{PT}{MC}$	$\frac{CT}{MC} \text{ и } OP = h = \frac{OM}{MC} \frac{CT}{MC}$
103	7-я строка			

(см. рис. 81)  
(см. рис. 80)

# ЛИТЕРАТУРА

Александров М. П. Тормозы подъемно-транспортных машин. Машгиз. 1953.  
 Алферов К. В., Зенков Р. Л. Бункерные установки. Машгиз. 1955.

Стр.	Строка	Напечатано	Читать
119	Уравнение (13-8)	$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} =$	$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} =$
133	Уравнение (4-10)	$\operatorname{tg} \alpha - \frac{g_x}{v^2 \cos^2 \alpha} = 0$	$\operatorname{tg} \alpha - \frac{g_x}{v_K^2 \cos^2 \alpha} = 0$
135	Уравнение (17-10) (18-10)	$v_K = v_0 e^{f^2 k}$ $= 3600 F v_0 e^{f^2 k}$	$v_K = v_0 e^{f^2 k}$ $= 3600 F v_0 e^{f^2 k}$
149	3-я сверху	$= k_{yB} F \frac{(v_B - v_M)^2}{2g} - mg$	$= k_{yB} F \frac{(v_B - v_M)^2}{2g} - mg$
154	19-я снизу	$Re = \frac{vD}{\nu}$	$Re = \frac{vD}{\nu}$
156	15-я сверху	$Re = \frac{v_B \cdot D}{\nu}$	$Re = \frac{v_B D}{\nu}$
192	Табл. 25		
192	7-я снизу	$\frac{SR}{GR}$	$\frac{C_R}{GR}$
197	Рис. 166	Длина вагона 1388	13088
220	6-я снизу	$Q + G_0 + G_{II}$	$Q + G_0 + G$
225	Уравнение (32-18)	$= J \frac{\omega}{t} = \frac{2\pi n}{60t}$	$= J \frac{\omega}{t} = \frac{2\pi n}{60t}$
228	4-я снизу	(рис. 190)	(рис. 191)
229	5-я сверху	(см. рис. 190)	(см. рис. 191)
229	13-я снизу	(рис. 191)	(рис. 190)
229	4-я снизу	(см. рис. 191)	(см. рис. 190)
229	Рис. 190 и 191		
229	Уравнение (2-19)		
237	25-я снизу	$P = \frac{rD}{\ln \eta_2}$	$P = \frac{rG}{\ln \eta_2}$
249	15-я снизу	$F \geq \frac{Q}{q} > 10 \text{ м}^2$ $= 0,736 \frac{\sum Nt \eta Q'_r}{60G_0}$	$F \geq \frac{Q}{q} > 1,0 \text{ м}^2$ $= 0,736 \frac{\sum Nt \eta Q'_r}{60G_0}$

Поменять местами подписи под рисунками

П. Н. Платонов и К. И. Купченко